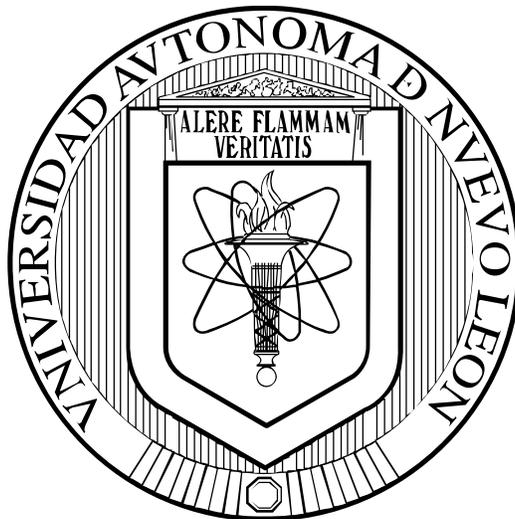


UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



TESIS

**“OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA Y ESTANDARIZACIÓN DE SOPORTES
PARA MONTAJE DE SECADOR DE AIRE EN CAMIONES CLASE 8”**

POR
EBER ARMANDO FLORES OLVERA

**EN OPCIÓN PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

JULIO 2016

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



TESIS

**“OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA Y ESTANDARIZACIÓN DE SOPORTES
PARA MONTAJE DE SECADOR DE AIRE EN CAMIONES CLASE 8”**

**POR
EBER ARMANDO FLORES OLVERA**

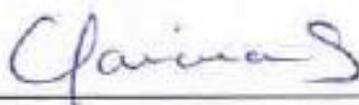
**EN OPCIÓN PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

JULIO 2016

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

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la tesis "OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA Y ESTANDARIZACIÓN DE SOPORTES PARA MONTAJE DE SECADOR DE AIRE EN CAMIONES CLASE 8" realizada por el alumno Eber Armando Flores Olvera con número de matrícula 1330025 sea aceptada para su defensa como opción al grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería Automotriz.

El Comité de Tesis



Dra. Adriana Salas Zamarripa

Asesor



Dr. Oscar Jesús Zapata Hernández

Revisor



Dra. Indira Gary Escamilla Salazar

Revisor

Vo. Bo.



Dr. Simón Martínez Martínez
Subdirector de Estudios de Posgrado

Cd Universitaria, San Nicolás de los Garza Nuevo León, Julio del 2016

AGRADECIMIENTOS

A la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, por brindarme todo el apoyo institucional y de infraestructura para realizar este trabajo de tesis y por brindarme la oportunidad de realizarme como estudiante y como persona.

Al CONACyT, por brindar el apoyo y la oportunidad de añadir valor agregado al desarrollo de la ciencia y la tecnología en México.

A Navistar, por permitirme realizarme como profesionalista, por toda la experiencia adquirida a lo largo de estos 4 años y por brindarme la oportunidad de contribuir en el desarrollo de productos tan competitivos a nivel internacional.

A la Doctora Adriana Salas, por su ayuda para concebir este proyecto, las herramientas proporcionadas así como el compartir su experiencia en el ámbito investigador, por toda su disponibilidad a lo largo del período de realización de este trabajo así como el apoyo académico y moral durante el mismo.

A Diego Sáenz, René Sánchez y Ezequiel Estrada por su paciencia y compartir su conocimiento en optimización topológica así como el entrenamiento en el uso del software de CAE

A mis compañeros de generación, por brindarme todo el apoyo y compartir sus conocimientos y experiencia conmigo.

A mi familia y amigos, por apoyarme moralmente a lo largo del desarrollo de este trabajo

DEDICATORIA

Le dedico de manera especial este trabajo a mis abuelos Josefina Camarena Echaveste y Braulio Olvera Rodríguez QEPD, por su amor y transmisión de los valores indispensables para mi realización personal y profesional. A mi madre Josefina Olvera Camarena por transmitirme esa mentalidad ganadora y perseverante que me ayudó a culminar este trabajo, a mis hermanos Raúl Flores Olvera y Esteban Flores Olvera, por darme el ejemplo y marcar el camino que me ha llevado hasta donde estoy ahora. A Diana García por su amor, apoyo y paciencia durante este proceso.

“El arte de la estructura consiste en cómo y dónde colocar los agujeros”

Robert Le Ricolais (1894-1977)

Tabla de contenido

Agradecimientos	I
Dedicatoria	II
Tabla de Contenido	III
Indice de Figuras	VI
Indice de Tablas	X
Indice de Ecuaciones	XI
Resumen	1
Capítulo 1 Introducción	3
1.1 Antecedentes/Relevancia Industrial	3
1.2 Hipótesis/Justificación	5
1.3 Objetivos Generales	6
1.3.1 Objetivos Específicos	6
1.4 Justificación	6
1.5 Alcance	7
Capítulo 2 Marco Teórico	8
2.1 Introducción	8
2.2 Dimensiones Básicas del Camión	8
2.3 Conceptos de capacidad de carga y clasificación de camiones	10
2.4 ¿Dónde se montan los componentes? – Diseños típicos de Chasis	11
2.5 Ahorro de combustible y el peso del camión	14
2.6 Modelos Aplicables	15
2.7 Localización de componentes, sistemas y configuraciones principales	16
2.7.1 Sistema de frenos	21

2.7.2 Partes principales de un sistema de frenos_____	22
2.8 Optimización_____	27
2.8.1 Introducción_____	27
2.8.1 Optimización topológica_____	27
2.8.3 Método de elemento finito (FEM) _____	31
2.8.4 Historia del método de elemento finito_____	32
2.8.5 Aplicaciones del método de elemento finito_____	33
2.8.6 Definiciones y ecuaciones básicas_____	35
2.8.7 Matriz de rigidez de una barra_____	36
2.8.8 Deformación en 2D_____	38
2.8.9 Ecuaciones de FEM que describen a la optimización topológica__	41
2.9 Conceptos de optimización topológica_____	42
2.9.1 Dominio extendido fijo de diseño_____	42
2.9.2 Método de densidades_____	43
2.10 Problemas típicos en optimización topológica_____	44
2.10.1 Filtro de Bendsøe y Sigmund _____	45
2.10.2 Fracción de volumen_____	47
2.11 Convergencia_____	48
2.12 Casos de éxito utilizando optimización topológica_____	51
Capítulo 3 Desarrollo Experimental_____	70
3.1 Introducción_____	70
3.2 Estandarización del soporte de secador – Criterio de homogenización____	70
3.2.1 Homogenización de los soportes BA y BB_____	72
3.2.2 Homogenización de los soportes BD yBH_____	74

3.2.3 Homogenización de los soportes BF, BG y BE	75
3.3 Análisis de elemento finito en las muestras iniciales	78
3.3.1 Proceso general de simulación por elemento finito	79
3.3.2 Caso de estudio: Análisis del soporte BA	79
3.4 Análisis de elemento finito en los soportes estandarizados	85
3.5 Optimización en el bracket del secador	86
3.5.1 Definición del espacio de diseño	87
3.5.2 Variables del diseño y objetivo	88
3.5.3 Restricción del diseño	89
3.5.4 Respuestas de optimización	90
3.5.5 Post procesamiento	91
3.6 Casos de estudio finales utilizando FEM	91
Capítulo 4 Resultados y Discusión	93
4.1 Introducción	93
4.2 Análisis por elemento finito a soportes originales	93
4.3 Análisis por elemento finito de soportes estandarizados	96
4.4 Optimización topológica aplicada a los soportes estandarizados	97
4.5 Post-modelado con fines de Manufacturabilidad	100
4.6 Análisis por elemento elemento finito a los modelos finales	102
4.7 Análisis de resultados	104
4.8 Esfuerzo máximo en los modelos optimizados	106
4.9 Discusión	107
4.9.1 Reducción de volumen y peso	109
4.9.2 Análisis de costos	110

4.9.3 Nuevos Horizontes	111
Capítulo 5 Conclusiones y Recomendaciones	113
5.1 Conclusiones	113
5.2 Recomendaciones y trabajo futuro	113
Referencias	116

Índice de Figuras

Figura 1.1 Metodología utilizada para la optimización de un Megabacket [1]	4
Figura 1.2 Modelo del Megabacket [1]	5
Figura 2.1 Principales dimensiones de un camión [2]	9
Figura 2.2 a) Larguero tipo depósito-camiones ligeros, b) Larguero recortado-camiones medianos/pesados, c) Larguero completo-Camiones pesados/servicio severo	13
Figura 2.3 Sección transversal de un larguero [2]	13
Figura 2.4 Costos por 5 años de vida de un tracto camión [3]	14
Figura 2.5 a)Durastar-Segmento ligero, b)Prostar-Segmento pesado, c)Lonestar-segmento pesado, d)HX-Segmento servicio severo, e)Workstar-segmento servicio severo [4]	16
Figura 2.6 Dimensiones generales [5] [6]	17
Figura 2.7 Localización de componentes en configuraciones de chasis DuraStar	19
Figura 2.8 Localización de componentes en configuraciones de chasis Workstar [8]	20
Figura 2.9 Localización de componentes en configuraciones de chasis Prostar [5]	21
Figura 2.10 Esquemático de un sistema de frenos neumático de un tracto camión 6x4 [9]	24
Figura 2.11 Configuración típica de un sistema de frenos en un tracto camión	24

Figura 2.12 Configuraciones típicas para montaje de secador	26
Figura 2.13 Problema de máxima rigidez con restricción de volumen [12]	29
Figura 2.14 Categorías de optimización estructural [12]	30
Figura 2.15 Técnica de discretización [37]	31
Figura 2.16 Ejemplos de elementos 2D y 3D en los que se puede dividir un sistema continuo [22]	32
Figura 2.17 Diagrama de contribuciones científicas que acuñaron el término de método de elemento finito [22]	33
Figura 2.18 Aplicaciones del FEM [23]	34
Figura 2.19 Sistema resorte sometido a dos fuerzas en 2 nodos [23]	35
Figura 2.20 Sistema de dos resortes, tres nodos, tres fuerzas, tres desplazamientos y la forma de sus ecuaciones de equilibrio en forma matricial	36
Figura 2.21 Sistema de Barra [23]	37
Figura 2.22 Ejemplo de un sistema de barra y su ecuación representativa [23]	37
Figura 2.23 Estado de esfuerzos en dos dimensiones [23]	38
Figura 2.24 Desplazamientos y rotaciones en un elemento en el plano x-y [23]	39
Figura 2.25 Demostración del problema de inestabilidades de escala de grises en una biga bi-apoyada [24]	44
Figura 2.26 Demostración del problema de inestabilidades de ajedrez en una viga corta en voladizo [24]	45
Figura 2.27 Representación gráfica del grado de influencia del filtro [12]	47
Figura 2.28 Topología obtenida con la viga con carga central para diferentes valores de fracción de volumen (V) [24]	48
Figura 2.29 Topología obtenida para la viga con carga distribuida para diferentes iteraciones [24]	50
Figura 2.30 Gráfico de la curva de convergencia mostrando la función objetivo (energía de deformación) en función del número de iteraciones [24]	50

Figura 2.31 Optimización topológica en un soporte ARB [25]	52
Figura 2.32 Metodología utilizada [25]	52
Figura 2.33 Ubicación del bracket de montaje [26]	54
Figura 2.34 Metodología utilizada para la optimización del bracket de tren motriz [26]	55
Figura 2.35 Resultado de la optimización topológica al componente (amarillo), y el resultado del post-modelado (azul) [26]	55
Figura 2.36 a) Diseño final obtenido mediante optimización topológica, b) Casos de carga, c) Resultado del análisis de esfuerzos inicial [27]	56
Figura 2.37 Etapas del desarrollo del nuevo modelo de balata [28]	58
Figura 2.38 Etapas de diseño para el modelo de poste utilizando OT [29]	59
Figura 2.39 Metodología del diseño para componentes aeronáuticos [29]	59
Figura 2.40 Horquilla de transmisión [30]	60
Figura 2.41 Modelo del soporte a lo largo del proceso de optimización topológica [31]	61
Figura 2.42 Modelos propuestos para el soporte de plástico [32]	62
Figura 2.43 Aplicación de diferentes tipos de optimización [33]	64
Figura 2.44 Procesos de optimización tradicional [34]	65
Figura 2.45 Optimización topológica a un soporte de poleas del motor [35]	66
Figura 2.46 a) Resultados, b) Metodología utilizada [36]	67
Figura 2.47 Soporte de compresor [37]	68
Figura 2.48 Optimización topológica para el soporte de cabina [38]	69
Figura 2.49 Modelo y localización del soporte para el filtro de aire en un chasis de camión [38]	69
Figura 3.1 Soportes de montaje de secador de aire	71

Figura 3.2 a) Comparación de patrón de barrenado externo, b) Comparación de patrón de barrenados interno, inciso c) Comparación de espesores, d) Superposición de geometrías, e) Modelo final estandarizado BABB _____	74
Figura 3.3 a) Medidas del patrón de barrenado interno del soporte BH, b) Superposición del soporte BH y el soporte BD, c) Comparativa de soportes BD y BH, d) Patrón de barrenado del soporte BH en el modelo de soporte BD, E) Modelo final BDBH _____	76
Figura 3.4 a) Comparación de soportes BG y BE, b) Introducción del patrón de barrenado del soporte BE en el soporte BG, c) Introducción del patrón externo de barrenado del soporte BF en el soporte BEBG, d) Modelo final del nuevo soporte BEBFBG _____	77
Figura 3.5 Resultado final del proceso de estandarización en el soporte de montaje de secador _____	78
Figura 3.6 a) Extracción de la superficie media, b) Divisiones arandela, c) Discretización del componente, d) elemento RBE3 o telaraña _____	81
Figura 3.7 Caso de carga para el soporte BA _____	83
Figura 3.8 Especificación del espesor _____	83
Figura 3.9 a) Caso de carga para el soporte BB, b) Caso de carga para el soporte BD, c) Caso de carga para el soporte BE, d) Caso de carga para el soporte BF, e) Caso de carga para el soporte BG, f) Caso de carga para el soporte BH _____	84
Figura 3.10 a) Caso de carga para el soporte BABB, b) Caso de carga para el soporte BDBH, c) Caso de carga para el soporte BFBG, d) Caso de carga para el soporte BEBFBG _____	86
Figura 3.11 Definición del espacio de diseño _____	88
Figura 3.12 a) Optimización con un límite superior de 0.2, b) Optimización con un límite superior de 0.5, c) Optimización con un límite superior de 0.9 _____	90
Figura 3.13 Simulaciones finales _____	92
Figura 4.1 Resultados por análisis de elemento finito para los soportes originales ____	95
Figura 4.2 Resultados por elemento finito para los soportes estandarizados _____	97
Figura 4.3 Resultados del proceso de optimización topológica _____	99

Figura 4.4 Resultado del proceso de post-modelado en el soporte BABB_____	100
Figura 4.5 Resultado del proceso de post-modelado en el soporte BDBH_____	101
Figura 4.6 Resultado del proceso de post-modelado en el soporte BEBFBG _____	101
Figura 4.7 Volúmenes finales de los modelos _____	102
Figura 4.8 Resultado por elemento finito para los soportes optimizados _____	103
Figura 4.9 Gráfica del comportamiento de los esfuerzos a lo largo del modelo de modelado _____	108
Figura 4.10 Soportes para tanque de urea_____	111
Figura 4.11 Gráfica de tipos de optimización vs porcentaje de aceptabilidad de geometría _____	112
Figura 5.1 Soporte para arreglo de válvulas del sistema de frenos_____	114
Figura 5.2 Soporte para arreglo de solenoides de distribución de aire_____	115

Índice de Tablas

Tabla 2.1 Sistema de clasificación de acuerdo a la capacidad de carga [2] _____	11
Tabla 2.2 Características químicas del acero [10] [11] _____	25
Tabla 2.3 Tabla comparativa de los tres modelos propuestos [27] _____	56
Tabla 3.1 Información técnica de los soportes de secador [10] [11] _____	73
Tabla 3.2 Distribución de las cargas por tornillo _____	82
Tabla 3.3 Casos de carga y ubicación _____	85
Tabla 4.1 Esfuerzos máximos para cada soporte en su forma original _____	94
Tabla 4.2 Esfuerzos máximos para los modelos de soportes estandarizados_____	96
Tabla 4.3 Esfuerzos máximos por elemento finito para los soportes optimizados____	103
Tabla 4.4 Esfuerzos máximos en los soportes iniciales _____	104
Tabla 4.5 Esfuerzos máximos en los soportes estandarizados_____	106

Tabla 4.6 Esfuerzos máximos en los soportes optimizados _____ 107

Tabla 4.7 Resultados de reducción en peso y volumen _____ 109

Índice de Ecuaciones

Ecuación 2.1 _____ 35

Ecuación 2.2 _____ 35

Ecuación 2.3 _____ 35

Ecuación 2.4 _____ 35

Ecuación 2.5 _____ 37

Ecuación 2.6 _____ 38

Ecuación 2.7 _____ 40

Ecuación 2.8 _____ 40

Ecuación 2.9 _____ 40

Ecuación 2.10 _____ 40

Ecuación 2.11 _____ 40

Ecuación 2.12 _____ 41

Ecuación 2.13 _____ 42

Ecuación 2.14 _____ 42

Ecuación 2.15 _____ 43

Ecuación 2.16 _____ 43

Ecuación 2.17 _____ 46

Ecuación 2.18 _____ 46

Ecuación 3.1 _____ 82

Ecuación 3.2 _____ 82

Ecuación 3.3 _____ 89

Resumen

En la Industria de camiones y tracto camiones, así como la automotriz en general existen factores clave a tomar en cuenta en el diseño de nuevos productos que son: minimizar el peso y el costo del componente, diseñar para la manufactura y la optimización de la geometría. Debido a las múltiples plataformas de diseño existentes en la industria del camión, el proceso de desarrollo de nuevos soportes de montaje se realiza a menudo de una manera expedita, sin revisar antecedentes de diseño en las distintas configuraciones y sin experimentar con el tipo de material y su forma, esto genera una gran área de oportunidad en los factores antes mencionados. En este trabajo se plantea un proceso de estandarización dividido en 2 etapas principales: una etapa de estandarización de soportes y una etapa de optimización topológica aplicada a los resultados de la primera etapa. El problema plantea una serie de soportes utilizados en diversas configuraciones de modelos de camiones clase 8 que posteriormente se someten a un proceso de estandarización por medio de la utilización del paquete de diseño asistido por computadora (CAD por siglas en inglés) UNIGRAPHICS, el cual consiste en homologar patrones de barrenado y adaptaciones de geometrías. Posteriormente, los modelos resultantes se someterán a un proceso de optimización topológica por medio de un paquete de ingeniería asistida por computadora (CAE por sus siglas en inglés) HYPERMESH, siendo su objetivo fundamental de diseño maximizar la rigidez del componente y minimizar el volumen de cada soporte, y como principal restricción los valores máximos de esfuerzo resultantes en los modelos de soportes originales aplicando el método de elemento finito y

utilizando el mismo paquete de simulación. A partir de las geometrías resultantes del proceso de optimización topológica, se obtuvieron nuevos modelos por medio de un proceso de post-modelado necesario para brindar a los modelos optimizados la capacidad de fabricarse, dado que las geometrías resultantes de este proceso de optimización topológica están limitadas por los elementos generados durante la discretización del componente (mallado). Por último se realizó una comparación de los esfuerzos resultantes para validar el desempeño y funcionalidad de los nuevos modelos optimizados, así como evaluar la reducción de volumen y peso, que son los principales objetivos de este trabajo.

Capítulo 1

Introducción

1.1 Antecedentes/Relevancia Industrial

En los últimos años, la utilización de software de simulación especializado en la optimización de formas se ha ampliado de manera exponencial, esto se debe a la precisión del diseño óptimo, así como una considerable reducción en el tiempo que el diseñador invierte en la obtención de geometrías óptimas, ya que este depende de la experiencia del diseñador y en la mayoría de las ocasiones el procedimiento de diseño se basa en una metodología de prueba y error.

La optimización topológica es una de las técnicas más utilizadas en los últimos años debido a su precisión y corto tiempo de cómputo para obtener una posible solución. En Navistar no existen muchos antecedentes de la utilización de la optimización por elemento finito ya que la mayoría de los proyectos y nuevos productos se desarrollan por experiencia y el método tradicional de prueba y error. Uno de estos antecedentes consistió en la utilización de la optimización de forma en el desarrollo de un megabacket, componente fabricado por medio de vaciado y que conecta el chasis de un camión a la defensa delantera, y por consiguiente, absorbe gran parte de la energía al momento de una colisión. Este estudio se realizó de manera especial, ya que con los métodos tradicionales no fue posible conseguir una forma que cumpliera con los requisitos para dicha aplicación.

El resultado que se obtuvo fue una reducción de 56% en el esfuerzo máximo, con un incremento de 20.7% en peso, tomando en cuenta que el objetivo de esta investigación fue el obtener un modelo confiable en su desempeño y no un modelo más ligero, la figura 1.1 muestra los modelos del megabacket [1]. La metodología utilizada en el caso del megabacket es mostrada en la figura 1.2, la cual servirá como referencia para este trabajo de investigación.

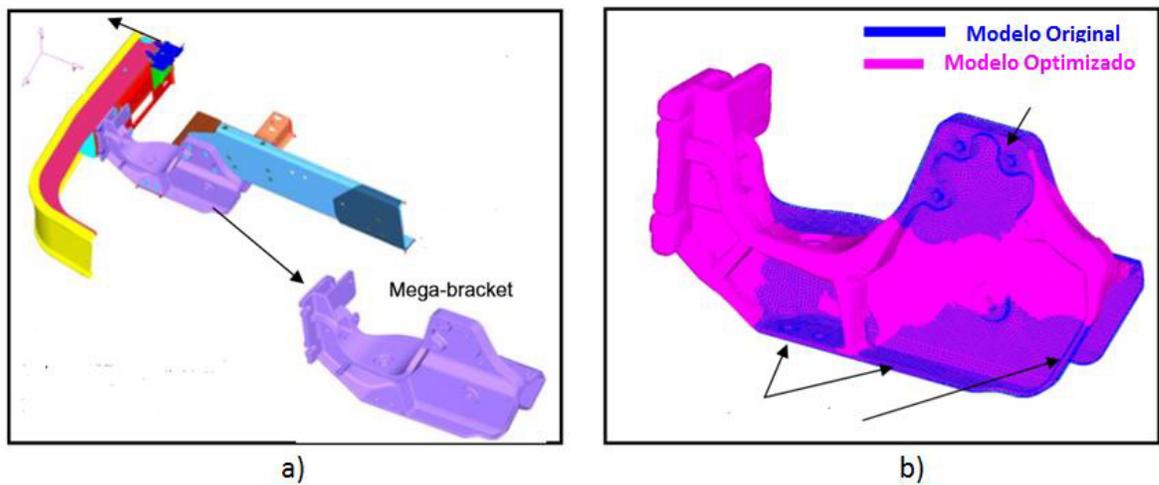


Figura 1.1 Modelo de Megabacket: a) Ensamble de Megabacket, b) Comparación entre la geometría original y la optimizada [1].

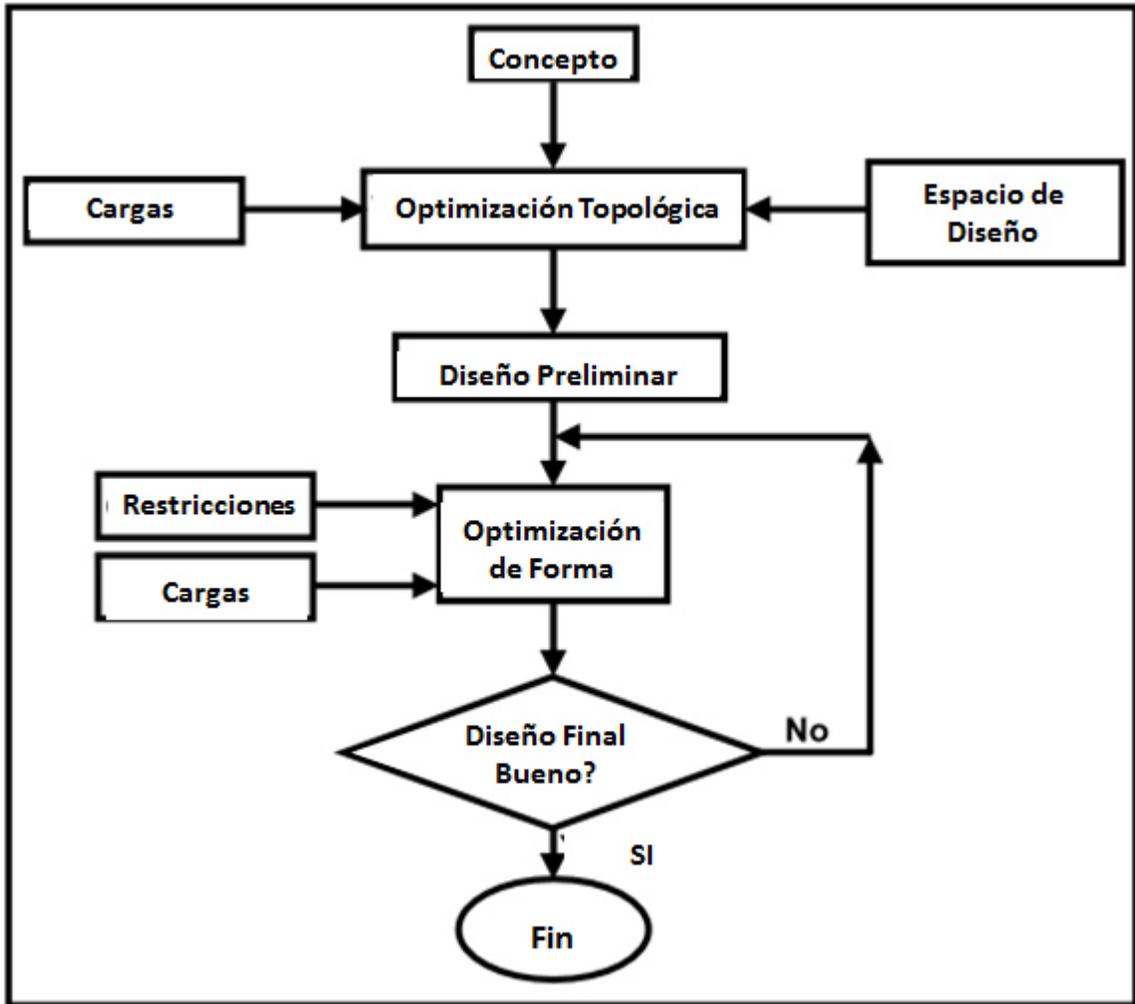


Figura 1.2 Metodología utilizada para la optimización de un Megabacket [1].

1.2 Hipótesis/Justificación

Existen componentes dentro de la fabricación de camiones que pueden optimizarse para reducir el peso y mejorar su desempeño, generando un ahorro en números de parte y mejorando la confiabilidad del producto. Las tendencias actuales en optimización encuentran en la migración del uso de la experiencia hacia la utilización de la optimización topológica como la herramienta de diseño ideal en la concepción de

nuevos productos/componentes. El impacto de estas técnicas ante las tradicionales (prueba y error) será positivo generando un ahorro en costo para la compañía.

1.3 Objetivos Generales

El objetivo general de esta investigación es reducir el peso del camión mediante la optimización de la geometría de los soportes existentes para secador de aire en el sistema de frenos y disminuir la cantidad de soportes mediante la estandarización de los mismos.

1.3.1 Objetivos específicos

- Obtención de modelos 3D optimizados topológicamente utilizando Hyperworks Optistruct y NX Unigraphics que presenten una reducción significativa de volumen y peso
- Validar los modelos obtenidos mediante el análisis de elemento finito estático utilizando Hypermesh para evaluar la concentración de esfuerzos y el desempeño de los nuevos modelos obtenidos
- Desarrollar una metodología adecuada para la optimización topológica de componentes con diversos números de parte para la compañía Navistar

1.4 Justificación

La situación actual del mercado en la industria del camión exige, entre otros factores, el diseño de productos más competitivos, esto genera la necesidad entre las grandes empresas manufactureras de minimizar el costo de producción sin comprometer la

calidad del producto. Navistar está en un proceso constante de innovación, y a su vez de renovación de los productos que actualmente ofrece, considerando este comportamiento de la industria. Este trabajo de investigación responde directamente a las exigencias del mercado antes mencionadas y se alinea con la tendencia de desarrollo de producto de la compañía a través de la generación de un ahorro en costo de producción/logística por medio de la eliminación de números de parte y un ahorro de costo en material por medio de la reducción de volumen y peso del soporte de secador de aire.

1.5 Alcance

Este trabajo de investigación tiene como alcance la generación de modelos 3D factibles de fabricar y reducidos en volumen por medio de un proceso de optimización topológica. La validación de estos modelos se realizó por medio de análisis de elemento finito estático. El análisis dinámico de los ensambles, así como las pruebas en campo no forma parte de esta investigación, debido al tiempo y costo que conlleva la instrumentación de un camión, así como el acceso al mismo, estas actividades son recomendadas para complementar posteriormente esta investigación.

Capítulo 2

Marco Teórico

2.1 Introducción

En este capítulo se presentarán los conceptos básicos de dimensionamiento del camión, clasificación y los sistemas principales que lo componen, así como los modelos ofrecidos por Navistar para cada segmento y algunos ejemplos de configuraciones de chasis para cada modelo, posteriormente se hablará en particular del sistema de frenos y los diferentes componentes que lo integran, haciendo énfasis en el secador de aire así como los tipos de montaje y soportes que se pueden encontrar en las diferentes configuraciones, siendo esto último el enfoque fundamental de este trabajo.

2.2 Dimensiones básicas del camión

Es importante entender los conceptos principales que definen al camión, por ejemplo sus principales dimensiones, las cuales caracterizan a cada uno de los modelos ofrecidos por Navistar y están determinados de acuerdo a la aplicación para la cual se diseña cierto camión. A continuación, se presentan las principales dimensiones que gobiernan dichas aplicaciones, acorde a la figura 2.1 [2].

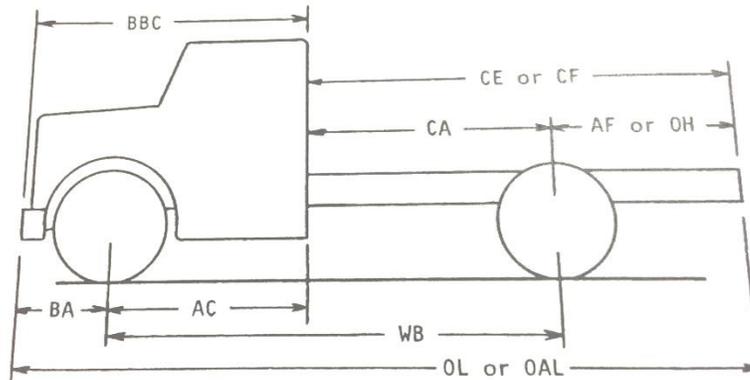


Figura 2.1 Principales dimensiones de un camión [2].

Longitud general – (OL por sus siglas en inglés), representa la dimensión de la parte frontal de la defensa hasta el extremo trasero del chasis.

Defensa a eje – (BA por sus siglas en inglés), es la distancia desde la parte frontal de la defensa hasta el centro del eje delantero.

Distancia entre ejes – (WB por sus siglas en inglés), es la distancia entre las líneas centrales de los ejes delantero y trasero. Esta es una dimensión clave debido a que determina el espacio disponible para montar una carrocería.

Eje a panel trasero de cabina – (AC por sus siglas en inglés), esta dimensión se ve afectada dependiendo del tipo de cabina que se montará, ya sea cabina para 2 pasajeros o con camarote, y es la distancia entre el eje frontal y el extremo trasero de la cabina.

Cabina a eje – (CA por sus siglas en inglés), es medida desde la parte trasera de la cabina hasta la línea central del eje trasero.

Defensa a panel trasero de cabina – (BBC por sus siglas en inglés), comprende la longitud total del cuerpo del camión, esto es desde la parte frontal de la defensa hasta el extremo trasero de la cabina, este parámetro es importante sobre todo en camiones pesados o en aplicaciones de tractor, para permitir montar carrocerías más largas o mejorar la visibilidad del conductor.

Eje a final de chasis – (AF por sus siglas en inglés), es la distancia del extremo final del chasis hasta el centro del eje trasero.

2.3 Conceptos de capacidad de carga y clasificación de camiones

Un factor determinante que se debe tomar en cuenta al momento de elegir un camión es que la capacidad de carga satisfaga los requerimientos de la aplicación, es decir que sea capaz de arrastrar o cargar el producto a transportar, esto es determinado por 3 principales conceptos que por regulación gubernamental se encuentran grabados y accesibles en cada uno de los camiones en las calles (y automóviles también), estos son: el índice de peso bruto del vehículo o GVWR (por sus siglas en inglés), el índice de peso bruto en el eje frontal (GAWR-Front por sus siglas en inglés), el índice de peso bruto en el eje trasero (GAWR-Rear por sus siglas en inglés) y el peso en vacío.

GVWR representa la cantidad máxima que se puede cargar el camión, es determinada por el fabricante del vehículo e incluye el peso de los pasajeros, carga pagada y el camión mismo. Por otra parte GAWR representa la capacidad máxima de carga para cada eje, tomando en cuenta que la distribución de la carga a lo largo del chasis puede generar que sea diferente entre el eje frontal y el trasero, por último el peso vacío

comprende el peso del vehículo completamente equipado y cargado de agua/combustible sin tomar en cuenta la carga pagada, este último es el que cada fabricante busca reducir por medio del desarrollo de nuevos procesos, innovación y desarrollo tecnológico, entre estos procesos está el de reducción de volumen el cual es el caso de estudio presentado en este trabajo, ya que la principal meta es mantener la rigidez estructural en cada uno de los componentes, así como en el chasis completo.

Existe una clasificación que determina a cada camión como pesado, ligero, mediano, etc. Esta clasificación se determina de acuerdo al GVWR, existen 8 grupos en 4 clasificaciones, las cuales se pueden observar en la tabla 2.1

Tabla 2.1 Sistema de clasificación de acuerdo a la capacidad de carga [2].

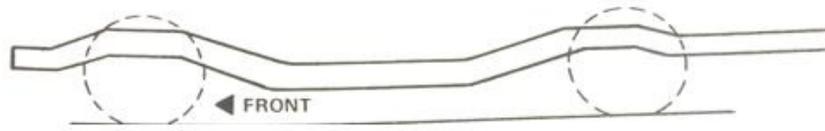
Sistema de Clasificación de Camiones			
Grupo GVW	GVWR (lbs)	Clasificaciones Nominales de Tonelaje	Clasificación por Peso
1	6000 o menos	1/2 Tonelada	Ligero
2	6001-7500	3/4 de tonelada	
	7501-10,000	1 Tonelada	
3	10,001-14,000	1 1/2 Toneladas	Mediano
4	14,001-16,000	2 Toneladas	
5	16,001-19,500	2 1/2 Toneladas	Pesado
6	19,501-26,000	*	
7	26,001-33,000	*	
8	Más de 33,000	*	Servicio Severo

2.4 ¿Dónde se montan los componentes? – Diseños típicos de chasis

Los tipos de Chasis mayormente utilizado en los diseños actuales de camión son los tipos escalera. El diseño tipo escalera consiste en dos componentes laterales extendidos a todo el largo del camión mejor conocidos como largueros y unidos entre

ellos por travesaños, el nombre de escalera lo toma debido a la similitud de la forma que tienen los largueros unidos por los travesaños en una vista superior a una escalera. La función que cumplen los largueros es de proveer de fuerza para soportar cargas mientras los travesaños están destinados a brindar rigidez torsional, a su vez mantienen paralelos los ejes frontales y traseros.

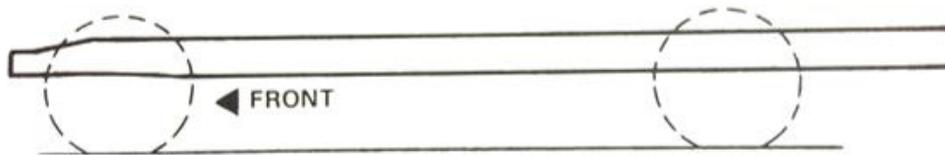
Los largueros pueden tomar diferentes formas dependiendo de la clasificación de acuerdo a la tabla 2.1. En la figura 2.2 se observan 3 diferentes tipos de larguero que se pueden encontrar entre los diferentes tipos de camión de acuerdo a su capacidad de carga. Los largueros tipo depósito son comúnmente utilizados en camiones ligeros, se pueden observar secciones elevadas en las zonas donde van alojados los ejes frontal y trasero, permitiendo la sección media bajar a una altura que permita un fácil acceso a la cabina por parte del conductor. Los largueros recortados se utilizan en camiones medianos y pesados con un solo eje trasero, en este tipo de aplicaciones los mayores esfuerzos se sitúan en la parte entre la cabina y la suspensión trasera, detrás de este punto los esfuerzos son relativamente bajos, por lo tanto permite una reducción gradual en el ancho del mismo. Por otro lado los camiones pesados que utilizan dos ejes traseros o eje tándem requieren una anchura constante en el área transversal del larguero, en la figura 2.3 se muestra la sección transversal de un larguero, donde la letra D denota la anchura, la letra W la angostura y la letra T el espesor. En las caras que delimitan el espesor se montan todos los componentes, soportes, tanques, válvulas, etc. Mientras que la parte superior e inferior cumplen la función de darle rigidez al larguero.



a)



b)



c)

Figura 2.2 a) Larguero tipo Depósito – Camiones Ligeros, b) Larguero recortado – Camiones Medianos/Pesados, c) Larguero Completo – Camiones Pesados/Servicio Severo [2].

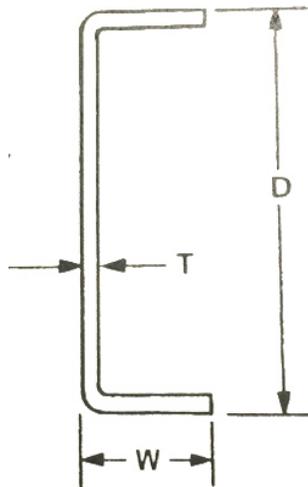


Figura 2.3 Sección Transversal de un larguero [2].

2.5 Ahorro de combustible y el peso del camión

Tanto el camión como el tráiler generan gastos considerables a lo largo de su ciclo de vida, llegando hasta un costo total en un período de cinco años de \$512,455 USD, y donde el consumo de combustible juega un papel muy importante, llegando a representar el 21.5% del costo total anual que implica la operación de un camión, en la figura 2.4 se observan los costos en porcentaje de la operación de un tracto camión clase 8 [3].

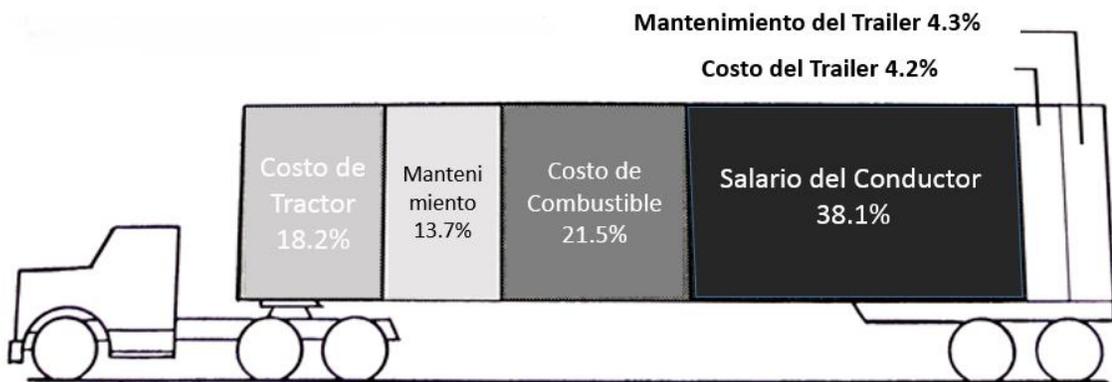


Figura 2.4 Costos por 5 años de vida de un tracto camión – \$512,455 USD [3].

Uno de los objetivos de este trabajo, como ya se mencionó anteriormente, es el ahorro de combustible por medio de la reducción del peso del camión pero, ¿De qué manera el aligerar el camión propicia el ahorro de combustible?

Existen diferentes factores que contribuyen en el ahorro de combustible en los camiones, entre los principales se encuentran los siguientes:

1. Millas anuales recorridas
2. Millas por galón de combustible

3. Horas de operación
4. Demanda de poder y de carga
5. Tiempo de arranque y trabajo para arranque

La reducción del peso del vehículo impacta directamente en el punto 4, ya que en aplicaciones de carga ligera o al momento de arranque el diésel quema una mezcla esbelta de combustible, ya que el combustible es inyectado de acuerdo a la demanda de poder [2].

2.6 Modelos Aplicables

Dentro de la clasificación que se muestra en la tabla 2.1 Navistar ofrece una amplia gama de modelos para cada aplicación, siendo la diversificación y puesta a punto del producto lo que distingue a la compañía sobre sus competidores, entre los diferentes modelos existentes, este trabajo se enfoca en la oportunidad de diseño de los modelos que se muestran en la figura 2.5. En donde el modelo DuraStar® es el modelo con mayor participación en el mercado de camiones ligeros por parte de Navistar, mientras el ProStar® y LoneStar® lo son en el segmento pesado, mientras que en el segmento de servicio severo los modelos HX® y WorkStar® son los de mayor participación en el mercado, estos últimos con aplicaciones en la industria de la construcción y mezcladoras de cemento.



a)



b)



c)



d)



e)

Figura 2.5 a) DuraStar – segmento ligero, b) ProStar – segmento pesado, c) LoneStar – segmento pesado, d) HX – segmento servicio severo, e) WorkStar – segmento servicio severo [4].

2.7 Localización de componentes, sistemas y configuraciones principales

Dadas las extensas aplicaciones que puede tener un camión, la industria ha empujado a los fabricantes de camiones a ofrecer una amplia gama de configuraciones hechas a medida del cliente, de modo que en una línea de producción convencional cada camión que se produce es diferente al anterior, esta variedad de productos genera una alta complejidad en el diseño de los componentes y el aumento exponencial en la creación de nuevos números de parte para una misma aplicación en diferentes modelos, en la figura 2.6 se muestra una comparativa entre las dimensiones generales de los modelos ProStar® y HX®, en dicha figura se distingue en color rojo el sistema de escape, en azul el tanque de urea, la cual es una sustancia inyectada en este sistema para evitar la

expulsión de partículas tóxicas, en color verde se puede distinguir la caja de baterías y en color gris los tanques de combustible.

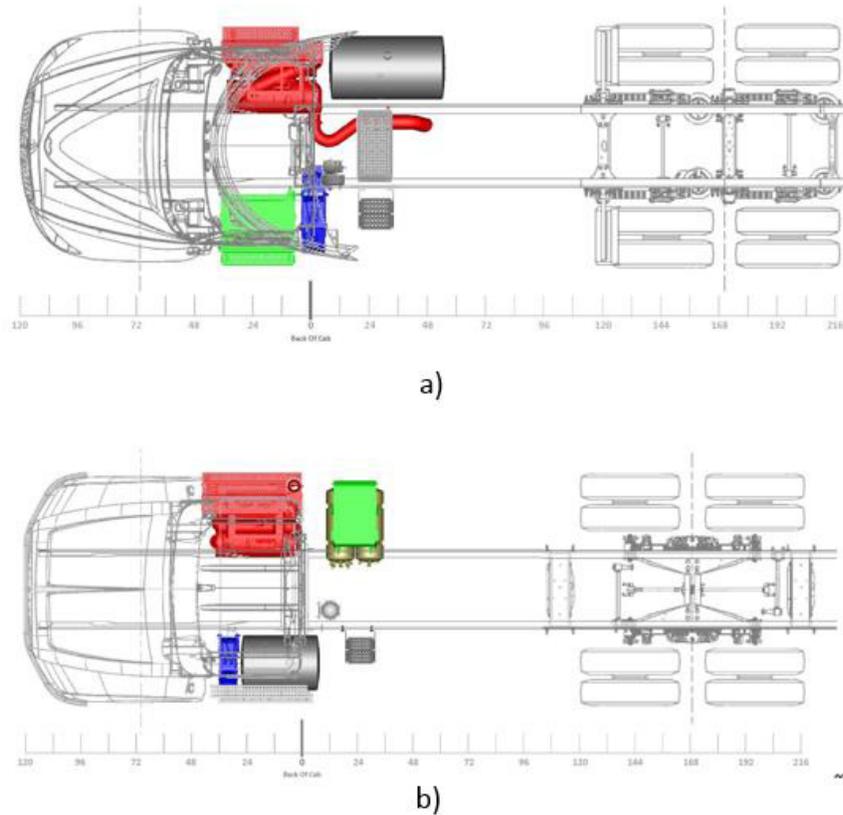


Figura 2.6 Dimensiones generales, a) ProStar, b) HX [5, 6].

Para ejemplificar la diversificación en las configuraciones ofrecidas en los camiones, se tomaron 3 configuraciones del modelo DuraStar®, las cuales se muestran en la figura 2.7 donde se hace particular énfasis en el secador de aire (encerrado en un recuadro rojo), componente que forma parte del sistema de frenos y a su vez es una pieza importante en este trabajo. Como se puede observar en la figura 2.7 el montaje del secador se ubica en diferentes posiciones con respecto al chasis; en el inciso a) en la defensa, b) en la caja de baterías, y c) directo al larguero.

Esto genera la necesidad de diseñar 3 tipos de soporte para montaje, diferentes entre sí y compatibles con la configuración para la que fueron diseñados, esto representa un área de oportunidad que ataca este trabajo por medio del uso de la estandarización.

Un caso parecido sucede en el modelo WorkStar, el cual se ilustra en la figura 2.8, para las configuraciones ofrecidas para este modelo, el secador de aire usualmente se monta directo al chasis, sin embargo con diferente orientación relativa al larguero, por ejemplo en las caras interiores y exteriores de cada larguero.

Por último, en la figura 2.9 se muestran dos configuraciones para el modelo ProStar, en donde se ofrece la mayor cantidad de tipos de cabina: sencilla y con camarote, en donde la posición del secador y su orientación cambian para efectos de compatibilidad con cada configuración.

En la siguiente sección se describirá de una manera más específica el sistema de frenos, para entender su funcionamiento, diferenciar los componentes y subsistemas principales que lo constituyen, así como entender el papel que desempeña el secador y conocer a fondo algunos de los diferentes tipos de montaje que se pueden encontrar en las configuraciones de camiones de la marca International.

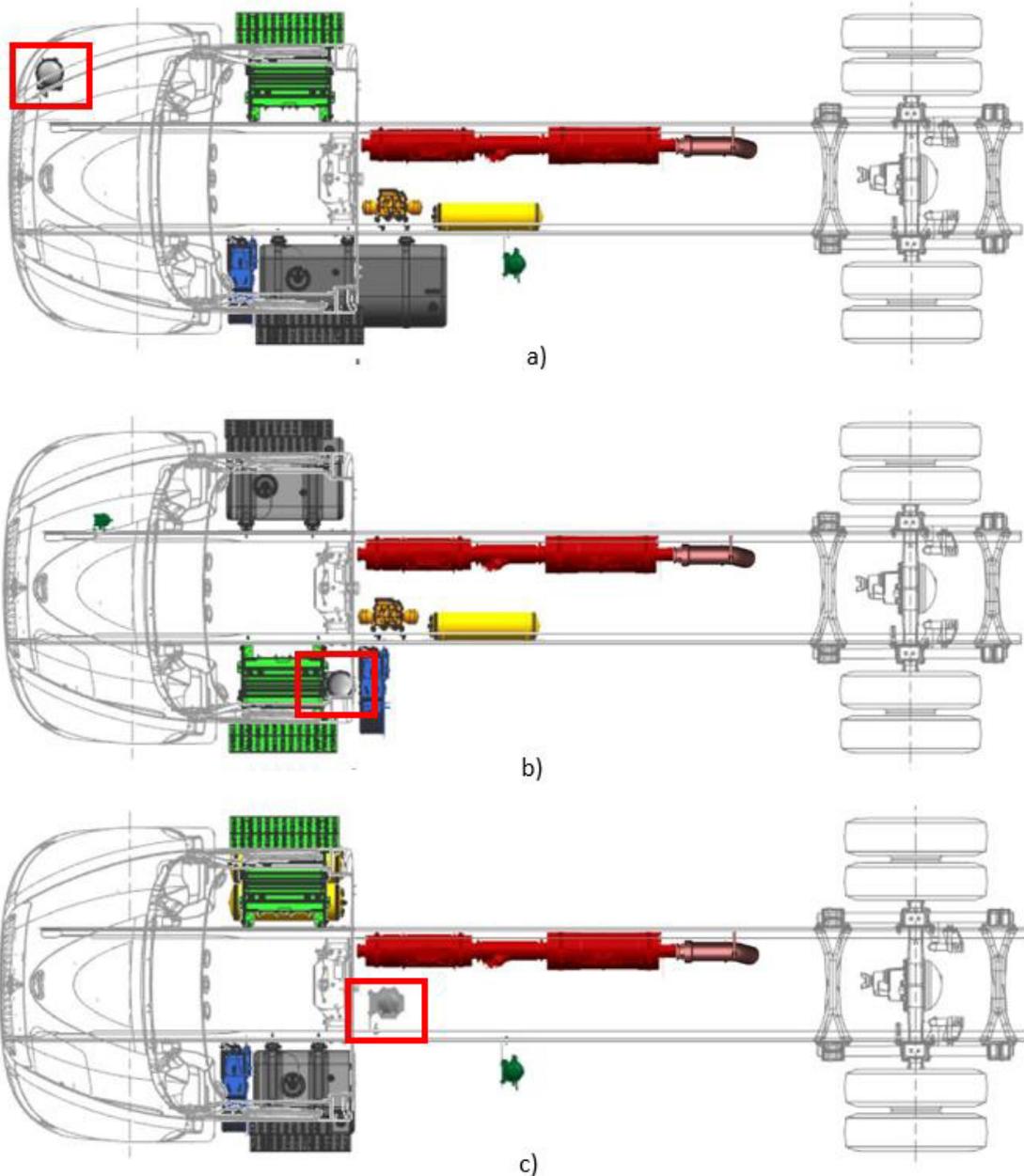


Figura 2.7 Localización de componentes en configuraciones de chasis DuraStar. a) Tanque de combustible lado izquierdo con caja de baterías lado derecho y secador de aire montado en la defensa, b) Tanque de combustible lado derecho con caja de baterías lado izquierdo y secador de aire montado a la caja de baterías, c) Tanque de combustible lado izquierdo con caja de baterías lado derecho y secador de aire montado detrás de la cabina en el larguero [7].

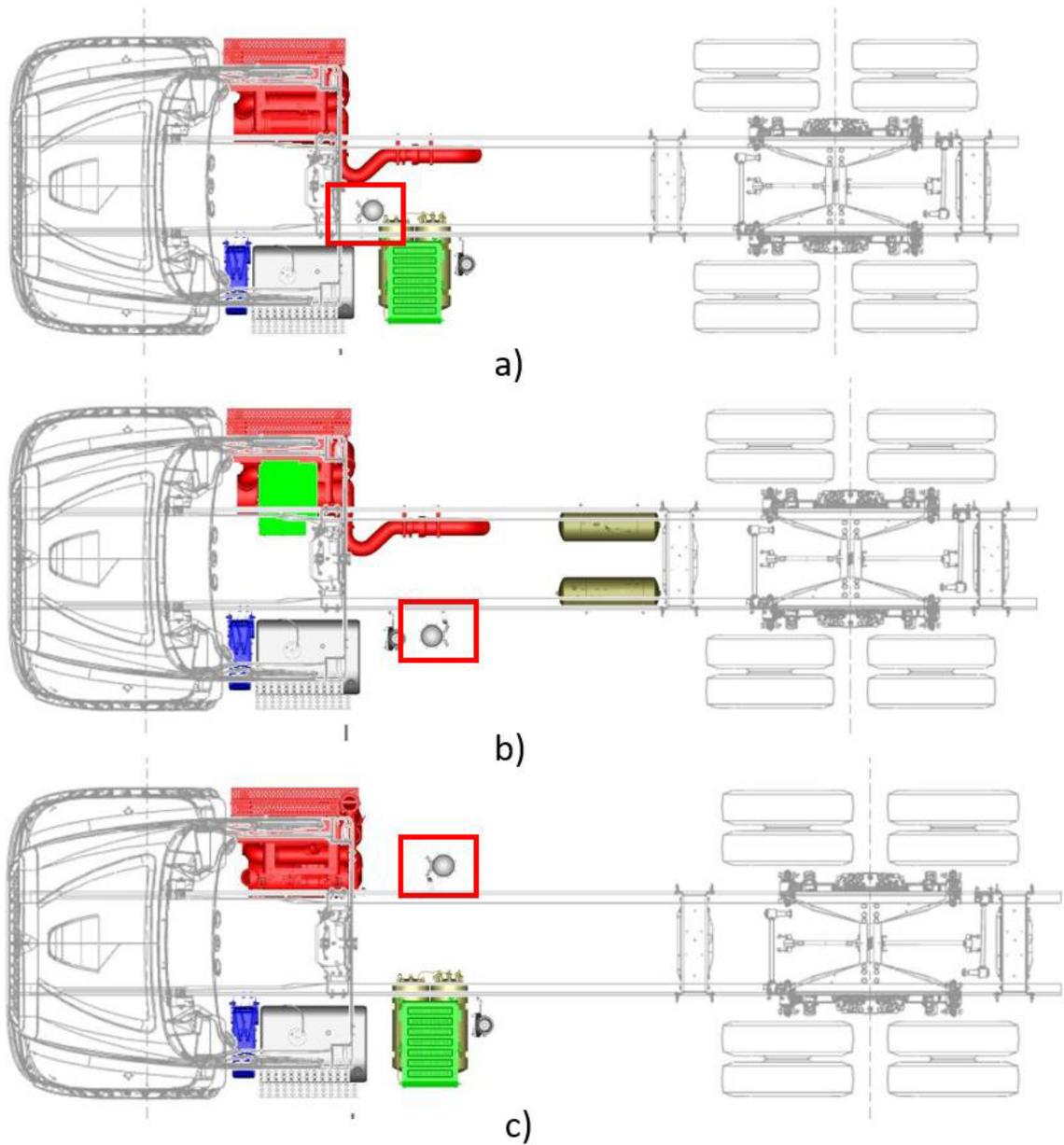


Figura 2.8 Localización de componentes en configuraciones de Chasis WorkStar: a) Tanque de combustible lado izquierdo, convertidor catalítico lado derecho y secador montado detrás de la cabina interior al larguero izquierdo, b) Tanque de combustible lado izquierdo, convertidor catalítico lado derecho y secador montado detrás de la cabina exterior al larguero izquierdo, c) Tanque de combustible lado izquierdo, convertidor catalítico lado derecho y secador montado detrás de la cabina exterior al larguero derecho [8].

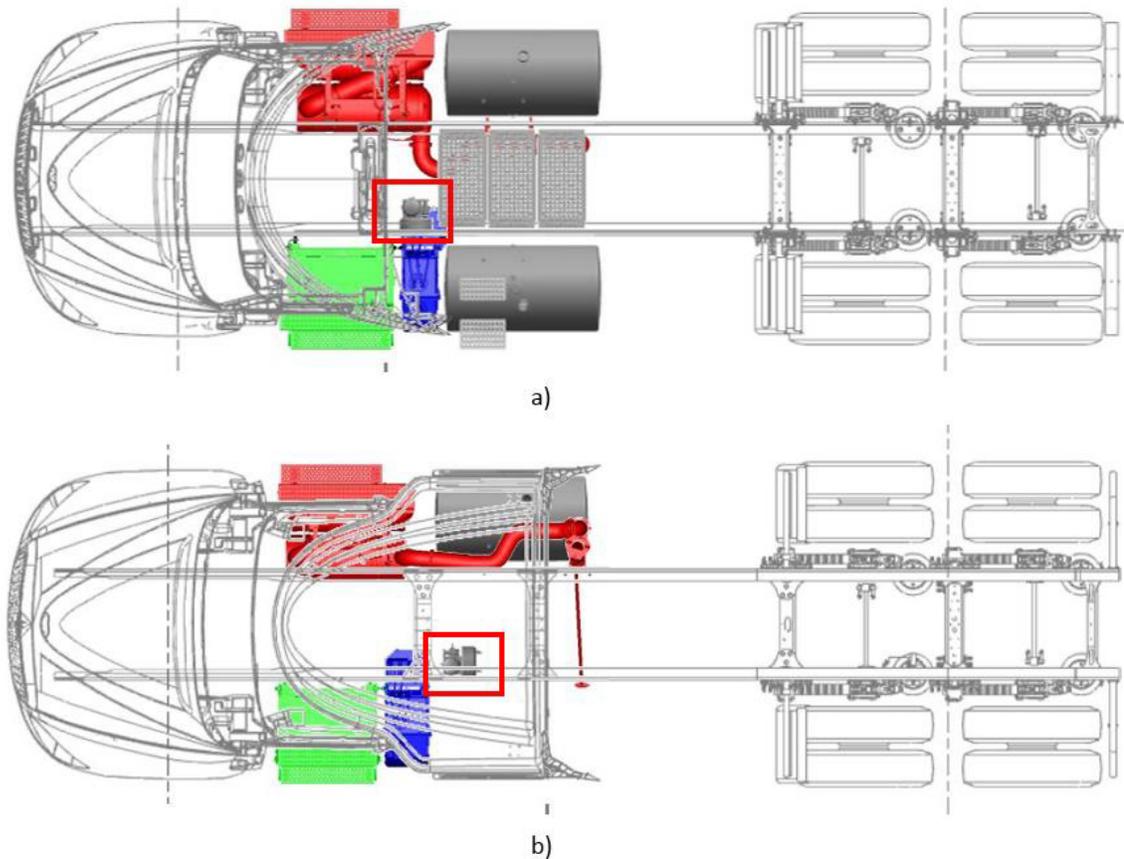


Figura 2.9 Localización de componentes en configuraciones de chasis ProStar. a) Cabina sencilla, tanques de combustible duales detrás de la cabina, convertidor catalítico lado derecho, caja de baterías lado izquierdo y secador detrás de la cabina interior al larguero izquierdo, b) Cabina con camarote, tanque de combustible detrás de la cabina lado derecho, convertidor catalítico lado derecho, caja de baterías lado izquierdo y secador detrás de la cabina interior al larguero izquierdo [5].

2.7.1 Sistema de frenos

En la industria automotriz es recurrente encontrar automóviles con sistema de frenos de tipo hidráulico, a diferencia del camión y tracto camión en los cuales es más común encontrarlos de tipo neumático debido a la facilidad en el mantenimiento de este sistema. El hecho de utilizar aire como medio de accionamiento implica que el mismo necesita recibir un tratamiento y distribución adecuados, ya que cualquier tipo de impureza pudiera ocasionar desperfectos, desgaste, corrosión e incluso culminar en accidentes trágicos.

En la figura 2.10 se muestra un esquema típico para un sistema de frenos neumático en un tracto camión 6x4, esto significa que tiene un total de 6 puntos de apoyo al piso por medio de los neumáticos y 4 de estos son tractivos, la mayoría de los tracto camiones que se encuentran en el mercado son de este tipo ya que están diseñados para arrastrar una carga en los ejes traseros.

2.7.2 Partes principales de un sistema de frenos

Existen muchos componentes que están involucrados en un sistema neumático de frenos pero entre los principales podemos encontrar los siguientes [2, 3, 9]:

- 1 Compresor: Este componente presuriza el aire contenido en los tanques.
- 2 Secador de Aire: Como su nombre lo indica se encarga de filtrar cualquier tipo de impurezas, principalmente agua.
- 3 Tanque húmedo: En este tanque se acumula el aire que aún no ha sido tratado por el secador de Aire.
- 4 Válvula check: Impide que el aire ingresado al sistema no se regrese a los componentes anteriores.
- 5 Tanque primario: Este tanque distribuye el aire en los principales componentes, incluso algunos que no forman parte del sistema de frenos y principalmente a los frenos ubicados en los ejes traseros.
- 6 Tanque secundario: Suministra aire presurizado al eje frontal y aplica el freno de mano.

- 7 Válvulas intermedias: Estas sirven para controlar el flujo de aire que se dirige a cada cámara en particular, existen diferentes arreglos que le dan características de control especiales al sistema de frenos como control de auto tracción, control de estabilidad, etc.
- 8 Válvulas moduladoras de ABS: Estas válvulas funcionan de manera intermitente para generar el efecto del ABS (por sus siglas en inglés) cuando es necesario.
- 9 Válvula de alivio: Estas válvulas se accionan cuando el camión se encuentra en modo de freno de mano.
- 10 Cámara de frenos/resorte: Estos componentes contienen un resorte interno que de acuerdo a la presencia o no presencia de aire presurizado en ellas accionan los actuadores de frenos que efectúan directamente el efecto de frenado en el camión.
- 11 Balatas: Son los componentes que ejercen el frenado directamente a las ruedas por medio de fricción o rozamiento.
- 12 Pedal de freno: Es un mecanismo de accionamiento a una válvula que corta la presión de aire para ejercer el frenado.

Todos estos componentes se pueden observar en la figura 2.11

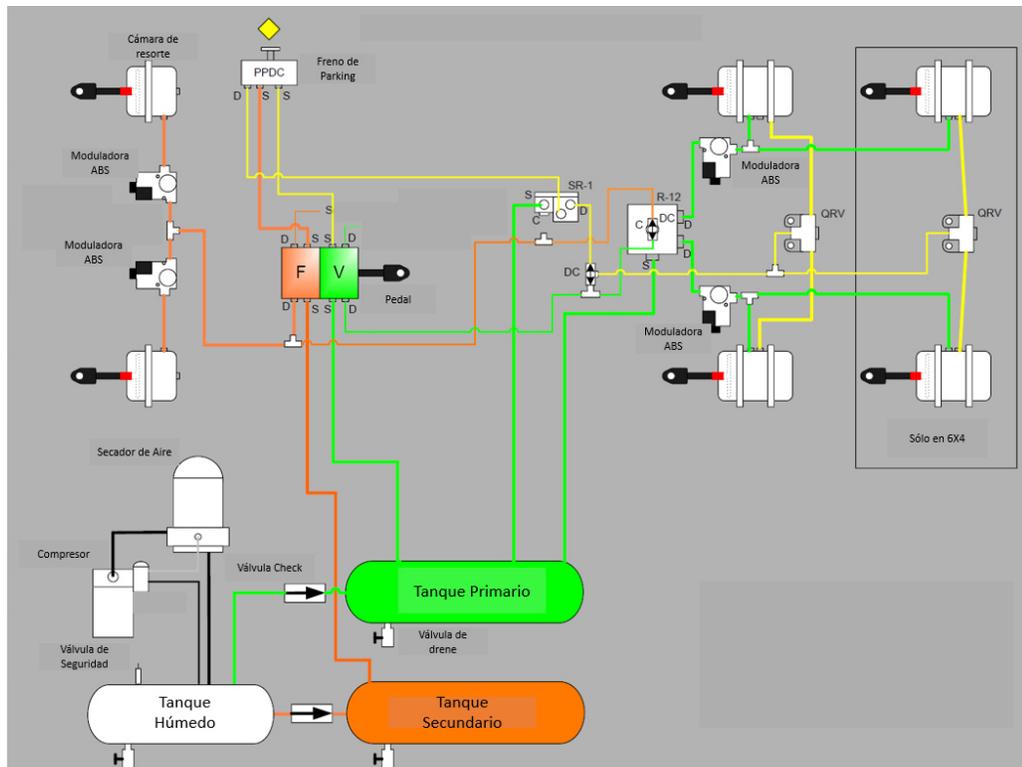


Figura 2.10 Esquemático de un sistema de frenos neumático de un Tracto camión 6x4 [9].

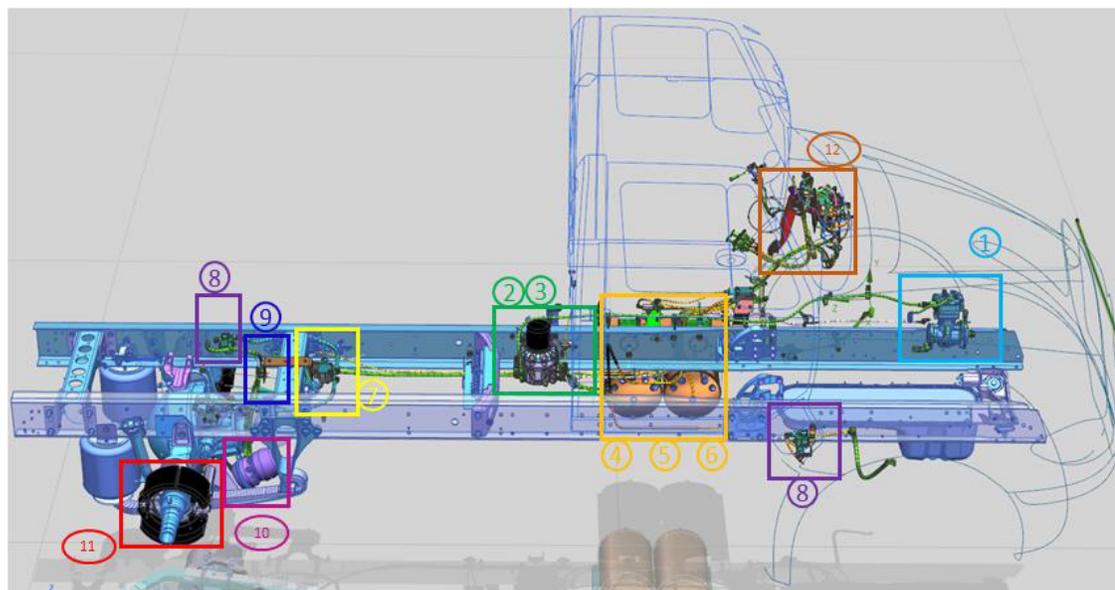
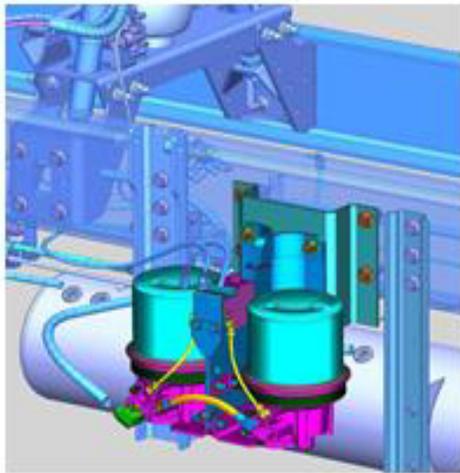


Figura 2.11 Configuración típica de un sistema de frenos en un tracto camión.

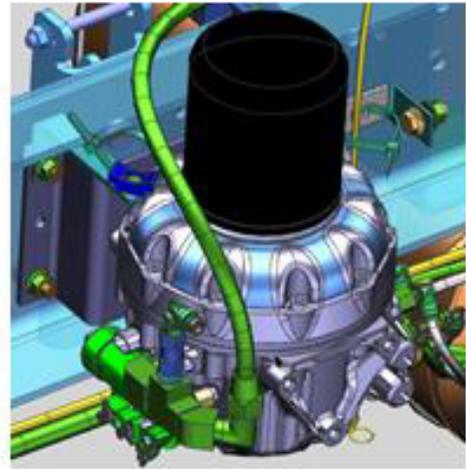
Este trabajo se enfoca en el soporte de montaje del secador de aire, en la actualidad se utilizan diferentes configuraciones de soporte, tipos de secador y formas de montaje. Es importante conocer el papel que desempeña el secador y las consecuencias que existen en caso de alguna falla o desperfecto en su mecanismo de soporte. En la figura 2.12 se presentan algunas de las configuraciones típicas de montaje de secador. Este trabajo tiene su enfoque en el desarrollo de soportes para montaje de secador, para algunas de las ubicaciones que ofrece Navistar, a través de la selección de los soportes con similitud geométrica con el objetivo de someterlos a un proceso de optimización topológica y estandarización de números de parte. Todos los soportes para montaje de secador que se estudiaron en este trabajo son fabricados del mismo material, el cual es un acero comercial de bajo carbono rolado en frío o caliente de acuerdo a lo establecido por Navistar como requerimiento para este tipo de soportes [10, 11]. En la tabla 2.2 se pueden observar las cantidades máximas de cada elemento aleado que constituyen químicamente a este tipo de aceros.

Tabla 2.2 Composición química del acero utilizado para la fabricación de soportes de secador [10, 11].

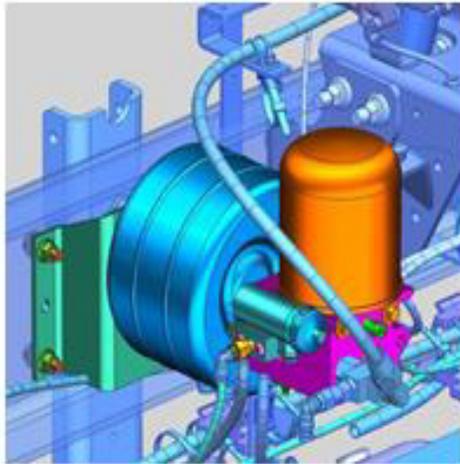
Tipo de Producto	Carbono	Manganeso	Fosforo	Azufre	Aluminio	Silicio	Cobre	Niquel	Cromo	Molibdeno	Vanadio	Colombio	Titanio
Acero Comercial Grado 1 ó 2 tipo A	0.1	0.6	0.03	0.035	*	*	0.2	0.2	0.15	0.06	0.008	0.008	0.025



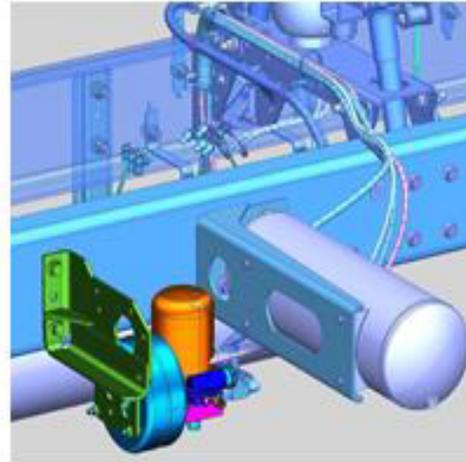
a)



b)



c)



d)

Figura 2.12 Configuraciones típicas para montaje de secador: a) Secador dual montado en el larguero izquierdo en la cara externa, b) Secador con 3 puntos de montaje montado en la cara interna de larguero izquierdo, c) Secador con 4 puntos de montaje montado en la cara interna del larguero izquierdo, d) Secador con 4 puntos de montaje montado en la cara externa del larguero derecho.

2.8 Optimización

2.8.1 Introducción

El mercado global y la alta competencia, ha empujado a todas las compañías de cualquier ramo a buscar la perfección en los productos que se ofrecen, haciéndolos, más ergonómicos, más ligeros, más baratos y de mayor calidad, dentro de un proceso de mejora continua que no tiene fin, en este proceso el término de optimización juega un papel muy importante ya que tiene varios significados dependiendo del argot en el que es utilizado. Se entiende como optimización al proceso de identificar la combinación correcta de los parámetros de un producto, estos pueden ser material, geometría, costo, etc. [12]. En diseño de productos, la optimización geométrica ha jugado un papel muy importante y existen diversos procedimientos para encontrar esa forma ideal que se busca para un producto en función de su aplicación, entre ellas destacan las siguientes [2, 13-19]:

- Optimización topológica.
- Optimización topográfica.
- Optimización de tamaño.
- Optimización de forma.

2.8.2 Optimización topológica

La necesidad de reducir el tiempo de desarrollo de componentes óptimos en geometría para coadyuvar en los objetivos de ahorro en peso y en costo de los productos

automotrices, ha llevado al ingeniero de producto a utilizar herramientas de diseño como la optimización topológica para obtener los mejores resultados en el menor tiempo posible.

La optimización topológica es más que solo el proceso de modificar la geometría del dominio, esto es más bien definido como una optimización de forma, la diferencia principal radica en que la optimización de topología permite crear perforaciones o huecos en el interior de la geometría, los procesos más utilizados para llevar a cabo una optimización topológica consisten en caracterizar la topología a través de la densidad el componente, esto significa que donde se encuentren espacios o huecos sin material se conocen como regiones de densidad nula. De esta forma la solución del problema resulta en una distribución óptima del material a lo largo del espacio de diseño [12].

El resultado de la optimización topológica es en todos los casos una geometría no factible de fabricar y por lo tanto de poca utilidad ingenieril, es común utilizar post-procesamientos, como filtros y métodos de penalización e incluso post modelado para obtener productos que se puedan implementar.

En la figura 2.13 se muestra una geometría donde el dominio o espacio de diseño está determinado por un rectángulo y denotado como (Ω) , a su vez es sometido a una fuerza (F) en la parte superior mientras que en la parte inferior se sostiene mediante dos apoyos o restricciones. Los softwares especializados en optimización topológica solucionan los problemas de este tipo por medio de algoritmos iterativos que maximizan o minimizan una función objetivo. En la parte inferior de la figura 2.13 se

muestra una figura óptima con ahorro de 40% en volumen con respecto a un volumen inicial [12].

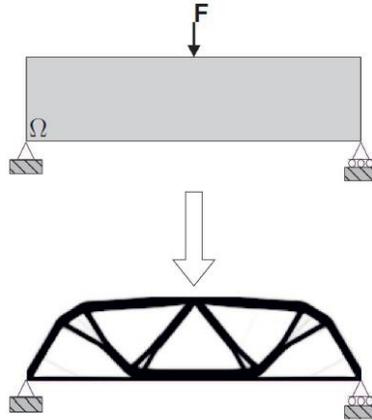


Figura 2.13 Problema de máxima rigidez con restricción de volumen [12].

Esta técnica de optimización es relativamente nueva, aunque la primera publicación del tema data de 1904 por el autor A. G. Michell sobre estructuras de barras articuladas, posteriormente los avances más significativos se dieron a partir del año 1980 y desde entonces se han publicado diferentes métodos numéricos para la obtención de componentes optimizados [12].

Todos estos diferentes métodos desarrollados para obtención de figuras optimizadas junto con la optimización topológica se pueden dividir en tres principales optimizaciones estructurales, como se muestra en la Figura 2.14. La optimización paramétrica consiste en discretizar un estructura preestablecida con elementos cercha o barras articuladas para encontrar las dimensiones óptima de la estructura, La optimización de forma busca encontrar la forma óptima del dominio sin modificar su topología, es decir sin agregar huecos o cavidades en su interior, por último la

optimización topológica en donde el objetivo es distribuir el material en el dominio para encontrar la estructura óptima.

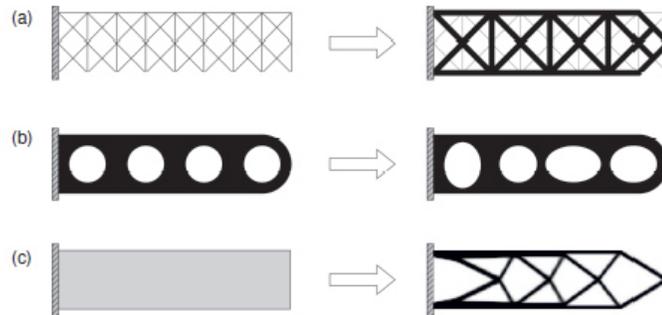


Figura 2.14 Categorías de optimización estructural: a) optimización paramétrica, b) optimización de forma y c) optimización topológica [12].

Los pasos de un análisis por optimización topológica son los siguientes [12, 20-21]:

1. Se define un dominio inicial Ω lo más grande posible para garantizar que no se presenten limitaciones en el número de soluciones
2. Discretización del dominio en elementos finitos
3. Implementación del algoritmo de optimización topológica que calcula los esfuerzos en cada elemento iterativamente distribuyendo y eliminando material en la estructura para obtener una geometría ideal
4. Interpretación del resultado obtenido, donde se tienen que eliminar algunos problemas como la escala de grises o inestabilidad tipo ajedrez.
5. Verificación del resultado obtenido por medio de algún programa de elementos finitos y finalmente la fabricación de la estructura mecánica.

2.8.3 Método de elemento finito (FEM)

Antes de presentar los fundamentos principales y ecuaciones que rigen el proceso de optimización topológica, es prioridad recapitular los conceptos principales del método de elemento finito, dado que este tipo de problemas de optimización se solucionan a través de este método, utilizando herramientas matemáticas para simular la ausencia o presencia de material y con ello determinar la distribución óptima del mismo.

El método de elemento finito (MEF), también conocido como análisis de elemento finito, es una técnica numérica utilizada para obtener una solución aproximada a un problema físico, esta técnica se basa en un proceso conocido como discretización, la cual consiste en dividir un sistema continuo en cierta cantidad conocida de elementos, este proceso se muestra en la figura 2.15. Por ejemplo un volumen o un área determinadas, en elementos que se encuentran conectados por nodos, existe una amplia gama de tipos de elementos, y la selección de estos depende de la geometría a analizar, en la figura 2.16 se observan algunos tipos de elementos en los que se puede dividir un sistema continuo.

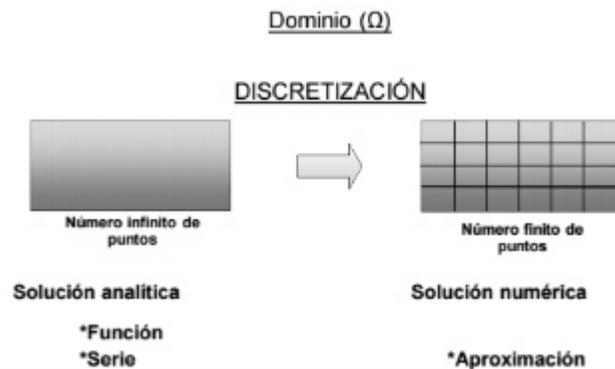


Figura 2.15 Técnica de discretización [37].



Figura 2.16 Ejemplos de elementos 2D y 3D en los que se puede dividir un sistema continuo [22].

2.8.4 Historia del método de elemento finito

El método de elemento finito surge a partir de 2 ramas: la ingeniería y las matemáticas. Desde el punto de vista ingenieril nace el término “elemento finito” utilizando por primera vez por Clough en 1960 [8]. Desde un punto de vista matemático se diseñaron técnicas que se aplicaban directamente sobre las ecuaciones diferenciales, tales como los métodos de diferencias finitas y métodos variaciones. En la figura 2.17 se puede observar un diagrama de árbol en el que se muestra de acuerdo a las contribuciones científicas como se llevó a cabo la generación del método de elementos finitos.

A partir de 1960 comenzaron a crearse paquetes computacionales de elemento finito, entre los primeros surgió NASTRAN (1965) lo cual fue un punto de partida para la generación de paquetes computacionales como ANSYS (1969), LS_DYNA, ALGOR, COSMOS, ABAQUS (1978), entre otros.

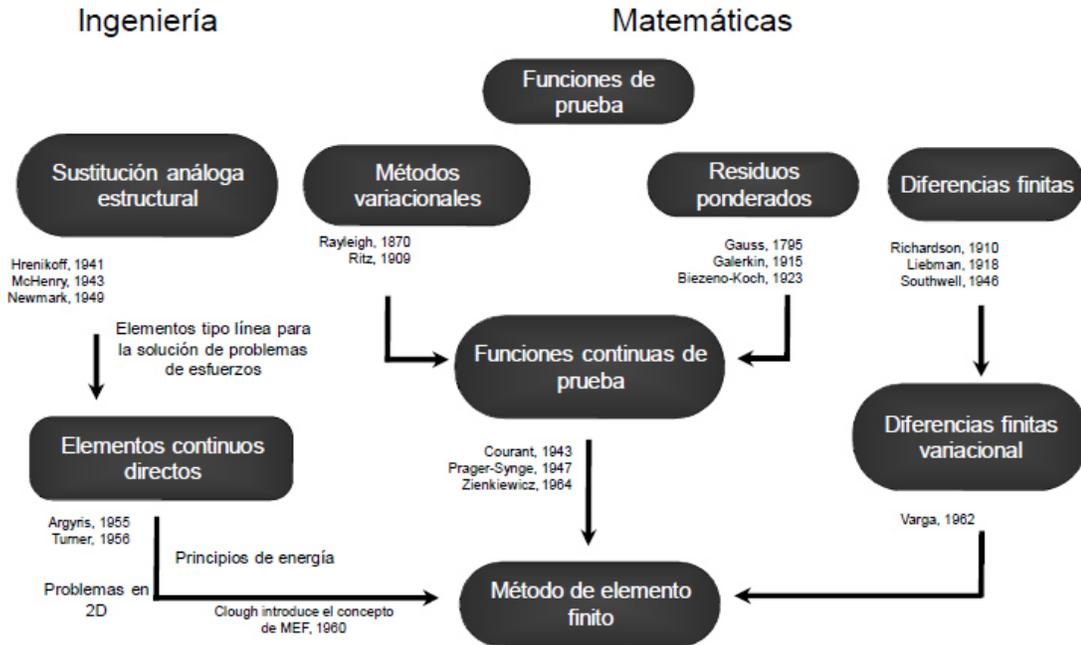
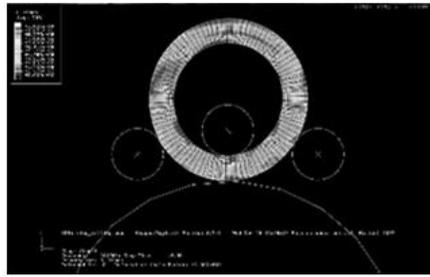


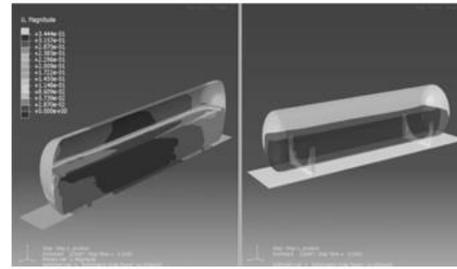
Figura 2.17 Diagrama de contribuciones científicas que acuñaron el término de método de elemento finito [22].

2.8.5 Aplicaciones del método de elemento finito

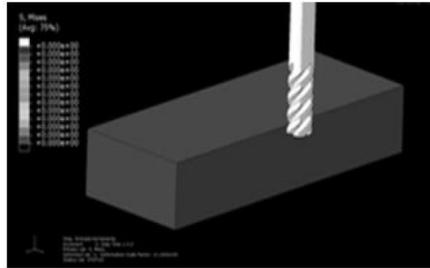
Existen en la actualidad muchas aplicaciones en el que el método de elementos finitos juega un papel muy importante e incluso protagónico en la generación de nuevos procesos, tecnología, ahorro de costos, ingeniería automotriz, aeroespacial, etc. Algunas aplicaciones prácticas en las que destaca el método de elementos finitos como principal herramienta de solución de problemas son: procesos de manufactura, análisis de fluidos, análisis de impacto, diseño electrónico, diseño automotriz y aeroespacial, transferencia de calor, optimización, etc. En la figura 2.18 se muestran algunos ejemplos de las aplicaciones antes mencionadas.



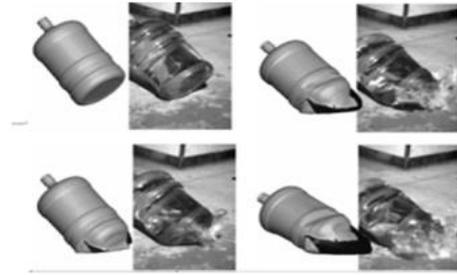
a)



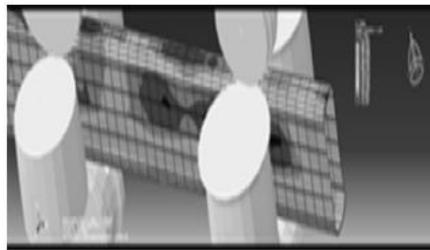
b)



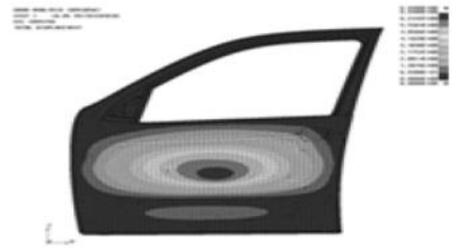
c)



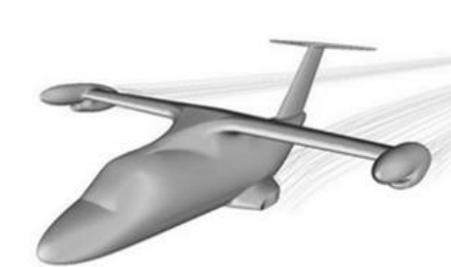
d)



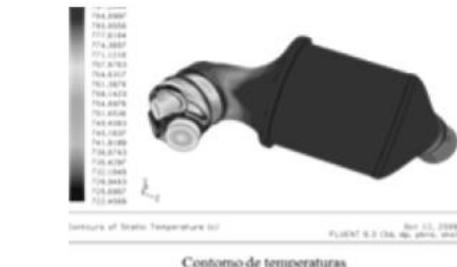
e)



f)



g)



h)

Figura 2.18 Aplicaciones del FEM: a) Laminación de anillos, b) Análisis de fluidos, c) Procesos de maquinado, d) Análisis de impacto, e) Formado de tubos, f) Diseño automotriz, g) Diseño aeroespacial, h) Transferencia de calor [22].

2.8.6 Definiciones y ecuaciones básicas

La manera más práctica y sencilla de explicar la concepción de las ecuaciones para el método de elemento finito es por medio del análisis de un sistema de resorte descrito en la figura 2.19.



Figura 2.19 Sistema de resorte sometido a dos fuerzas en 2 nodos [23]

Analizando el sistema de resorte planteado en la figura 3.5 se obtienen las siguientes ecuaciones resultadas de aplicar la segunda ley de newton en un resorte la cual es:

$$F = k\delta \quad (2.1)$$

$$\delta = u_2 - u_1 \quad (2.2)$$

Dónde, F es la fuerza aplicada al resorte, K es la constante del resorte, δ es la deformación del resorte, u_2 es la posición final del resorte y u_1 es la posición inicial del resorte [23].

Sustituyendo 2.2.2 en 2.2.1 se obtiene:

$$T = k \delta = k(u_2 - u_1) \quad (2.3)$$

Que expresada de forma matricial es:

$$\begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix} \quad (2.4)$$

donde, la matriz constituida por k y $-k$ es conocida como matriz de rigidez, u es el desplazamiento inicial y F la fuerza global resultante en el sistema. Conforme se agregan resortes al sistema aumenta el número de nodos, fuerzas y constantes elásticas, con ello lo hace también la complejidad del sistema y el tamaño de la matriz de rigidez. En la figura 2.20 se muestra un sistema de dos resortes y la forma que tomarían sus ecuaciones de equilibrio en forma matricial [23].

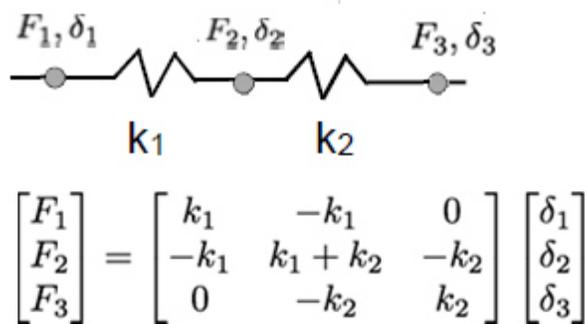


Figura 2.20 Sistema de dos resortes, tres nodos, tres fuerzas, tres desplazamientos y la forma de sus ecuaciones de equilibrio en forma matricial [23].

2.8.7 Matriz de rigidez de una barra

Cuando el sistema está compuesto por barras, las ecuaciones de equilibrio son muy similares a las de un resorte y a pesar de que el concepto de k es más complejo, la forma en la que se expresan dichas ecuaciones es la misma, en la figura 2.21 se observa un sistema simple de una barra soportada en su parte superior y sometida a una fuerza P vertical. Dicha barra tiene un área transversal denominada A y un módulo de elasticidad E cuyo valor lo determinan las propiedades del material del que está constituida la barra [23].

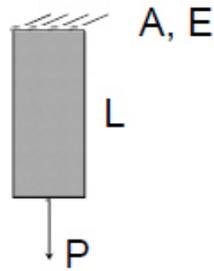
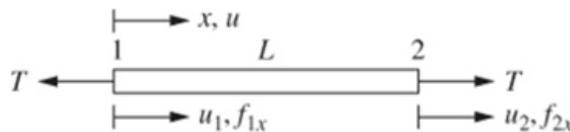


Figura 2.21 Sistema de Barra [23].

$$P = \frac{AE}{L}u \quad (2.5)$$

Dónde, A es el área transversal de la barra, E es el módulo de elasticidad, L es la longitud inicial, P es la fuerza aplicada a la barra, u es el desplazamiento y la fracción $\frac{AE}{L}$ representa la rigidez de la barra (k).

En la figura 2.22 se observa un ejemplo de una barra sometida a dos fuerzas contrapuestas en cada extremo de la barra, así como la ecuación de esfuerzo-deformación en forma matricial para el sistema.



$$\begin{Bmatrix} f_{1x} \\ f_{2x} \end{Bmatrix} = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix}$$

$$[K] = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$

Figura 2.22 Ejemplo de un sistema de barra y su ecuación representativa [23].

2.8.8 Deformación en 2D

Los conceptos de estado de esfuerzo y tensión, así como la relación entre ellos para esfuerzos y tensiones planas son necesarios para entender completamente el desarrollo y la aplicabilidad de la matriz de rigidez para elementos triangulares. Por lo tanto a continuación se desarrollaran los conceptos esenciales para esfuerzo y rigidez en dos dimensiones. Primero, se ilustrará el estado de esfuerzos para dos dimensiones, el cual se observa en la figura 2.23. El elemento infinitesimal con lados “dx” y “dy” con esfuerzos normales σ_x y σ_y actuando en las direcciones “x” y “y”, respectivamente. El esfuerzo cortante τ_{xy} actúa en el borde x en la dirección y. El esfuerzo cortante τ_{yx} actúa en el borde y en dirección x. El momento de equilibrio del elemento resulta en τ_{xy} siendo igual en magnitud que τ_{yx} . Por lo tanto existen tres diferentes esfuerzos representados por el vector columna [23]:

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} \quad (2.6)$$

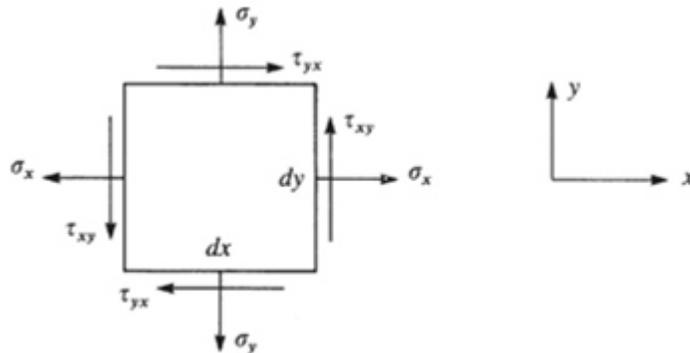


Figura 2.23 Estado de esfuerzos en dos dimensiones [23].

Los esfuerzos dados en la ecuación (2.6) serán expresados en términos de los grados de libertad de los desplazamientos nodales, una vez determinados los desplazamientos nodales, estos esfuerzos pueden ser evaluados directamente.

En la figura 2.24 se muestra un elemento infinitesimal utilizado para representar el estado de rigidez general en dos dimensiones en algún punto de una estructura. El elemento es mostrado para ser desplazado en cantidades de u y v en las direcciones x y y y en el punto A , y para desplazar o extender una cantidad adicional $(\delta_u/\delta_x)dx$ a lo largo de la línea AB , y $(\delta_v/\delta_y)dy$ a lo largo de la línea AC en las direcciones x y y respectivamente. Además, observando las líneas AB y AC , podemos observar que el punto B se mueve hacia arriba una cantidad $\delta_v/\delta_x)dx$ con respecto a A , y el punto C se mueve a la derecha una cantidad $\delta_u/\delta_y)dy$ con respecto a A .

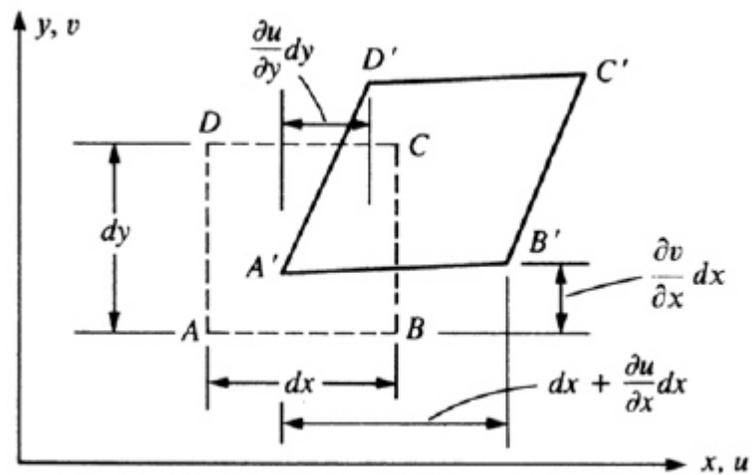


Figura 2.24 Desplazamientos y rotaciones en un elemento en el plano x - y [23].

De las definiciones generales de tensión normal y cortante y utilizando la figura 2.23 se obtiene:

$$\epsilon_x = \frac{\delta u}{\delta x} \quad \epsilon_y = \frac{\delta v}{\delta y} \quad \gamma_{xy} = \frac{\delta u}{\delta y} + \frac{\delta v}{\delta x} \quad (2.7)$$

Las tensiones ϵ_x y ϵ_y son los cambios en longitud por unidad medida del material originalmente paralela a los ejes x y y respectivamente, cuando el elemento sufre deformación. Estas tensiones son llamadas normales. La tensión γ_{xy} es el cambio en el ángulo entre dx y dy cuando el elemento sufre deformación y es conocido como tensión cortante. Las tensiones dadas en las ecuaciones (2.7) se representan generalmente por el vector columna:

$$\{\epsilon\} = \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (2.8)$$

Ahora se presentará la relación entre esfuerzo/tensión para materiales isotrópicos para esfuerzo plano y tensión plana. Para esfuerzo plano, se asume que los siguientes esfuerzos son cero:

$$\sigma_z = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0 \quad (2.9)$$

Para las condiciones de esfuerzo plano:

$$\{\sigma\} = [D]\{\epsilon\} \quad (2.10)$$

Dónde:

$$[D] = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (2.11)$$

Es llamada la matriz esfuerzo/tensión o matriz constitutiva, E es el módulo de elasticidad y ν es el radio de Poisson. En la ecuación (2.10), $\{\sigma\}$ y $\{\epsilon\}$ son definidas por las ecuaciones (2.6) y (2.8) respectivamente.

El problema presentado en este trabajo corresponde a un sistema en tres dimensiones, sin embargo, los soportes que se estudian en este trabajo presentan una ventaja para el análisis de los mismos, esta es, que los mismos están constituidos por placas de acero de espesor constante, por ello, la manera más eficaz de resolverlo es a través del análisis de la superficie media de las placas que constituyen los soportes del secador, la cual presenta las mismas propiedades que todas las superficies que componen el espesor, esto convierte el problema en un sistema de dos dimensiones, cuyo método de análisis por medio de elemento finito se presentó en esta sección, en los siguientes apartados se presentan las variantes a las ecuaciones principales que describen los sistemas de dos dimensiones en un análisis mediante FEM que utiliza el método de optimización topológica.

2.8.9 Ecuaciones de FEM que describen a la optimización topológica

En un problema elástico, como los analizados en la sección anterior, el sistema de ecuaciones lineales de cada elemento tiene la siguiente forma [12]:

$$\mathbf{Ku} = \mathbf{f} \quad (2.12)$$

dónde, u es el desplazamiento, f es la fuerza externa y K es la matriz de rigidez global constituida por la suma de las matrices de rigidez de cada elemento que compone el espacio de diseño, dado por [12]:

$$\mathbf{K} = \sum_i \mathbf{K}_i^e \quad \text{para } i = 1, 2, 3, \dots, N \quad (2.13)$$

donde, N es el número total de elementos finitos utilizados para discretizar el dominio.

La matriz de rigidez de cada elemento se obtiene de la siguiente expresión [12]:

$$\mathbf{K}^e = \int_{\Omega} \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} d\Omega \quad (2.14)$$

donde D es la matriz que contiene las propiedades del material, B es la matriz de las derivadas de las funciones de forma y Ω el ya mencionado espacio o dominio de diseño.

Estas son las principales ecuaciones que definen un problema sencillo de análisis de elementos finitos, a continuación se introducirán los conceptos del método de optimización topológica y como se interrelacionan con estas ecuaciones mencionadas.

2.9 Conceptos de optimización topológica

Dos son los conceptos principales en los que se fundamenta la optimización topológica, uno es el dominio extendido fijo de diseño y otro del modelo del material, que para este trabajo se utilizó el método de densidades, el cual será detallado en las secciones subsecuentes.

2.9.1 Dominio extendido fijo de diseño.

El dominio extendido fijo de diseño es un espacio en el que se puede construir una estructura por medio del algoritmo de OT (optimización topológica). Consiste en un dominio de forma fija donde se contiene la estructura desconocida.

2.9.2 Método de densidades

El método de densidades es un modelo de material que simula una microestructura, es decir este determina si existe o no la presencia de material, este método se representa por la siguiente ecuación [12]:

$$\mathbf{K}^e(\rho_i) = \rho_i \mathbf{K}^e \quad (2.15)$$

donde, $\mathbf{K}^e(\rho_i)$ resulta de modificar la matriz de rigidez del elemento multiplicándola por la variable de diseño correspondiente. ρ_i representa la densidad del material y pueden tener un valor entre 0 y 1, lo cual indica la presencia de material o ausencia del mismo. \mathbf{K}^e es la matriz de rigidez de cada elemento, con las propiedades de un material isotrópico. Teóricamente el valor de pseudo-densidad nulo $\rho=0$ en la práctica no es posible porque si se introducen ceros en la diagonal principal de la matriz de rigidez global, llevando a un sistema lineal de ecuaciones indeterminado. La literatura recomienda un valor de $\rho_{\min} = 0.001$ [12].

Para disminuir las densidades intermedias o escala de grises se desarrolló un método llamado "Solid Isotropic Material with Penalization" (SIMP por sus siglas en inglés). En este método, las pseudo-densidades se penalizan, que hace que los valores intermedios se acerquen a los extremos [12]:

$$\mathbf{K}^e(\rho_i) = \rho_i^p \mathbf{K}^e \quad (2.16)$$

donde, el exponente p es el factor de penalidad.

2.10 Problemas típicos en optimización topológica

Los problemas típicos que suelen presentarse en la implementación de optimización topológica son la escala de grises y el tablero de ajedrez. Estos problemas afectan la convergencia y dificultan la interpretación final del resultado.

La escala de grises como lo muestra la figura 2.25 son pseudo-densidades intermedias en el dominio final. Para lograr un diseño óptimo reduciendo al máximo las escalas de grises se utiliza la penalización por medio del modelo SIMP, ya mencionado. Sin embargo, impedir la aparición de escalas de grises en su totalidad es difícil.

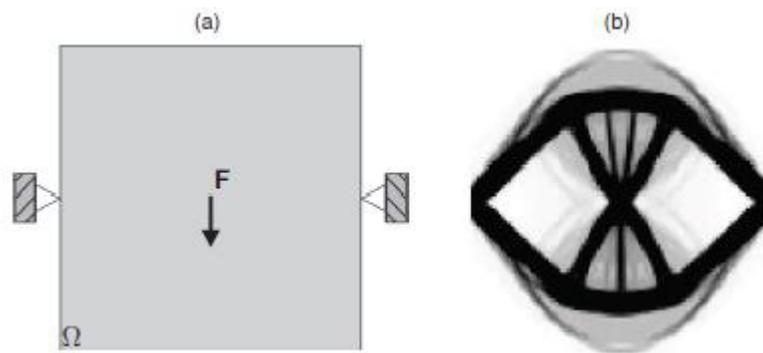


Figura 2.25 Demostración del problema de inestabilidades de escala de grises en una viga bi-apoyada: (a) dominio de diseño del problema y (b) solución [24].

El otro problema son las inestabilidades del tipo tablero de ajedrez, que aparecen, principalmente, cuando se usan elementos finitos con interpolación lineal en el método de optimización topológica. En la figura 2.26 se puede observar este tipo de problema.

Este problema se presenta como una región del dominio donde se alternan elementos sólidos (color negro) con espacios vacíos (color blanco) dispuesto en forma de tablero de ajedrez. La rigidez de la región que contiene el tablero de ajedrez es mayor comparada a una región con distribución uniforme del material, para evitar esto es necesario la implementación de un filtro encargado de amortiguar las grandes diferencias en pseudo-densidad entre elementos adyacentes [12, 24].

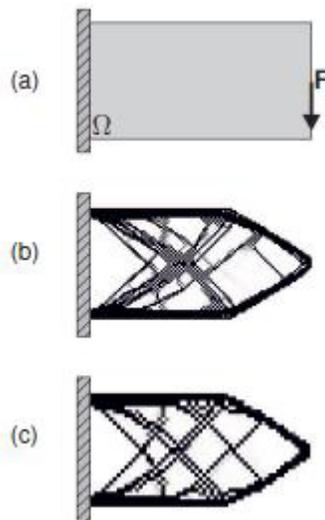


Figura 2.26 Demostración del problema de inestabilidades de ajedrez en una viga corta en voladizo: (a) dominio de diseño del problema, (b) solución para una discretización de 5000 elementos y (c) solución para una discretización de 1800 elementos [24].

2.10.1 Filtro de Bendsøe y Sigmund

La implementación de un filtro es necesaria para la eliminación del problema del tablero de ajedrez antes mencionado. El filtro opera sobre la derivada de la función objetivo, realizando una especie de promedio local, donde el valor de un determinado elemento se fija como el promedio ponderado de los elementos circundantes. La expresión matemática del filtro es la siguiente [24]:

$$\frac{\overline{\partial c}}{\partial \rho} = \frac{1}{\rho \sum_{e=1}^N \hat{H}_e} \sum_{e=1}^N \hat{H}_e \rho \frac{\partial c}{\partial \rho}, \quad (2.17)$$

donde, N es el número total de elementos en la malla y \hat{H}_e es el operador de convolución definido como:

$$\hat{H}_e = r_{min} - dist(k, i), \{i \in N \mid dist(k, i) \leq r_{min}\}, k = 1, 2, \dots, N \quad (2.18)$$

El operador $dist(k, i)$ es definido como la distancia entre el elemento k y el centro del elemento i-ésimo. El operador de convolución es cero fuera del área del filtro. El operador de convolución para el elemento i-ésimo decae linealmente con la distancia desde el elemento k. La representación del dominio del diseño es graficada con el valor de las derivadas modificadas. Lo que se pretende con la modificación de las derivadas de energía de deformación es obtener una imagen filtrada, donde sus acabados son finos producidos por el suavizado de las energías de deformación en los elementos al promediar el valor de la energía de deformación de los elementos vecinos. El alcance del filtro se define por medio de la variable r_{min} .

La variable r_{min} es el radio de la circunferencia que define el área de los elementos vecinos. Esto puede ser visualizado mediante la elaboración de un círculo de radio r_{min} centrado en el centroide del elemento i-ésimo, como se puede observar en la figura 2.27, donde el elemento i-ésimo es el elemento considerado en ese momento en la rutina del filtro, y sus elementos vecinos son los que influyen en el alisado de las energías de deformación.

En la figura 2.27 a) se tiene el valor $r_{min}=1,0$ y sus circunferencia no abarca en su totalidad a los elementos vecinos y la rutina de filtrado no tiene ningún efecto. Según la literatura se recomiendan valores de $r_{min} = 3,5$, como en la figura 2.26 b), donde se abarcan varios elementos vecinos [24]. En este caso, los resultados obtenidos no tienen inestabilidades de tipo tablero de ajedrez que son de fácil interpretación [12, 24].

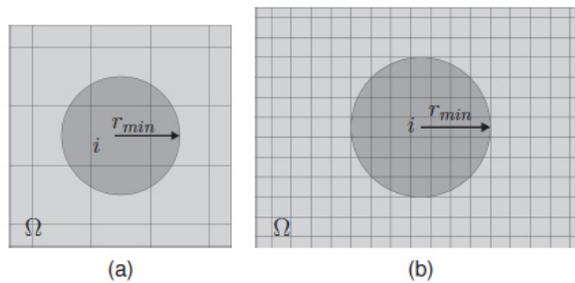


Figura 2.27 Representación gráfica del radio de influencia del filtro para: a) $r_{min}=1,0$ y b) $r_{min} = 3.5$ [12].

2.10.2 Fracción de volumen

La fracción de volumen (V) es un parámetro que tiene una fuerte influencia sobre la topología final, esta determina el volumen final y por lo tanto la masa final. En cuestiones de diseño, si se desea una estructura con peso reducido, V debe tener valores pequeños. En caso contrario cuando V toma valores grandes, se conservará más cantidad de material obteniendo estructuras más robustas y pesadas. La fracción de volumen puede tomar valores entre 0 y 1, puesto que al tomar alguno de estos dos valores se eliminaría totalmente el material, o la estructura final sería el mismo dominio inicial del diseño correspondientemente. El efecto de la fracción de volumen en una viga con dos apoyos ubicados en las esquinas inferiores se muestra en la figura 2.28.

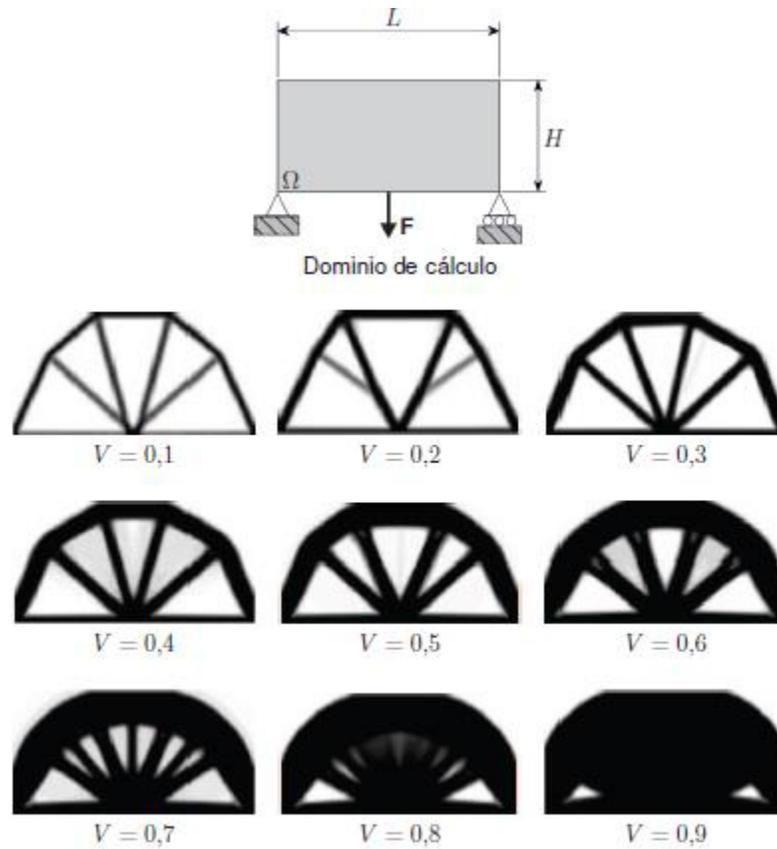


Figura 2.28 Topología obtenida con la viga con carga central para diferentes valores de fracción de volumen (V) [24].

2.11 Convergencia

Utilizando el mismo ejemplo de la figura 2.28, se describirá el comportamiento característico de la curva de convergencia de la optimización topológica, es decir, el valor de la función objetivo (c) en función del número de iteraciones. En esta misma figura también son mostradas las topologías parciales de la estructura, hasta llegar a la convergencia del problema y la topología final.

Para mostrar la evolución del programa, se soluciona el problema de la viga con una relación de longitud y altura de 4:1 y dos apoyos de tipo fijo ubicados en las dos esquinas inferiores. En este problema se introdujo una zona no optimizable a lo largo de la longitud del dominio, ubicada aproximadamente a la mitad de la altura y con un espesor igual a $0,0125H$. Sobre la zona no optimizable se aplicó una carga vertical distribuida (w) a todo lo largo de la longitud, como se muestra en la figura 3.8 El dominio se discretizó usando 160×40 elementos finitos, $p=3$, $r_{min}= 2,0$ y $V=0,3$ [24].

La figura 2.28 muestra gráficamente el avance de la optimización durante las primeras 30 iteraciones. Son mostradas las topologías obtenidas en las iteraciones número 1, 5, 8, 10, 12, 15, 20, y 30, donde se puede ver como el material se va distribuyendo paulatinamente, concentrándose en los lugares donde más se necesita.

En la figura 2.30 se muestra la curva típica de convergencia para el problema de optimización topológica. El valor de la función objetivo, en el caso mencionado es la energía de distorsión, el cual inicia con un valor grande y va descendiendo a medida que avanza la simulación, hasta estabilizarse en un determinado valor. Este valor representa la mínima energía de deformación y la solución del problema corresponde al conjunto de todas las variables de proyecto ($p1$) en ese momento.

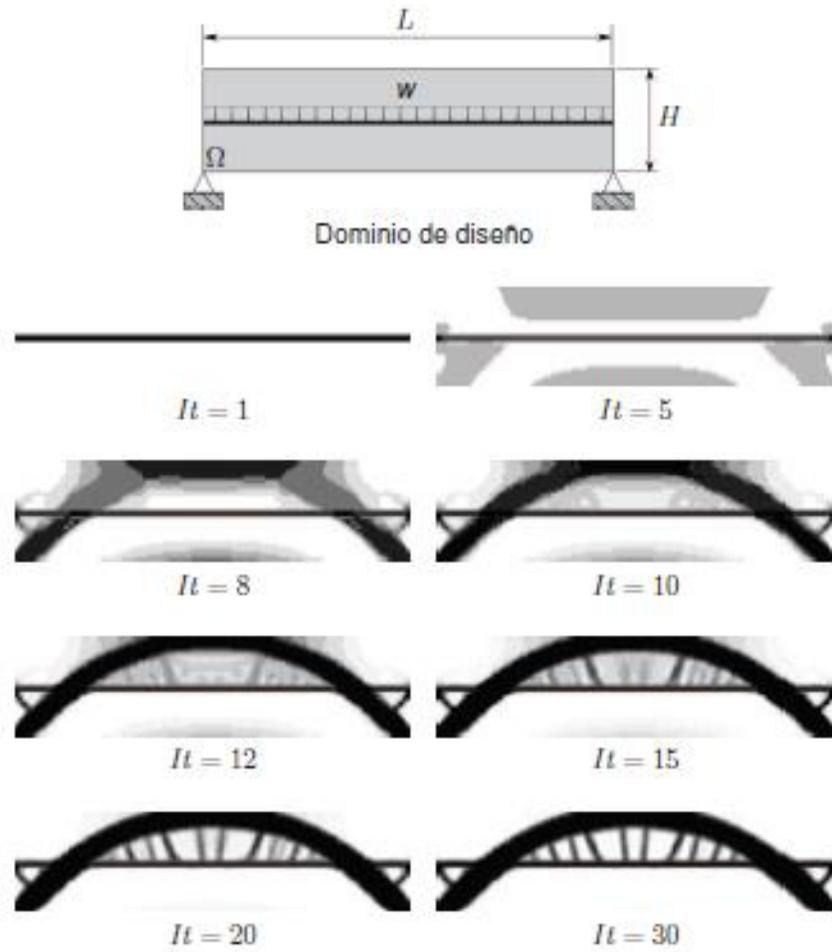


Figura 2.29 Topología obtenida para la viga con carga distribuida para diferentes iteraciones [24].

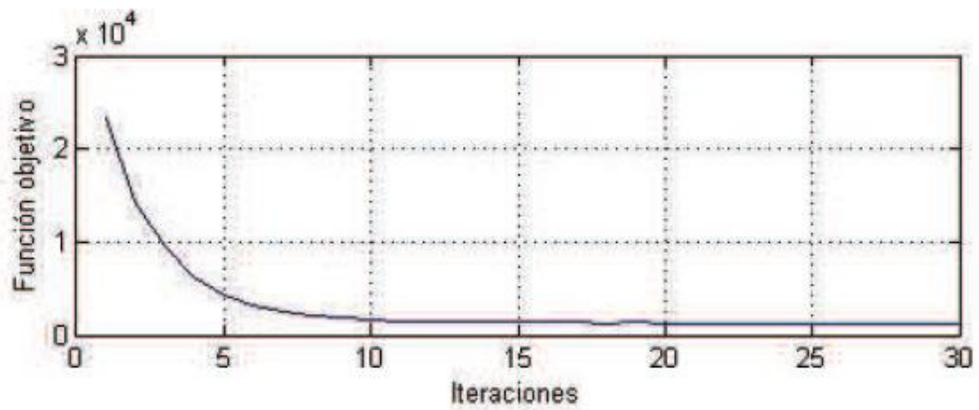


Figura 2.30 Gráfico de la curva de convergencia mostrando la función objetivo (energía de deformación) en función del número de iteraciones [24].

Es importante enfatizar que aunque existen muchos filtros para el refinamiento de los modelos resultantes por OT, también presentan limitaciones para la factibilidad de manufactura, en este aspecto, el post-procesamiento de los modelos juega un papel importante ya que este determina realmente la geometría final del mismo, a pesar de estas limitaciones el camino que traza la OT en el proceso de diseño es irremplazable por medios tradicionales de prueba y error, y esto ya representa una gran ventaja.

En la siguiente sección se presentarán los casos de estudio, y la metodología de diseño, que como ya se mencionó en este capítulo, se tratarán como problemas en 2 dimensiones por medio de la superficie media de los componentes a analizar, y haciendo uso de las herramientas que el FEM y la optimización topológica ofrece para la obtención de los modelos ideales en forma.

2.12 Casos de éxito utilizando optimización topológica

En el 2014 se realizó un estudio basado en fatiga para la optimización de un soporte de hierro fundido utilizado en la suspensión trasera de camiones pesados [25]. En dicho análisis se registró una reducción en el peso del bracket de suspensión en un 25%, manteniendo el ciclo de vida de dicho componente en niveles aceptables, en la figura 2.31 se observa el bracket llamado ARB (Anti Roll Bar Bracket por sus siglas en ingles), con la geometría previa al proceso de optimización topológica. La metodología aplicada durante esta investigación es similar a la presentada en este trabajo, tal como se muestra en la figura 2.32.

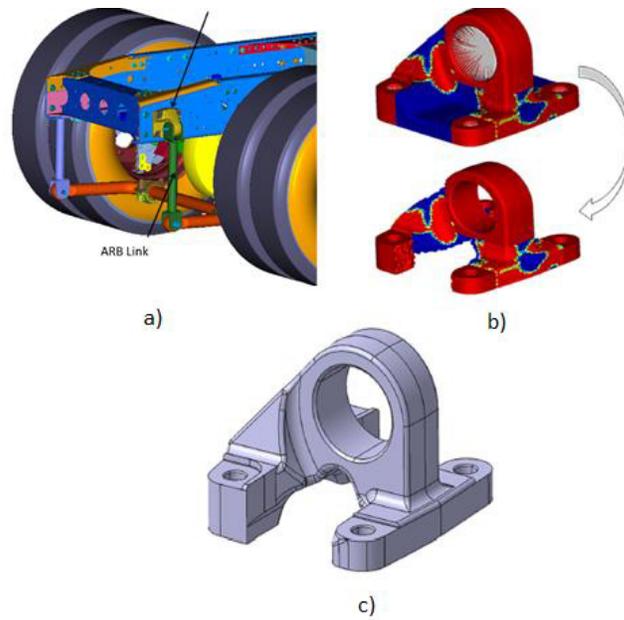


Figura 2.31 Optimización Topológica en un soporte ARB: a) Ensamble del soporte en el chasis, b) Resultado de la Optimización Topológica, c) Modelo final del soporte después de un análisis de factibilidad de fabricación [25].

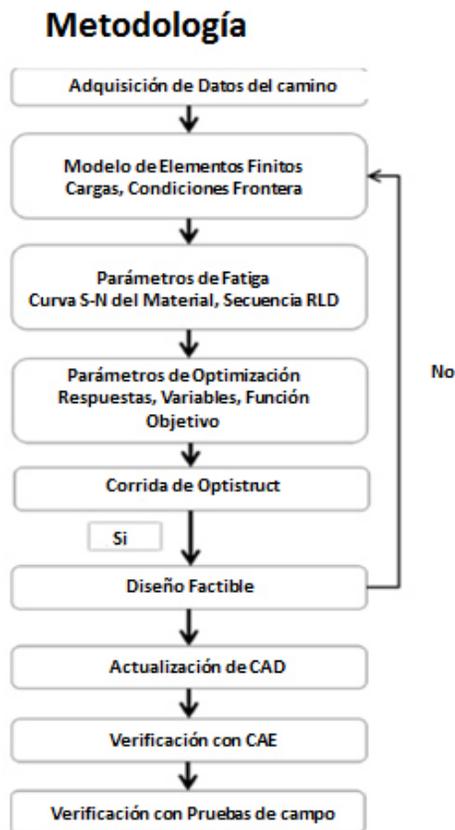


Figura 2.32 Metodología utilizada [25].

El soporte se optimizó utilizando una carga de 350MPa en un ciclo de vida de 1,000,000 de ciclos. En la figura 2.31 b) se muestra el resultado de OT el cual es un resultado no manufacturable con cierta reducción de volumen. Al no tener un uso práctico este modelo fue sometido a un post procesamiento de modelaje para darle las características necesarias para su manufacturabilidad, esto es suavizar los bordes y agregar los radios adecuados para la pieza, el resultado final después de este post modelaje se muestra en la figura 2.31c). Este modelo presenta un ciclo de vida de $1.50e6$ en comparación al ciclo de $3.61e9$ del bracket original, a su vez el peso final es de 4.5Kg en comparación con el peso de 6.0Kg del diseño inicial, esto representa el ahorro mencionado anteriormente del 25%.

Otro ejemplo de esta poderosa y práctica herramienta fue dado por el autor Xiao-Yong Pan en el 2007, en su artículo presenta el análisis y posterior optimización topológica de un componente del tren motriz por medio de Ideas de Unigraphics®, en su trabajo se reportó una reducción del 12% de la masa total del componente y una rigidez estructural y resistencia mejorada en un 50% [26]. El componente analizado en este trabajo tiene la función de soportar la flecha del eje frontal de un automóvil, este componente por ende se somete a diferentes tipos de cargas y de frecuencias debido a que está montado directamente a la estructura del motor, en la figura 2.33 se puede apreciar la ubicación y la función que desempeña el componente en el tren motriz. La ruta de optimización utilizada en dicho trabajo está dada en la figura 2.34, la cual fue utilizada de referencia y brinda un sólido y confiable camino para realizar el trabajo que

se plantea en esta tesis. La figura 2.35 muestra la geometría resultante después del proceso de optimización topológica.

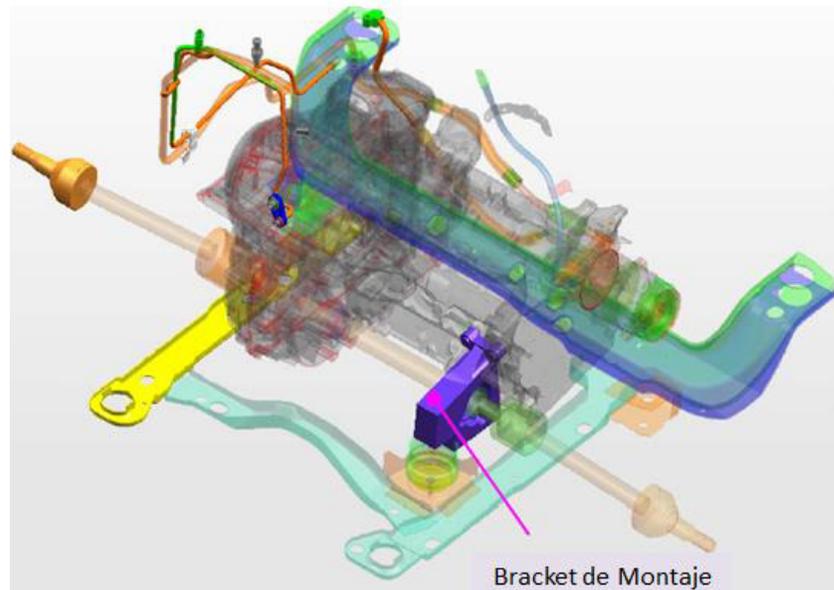


Figura 2.33 Ubicación del bracket de montaje [26].

El uso de esta técnica se extiende no solo al terreno de camiones pesados y automóviles, en el 2002 el autor Murali Krishna aplicó esta técnica de diseño en brackets de defensa de una camioneta tipo pick up, en esa ocasión se presentó una comparación entre una optimización manual de acuerdo a los resultados arrojados por un componente instrumentado contra la optimización topológica, la cual presentó no solo un mejor resultado en la rigidez final del componente sino a su vez aligeró el peso del componente, algo muy difícil de lograr con una optimización manual en la cual el único camino seguro es agregar material en las áreas más débiles del componente[27]. La tabla 2.3 compara los resultados de las optimizaciones realizadas, donde el método de optimización topológica obtuvo mejores valores. El modelo final obtenido se muestra en la figura 2.36.

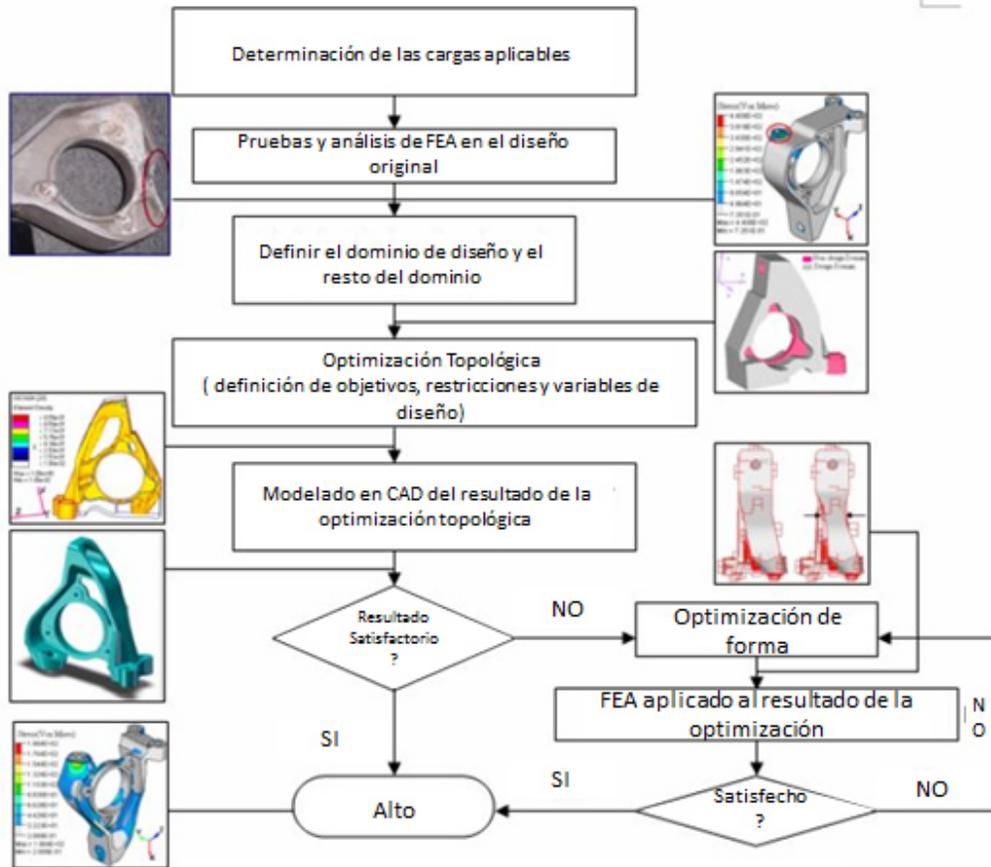


Figura 1. Diagrama de Flujo del bracket de montaje

Figura 2.34 Metodología utilizada para la optimización del bracket de tren motriz [26]

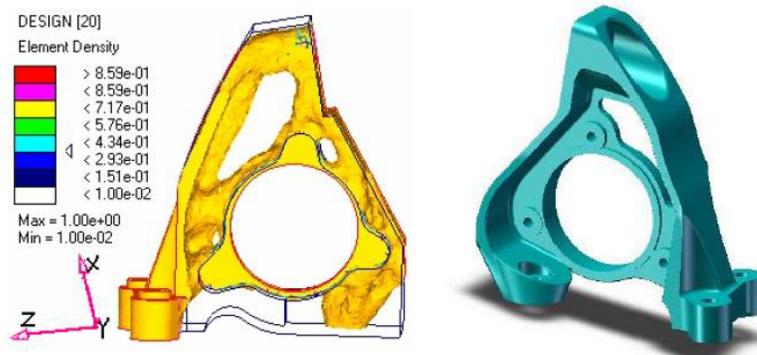


Figura 2.35 Resultado de la optimización topológica al componente (amarillo) y el resultado del post- modelado (azul) [26].

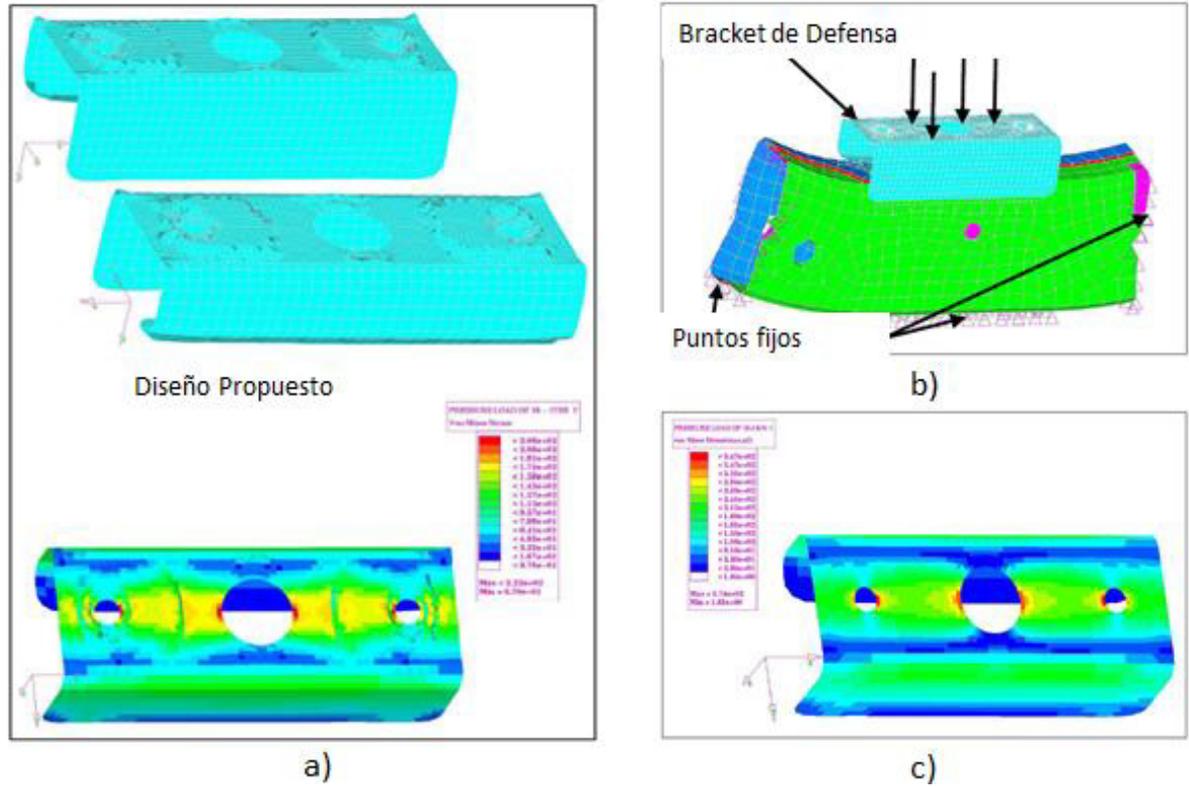


Figura 2.36 a) Diseño final obtenido mediante optimización topológica, b) Casos de carga, c) Resultado del análisis de esfuerzos inicial [27].

Tabla 2.3 Tabla comparativa de los tres modelos propuestos [27].

	Método utilizado para obtener el diseño propuesto	Espesor final	Peso	%de incremento	Aprobó criterio de diseño
		(mm)	(Kg)		
Modelo Inicial		4	0.776		NO
Propuesta #1	Optimización de espesor	5.6	1.086	39.948	SI
Propuesta #2	Optimización de forma	5	1.027	32.345	SI
Propuesta #3	Optimización Topológica	5	1.002	29.124	SI

En el 2015, se realizó una investigación por parte de un equipo alemán que participó en el desarrollo de un prototipo de vehículo destinado a participar en la Fórmula SAE, una competencia de desarrollo de vehículos por estudiantes de ingeniería, en la que utilizó un proceso de optimización topológica para desarrollar un nuevo modelo de balata para el sistema de frenos y fabricarlo por medio de un proceso llamado sinterizado metálico directo por láser, el cual es un proceso de prototipado rápido que utiliza un material en polvo que posteriormente se derrite con el uso de un rayo láser para generar un producto, por medio de depósito progresivo de capas. Como resultado, en este trabajo se consiguió una reducción de 11% en la temperatura de la nueva balata en operación y un 9% de reducción de masa manteniendo la misma rigidez. El material que se utilizó para la fabricación del prototipo fue una aleación de aluminio GB-ALSu10Mg en polvo, el simulador utilizado fue Hypermesh® y le tomó 76 Iteraciones para obtener el resultado final. En la figura 2.37 se puede observar las etapas del desarrollo de dicha pieza. La metodología utilizada, es similar a la utilizada para este trabajo [28].

También se ha utilizado la metodología de optimización topológica en el diseño aeronáutico, un ejemplo de ello se encontró en el diseño de un poste para turbina, este mecanismo está diseñado para sostener el motor y mantenerlo unido a las alas. Este componente generalmente se fabrica en acero de alta resistencia, a su vez este componente tiene que ser capaz de soportar las cargas inerciales que ejerce el motor sobre el mismo.

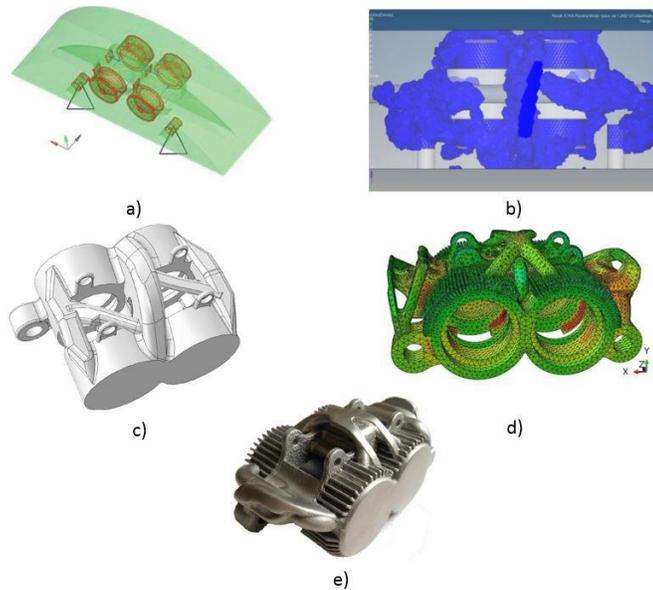


Figura 2.37 Etapas del desarrollo del nuevo modelo de balata: a) Definición del espacio de diseño, b) Optimización Topológica, c) Post-Procesado de la pieza, d) Análisis térmico, e) Modelo final fabricado por medio de Sinterizado [28].

En la figura 2.38 se observan las diferentes etapas del modelo a lo largo del proceso de optimización topológica, a su vez en la figura 2.39 se muestra un comparativo entre el ciclo de diseño convencional para este tipo de componentes y el ciclo de diseño modificado incluyendo el proceso de optimización topológica [29].

Otro ejemplo reciente en el que también se involucra el cambio de material para una aplicación se dio en el 2015 por la compañía VE Commercial Vehicles. En ese trabajo se analizó el cambio de material para las horquillas de transmisión, cuya función es intercambiar engranes para activar una velocidad. El material original de dicho componente era de hierro fundido y la propuesta era utilizar una aleación de aluminio A380, por mucho, la aleación de aluminio más utilizada en la rama automotriz.

En la figura 2.40 se puede observar el resultado de la optimización topológica, así como la localización de los esfuerzos máximos en las piezas [30].

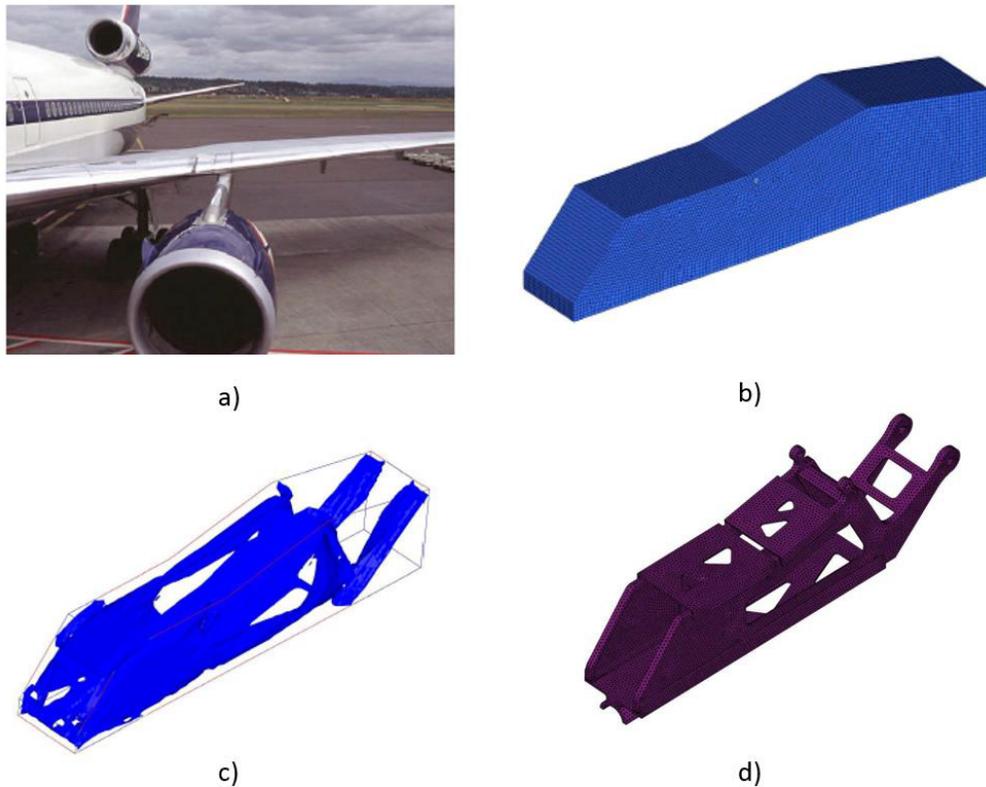


Figura 2.38 Etapas de diseño para el modelo de poste utilizando OT : a) Punto de aplicación del Poste, b) Espacio de diseño entre el ala y el motor, c) Resultado de la optimización topológica, d) Refinación de la geometría obtenida [29].



Figura 2.39 Metodología de diseño para componentes aeronáuticos: a) Convencional, b) Con optimización topológica [29].

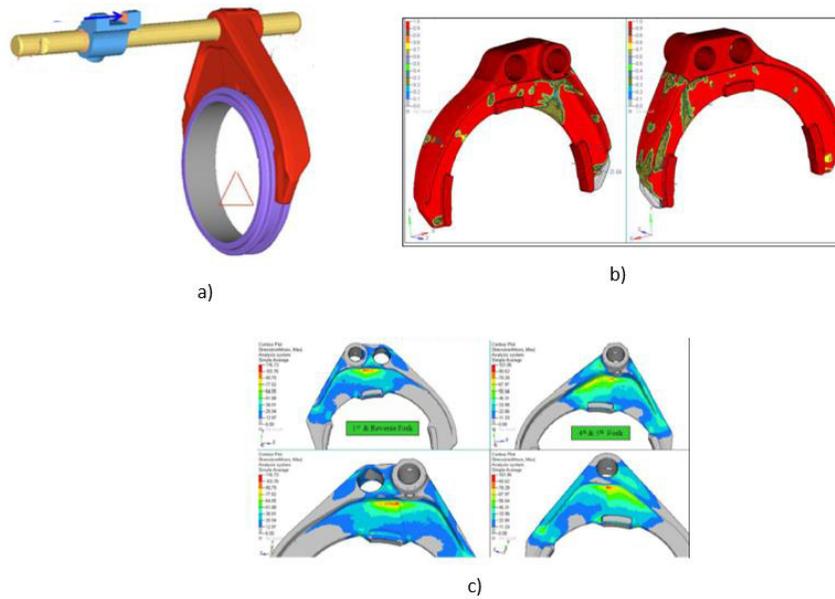


Figura 2.40 Horquilla de transmisión: a) Ensamble de horquilla, b) Resultado de la optimización topológica, c) Localización de esfuerzos máximos [30].

En el 2010 otro ejemplo de aplicación de la optimización topológica en un prototipo para la competencia de Fórmula SAE fue el rediseño de un soporte/rodamiento del eje, este dispositivo da soporte al extremo final del eje donde se monta la rueda y a su vez a los amortiguadores y suspensión en vehículos de suspensión independiente. Los objetivos de optimización utilizados para ese trabajo son los mismos utilizados en este trabajo de tesis y son: maximizar la rigidez y minimizar el peso/volumen del componente, utilizando un límite superior de fracción de volumen de 0.125. La estructura final presentó una reducción en peso de 15% sin afectar los esfuerzos máximos con respecto al diseño original.

En la figura 2.41 inciso a) se muestra en color amarillo el espacio de diseño, mientras que el espacio restringido se muestra en color azul. El material utilizado para esta aplicación fue aluminio 7075.

Al ser un componente relacionado directamente con las ruedas se aplicaron 3 tipos de escenarios de carga: frenado, aceleración y virado. Como todos los procesos de optimización topológica, es necesario someter la pieza a un post-procesado para verificar la factibilidad de manufactura. Al ser esta pieza fabricada por medio de maquinado CNC, el modelo final resultante de este análisis se muestra en la figura 2.41 inciso c) [31].

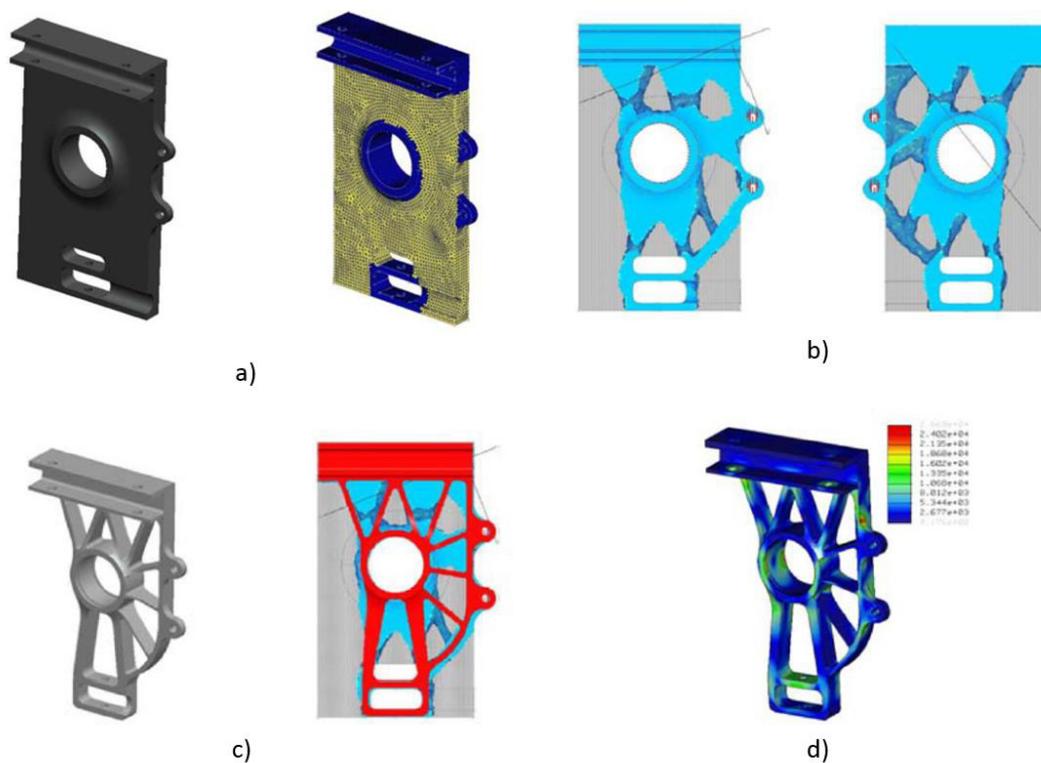


Figura 2.41 Modelo del soporte a lo largo del proceso de optimización topológica: a) Espacio de diseño, b) resultado de la optimización topológica, c) resultado del post-procesado, d) Modelo final y localización de los esfuerzos máximos [31].

Similar a esta aplicación, en el 2012 se modificó el patrón de costillas (soportes) en una pieza plástica para alojar un rodamiento, el objetivo de esta investigación fue cambiar el material de hierro vaciado a plástico Ethylene Propylene Diene Monomer (EPDM por

sus siglas en inglés) y mantener la frecuencia natural del sistema por encima de la excitación de segundo orden del motor a máxima velocidad, la frecuencia mínima debía ser mínimo de 260Hz, tras varias propuestas, los resultados no fueron satisfactorios (ver figura 2.42) aún con el uso de optimización topológica [32].

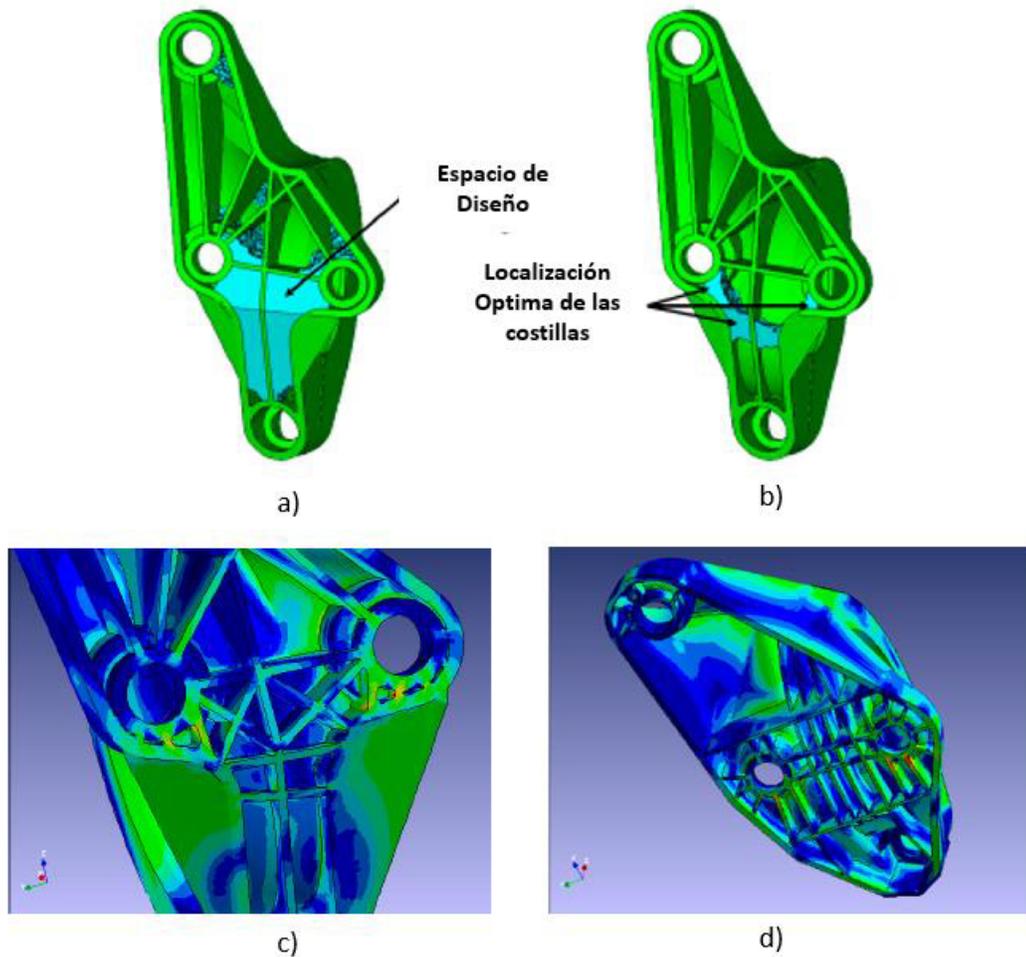


Figura 2.42 Modelos propuestos para el soporte de plástico: a) Espacio de diseño, b) Localización de costillas, c) Primer propuesta, d) Segunda propuesta [32].

Una aplicación de la optimización que puede ayudar a entender las diferencias entre los diferentes métodos de optimización se encontró en el 2013 cuando se aplicó a un mismo modelo de automóvil cuatro tipos de optimización: de tamaño, de forma,

topográfica y topológica. La optimización de forma se utilizó en ese trabajo para seleccionar el espesor adecuado en la carrocería del automóvil, se modificaron los espesores de las hojas de metal en un rango de 0.7mm a 1.75mm, el objetivo fue alcanzar una resonancia mayor a 35Hz, el resultado de este análisis se puede observar en el inciso a) de la figura 2.43. Por otra parte se sometió a un proceso de optimización topográfica al piso de la carrocería, obteniendo como resultado la adición de relieves, mostrados en el inciso b) de la figura 2.43. Posteriormente, se sometió a optimización topológica un soporte del tren motriz, fabricado en aluminio, el cual se muestra en la figura 2.43 inciso c). Por último, se utilizó la geometría resultante de la optimización topológica para refinar la forma de las costillas generadas en el soporte de tren motriz por medio de optimización de forma, lo cual se logra con la localización de una superficie controlada por puntos de control [33].

Por otro lado, es importante enfatizar en las ventajas que estas herramientas de optimización tienen con respecto a los métodos tradicionales, pues estos conllevan mayor cantidad de pruebas, incluso físicas para poder validar un nuevo diseño, además es difícil encontrar ejemplos que reduzcan considerablemente el peso de un componente.

En el 2009 se rediseñó un soporte de suspensión frontal por medio de métodos tradicionales lo cual generó un ahorro del 8% posterior a una serie de pruebas físicas. El material utilizado es un acero de alta resistencia con baja aleación, en la figura 2.44 se pueden apreciar los resultados de esa investigación [34].

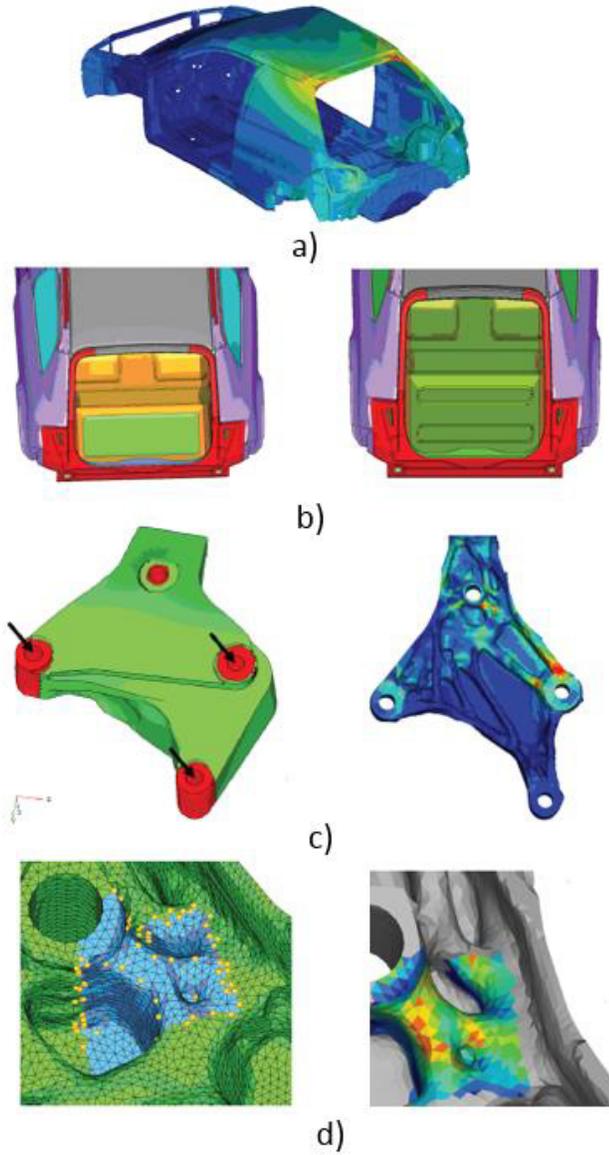


Figura 2.43 Aplicación de diferentes tipos de optimización: a) Optimización de tamaño, b) Optimización Topográfica, c) Optimización Topológica, d) Optimización de forma [33].

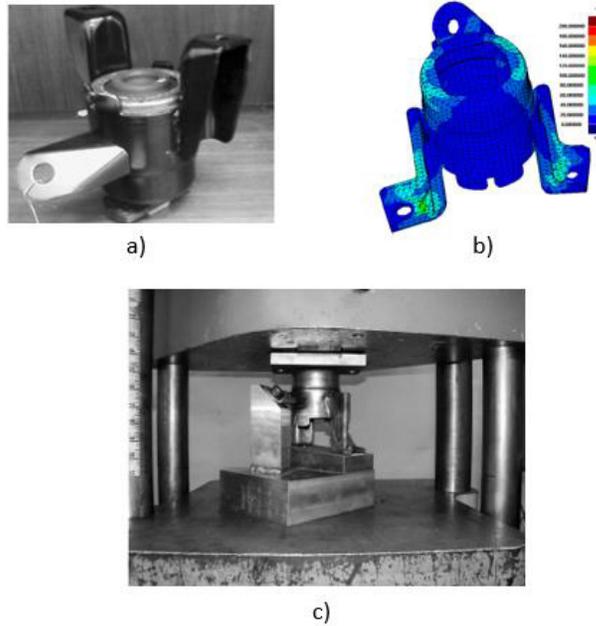


Figura 2.44 Proceso de optimización tradicional: a) Modelo inicial, b) Modelo propuesto, c) Validación [34].

En la figura 2.45 se observa otro ejemplo de optimización topológica en un soporte de poleas para motor, en este ejemplo se utilizó una restricción de un valor mínimo de 275Hz para el primer modo de vibración, se utilizaron como objetivos el maximizar la rigidez del componente, así como evaluar los desplazamientos nodales. Este soporte se simuló con las propiedades de material de hierro gris, como reemplazo del material actual del que está hecha la pieza el cual era aluminio. El modelo final presentó una reducción de 1.2% en relación con el modelo inicial, y a su vez cumplió con el requerimiento de rigidez y modos de vibración por encima de 275Hz [35].

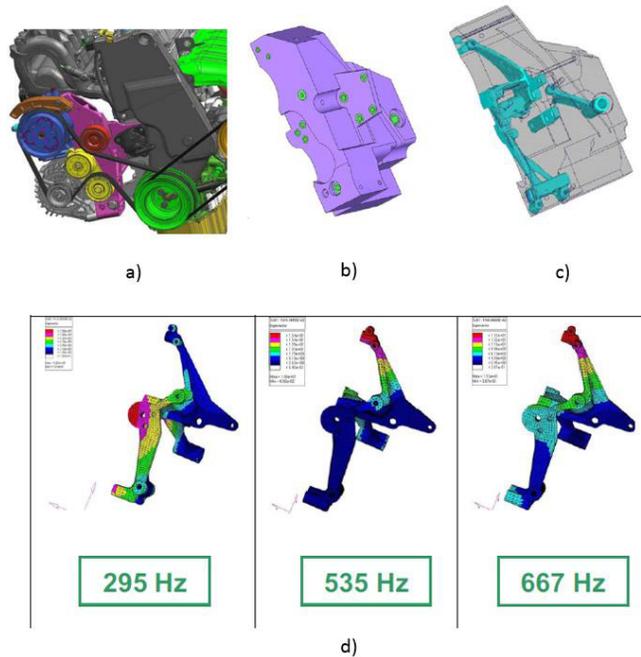


Figura 2.45 Optimización topológica a un soporte de poleas del motor: a) Localización del soporte, b) Espacio de diseño, c) Resultado de la optimización topológica, d) Resultados de los primeros 3 modos de vibración del modelo final [35].

También se han hecho aplicaciones de diferentes tipos de optimización en las estructuras interiores, por ejemplo, las estructuras de los asientos, en particular en los respaldos. En el 2009 la Universidad de Clemson realizó una investigación para reducir la el peso del marco estructural de un respaldo, en el que se aplicaron 2 tipos de optimización: de tamaño/Forma y topológica para lograr un total de reducción del 13% en referencia con el componente original en el mercado. Para esta aplicación el espesor final dependiendo de la sección resultó en el rango de 1mm a 3mm. El material utilizado para esta aplicación fue una aleación de magnesio AM50. En la figura 2.46 inciso a) se observan los resultados de las diferentes etapas de optimización para este componente, en la figura 2.46 inciso b) se muestra la metodología utilizada para ese

trabajo, el cual fue de tipo multi-etapa, esto significa que el modelo final es el resultado de varios procesos de optimización [36].

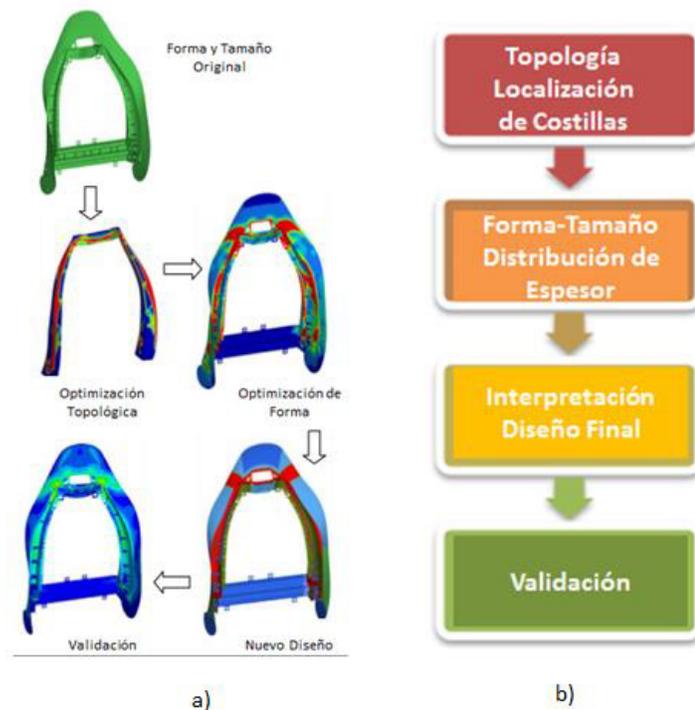


Figura 2.46 a) Resultados, b) Metodología utilizada [36].

Otra aplicación de la optimización de forma en el sector automotriz fue el rediseño de un soporte para montaje del compresor para el aire acondicionado en un vehículo de pasajeros, al igual que los casos anteriores el objetivo de dicha investigación consistió en reducir el peso del componente, utilizando como restricciones para el soporte la primera frecuencia resonante en el ensamble del compresor y el que el mismo no sufra deformación alguna. Posterior al post-procesamiento para factibilidad de manufactura el resultado final fue una reducción del 30% del peso del soporte, y manteniendo el desempeño mecánico. En la figura 2.47 se muestran los resultados obtenidos [37].

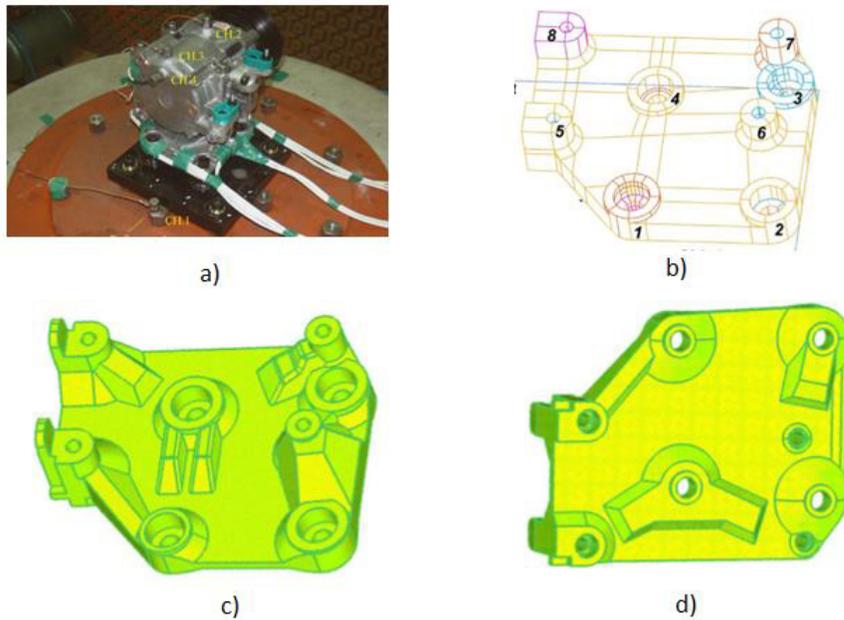


Figura 2.47 Soporte de compresor: a) Fotografía del ensamble de compresor, b) Modelo Inicial, c) Vista superior del modelo final, d) Vista inferior del modelo final [37].

Otro trabajo de optimización múltiple lo encontramos en la investigación hecha por DaimlerChrysler® en el 2004, en donde se utilizaron las herramientas de optimización topológica y de tamaño aplicadas en un soporte de suspensión de cabina y en un marco para el soporte del filtro de aire respectivamente. El primer estudio arrojó un resultado positivo y con un 20% de reducción de peso, mientras que el segundo caso arrojó un espesor óptimo de 6mm. En la figura 2.48 se observan los modelos para el soporte de cabina, mientras que en la figura 2.49 se muestra el modelo del soporte del filtro de secador [38].

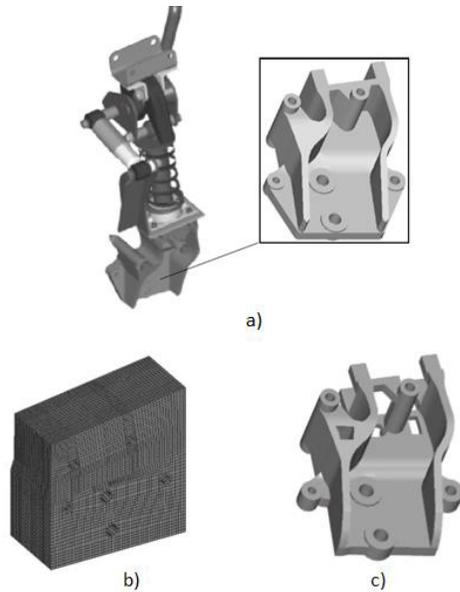


Figura 2.48 Optimización topológica para el soporte de cabina: a) Ensamble del soporte, b) Espacio de diseño, c) Modelo final [38].

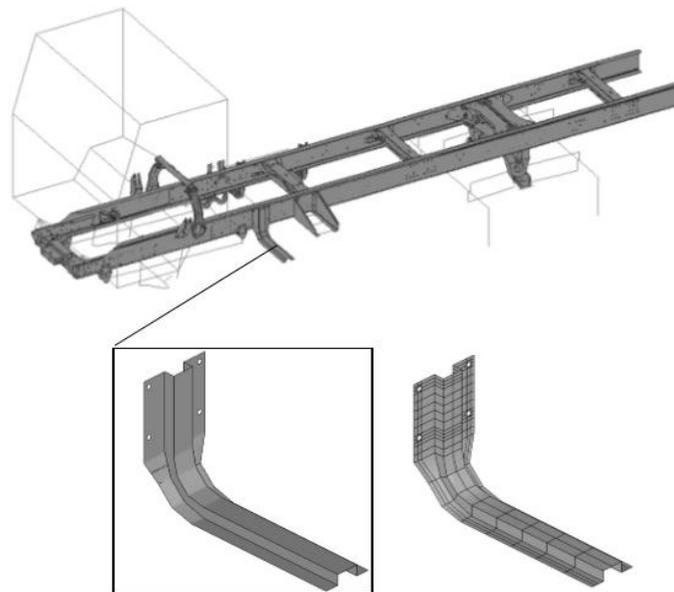


Figura 2.49 Modelo y localización del soporte para el filtro de aire en un chasis de camión [38].

En casi todos los casos planteados se obtuvieron resultados positivos a través del proceso de optimización topológica, la expectativa en este trabajo es obtener resultados similares y contribuir en el desarrollo de esta metodología de diseño así como extender esta práctica en la industria de camiones pesados.

Capítulo 3

Desarrollo Experimental

3.1 Introducción

Este capítulo describe la metodología utilizada para este trabajo y está dividido en 5 partes fundamentales, la primera parte consiste en someter los soportes de secador a un proceso de estandarización, el cual busca homologar patrones de barrenado y combinar geometrías para utilizar un soporte en más de una aplicación, posteriormente en la segunda parte se analizará el desempeño de los soportes iniciales y estandarizados utilizando el método de elemento finito, en la tercera etapa se someterán los soportes estandarizados a un proceso de optimización topológica para reducir el volumen de las piezas, en una cuarta etapa se someterán los soportes optimizados a un post-procesamiento con un enfoque a viabilidad de manufactura, por último en la quinta etapa los resultados de este post-procesamiento se someterán a un último estudio por medio del método de elemento finito para poder comparar y evaluar los resultados obtenidos en el siguiente capítulo.

3.2 Estandarización del soporte de secador – Criterio de homogenización

Se analizaron los diferentes tipos de soportes de montaje de secador de aire dentro del sistema Navistar, cuyos diseños se han desarrollado a través de la experiencia del diseñador sin considerar la homologación entre modelos y/o configuraciones. Aquellos que presentaron geometrías muy particulares fueron descartados considerando solo

aquellos que presentan similitud en sus características geométricas. Se redujo la cantidad de soportes a siete, posteriormente se les asignó una nomenclatura alfabética pues se considera información sensible para la compañía y a su vez facilita la identificación de los mismos, los soportes candidatos a estandarización se muestran en la figura 3.1

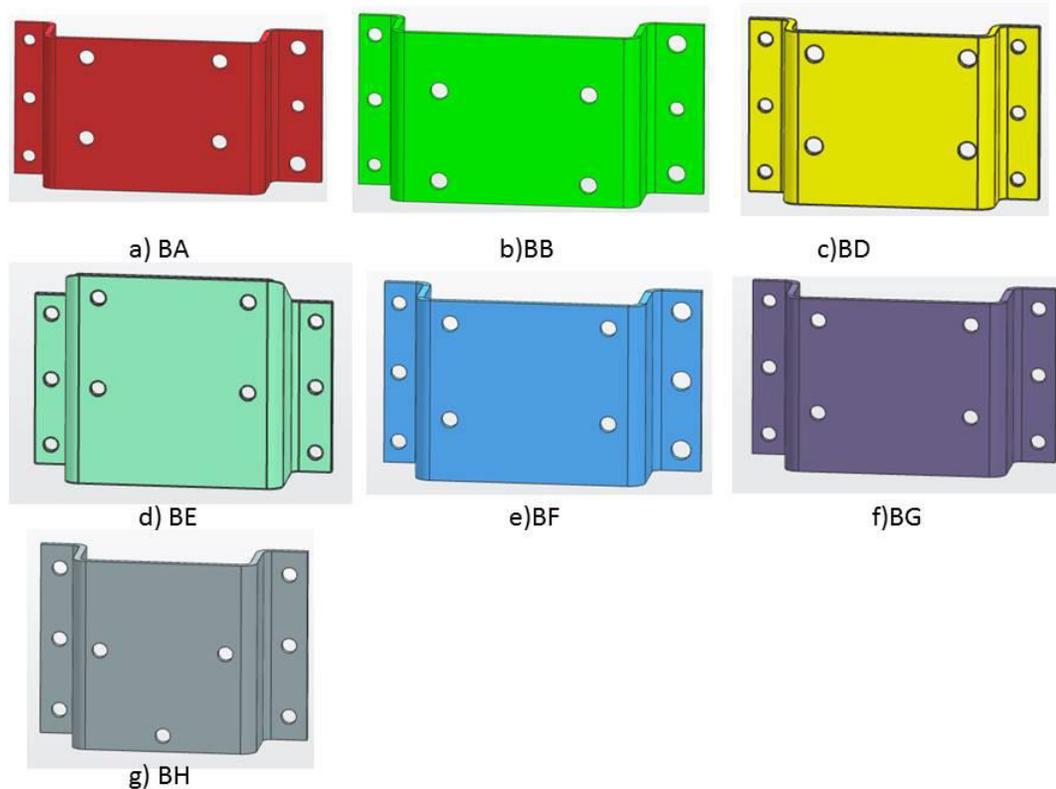


Figura 3.1 Soportes de Montaje de Secador de Aire.

Como se puede observar en la figura 3.1 en los soportes anteriores, todos presentan dos patrones de barrenados principales y característicos de este tipo de soporte, son el patrón de barrenado externo y el patrón de barrenado interno. El primero se utiliza para montarlo al chasis y generalmente son barrenos entre 13.5mm y 14.0mm de

diámetro. Esta configuración de barrenado es utilizada para instalar tornillos M12, siguiendo el estándar de Navistar para la distancia crítica entre el barreno y el tornillo. El patrón de barrenado interno puede utilizar tornillería desde M8 hasta M12 dependiendo del modelo de secador que se va a instalar en él. Se agruparon los soportes de acuerdo a la semejanza en sus dimensiones, así como en sus patrones de barrenado. El criterio que se utilizó para la homogenización de los soportes fue el combinar el barrenado interno en aquellos soportes que sean semejantes en sus dimensiones, de dos en dos y posteriormente se evaluó si los modelos resultantes se podrían homogenizar aún más.

En la tabla 3.1 se detalla toda la información del material, aplicación, demanda, peso y nomenclatura utilizada en este trabajo. Estos datos serán útiles para determinar las cargas máximas a los que se someterá cada soporte, así como en la elaboración de las simulaciones de análisis de elemento finito, y por último determinar de acuerdo al uso anual, el impacto real de la optimización de cada bracket en el ahorro en costo, material, espacio, etc. para la compañía.

3.2.1 Homogenización de los soportes BA y BB

Como se puede observar en la figura 3.1 incisos a, b y c, las dimensiones del patrón de barrenado interno, externo y el espesor del material coinciden completamente, sin embargo al sobreponer las geometrías se encontró un desfase en el patrón de barrenado interno.

Tabla 3.1 Información Técnica de los Soportes de Secador [10, 11].

Secador	ID	Especificación de Material	Color	Configuraciones	Tornillos	Peso del Secador	Uso por año
1	BE	Steel Grade 1 or 2 per MPAPS A-6 Part I	Cyan	ProStar, ISX13 & N13	M12X40	14.00 Kg	8
2	BG	Steel Grade 1 or 2 per MPAPS A-6 Part I	Morado	ProStar & TranStar, N13, ISX13, EUROIV, ISX17 & N17	M12X40 M12X50	13.2Kg 11.2Kg	351
3	BF	Steel Grade 1 or 2 per MPAPS A-6 Part I	Azul	ProStar, Transtar & N13	M12X50	13.2kg 11.2Kg 11.2Kg	180
4	BB	Steel Grade 1 or 2 per MPAPS A-6 Part I	Verde	LoneStar	M16X60 M12X50	11.2kG	3
5	BA	Steel Grade 1 or 2 per MPAPS A-6 Part I	Rojo	9900 & ISX13	M12X50	13.2Kg	0
6	BD	Steel Grade 1 or 2 per MPAPS A-6 Part I	Amarillo	ProStar122 & EUROV, INTL	M12X35	13.2Kg	0
7	BH	Steel Grade 1 or 2 per MPAPS A-6 Part I	Gris	ProStar122 & ISX13	M12X35	10.5kG	305

Es importante no reducir los diámetros sin antes considerar los tornillos que se utilizan en los diferentes modelos debido a que generalmente algunos barrenos son más grandes para poder compartir el barreno en el larguero con otros componentes como soportes para mangueras, en este caso los diámetros coincidentes permanecieron iguales en el nuevo modelo. Por otro lado, los barrenos que presentaban diferencias en el diámetro fueron reemplazados por aquel de mayor diámetro para poder satisfacer los requerimientos de diseño de las diferentes configuraciones en las que se utiliza este soporte. En la figura 3.1d se puede observar una comparación en los diámetros de los soportes BA y BB, el patrón interno mantiene el diámetro de 16mm, en el patrón externo hay barrenos de 12.5, 13.5, 16.5 y 17.5mm, en este caso se utilizarán los valores mayores, estos son de 13.5 y 17.5 mm para homogenizar los patrones de barrenado. Como se mencionó anteriormente, a pesar de las coincidencias en las dimensiones de los patrones internos y externos, se encontró un desfase en el patrón interno, esto se resolvió girando 180 grados una geometría, de esta forma el

patrón se alinea verticalmente, permitiendo utilizar ambos patrones de barrenado en un mismo número de parte, en la Figura 3.1e se ilustra este procedimiento. Finalmente, en la Figura 3.1f se puede observar la pieza final homogenizada en sus patrones de barrenado, esta geometría se someterá posteriormente a un análisis de concentración de esfuerzos para verificar que se siga cumpliendo con el máximo esfuerzo permitido en las piezas actuales, este modelo resultante se denominó como BABB.

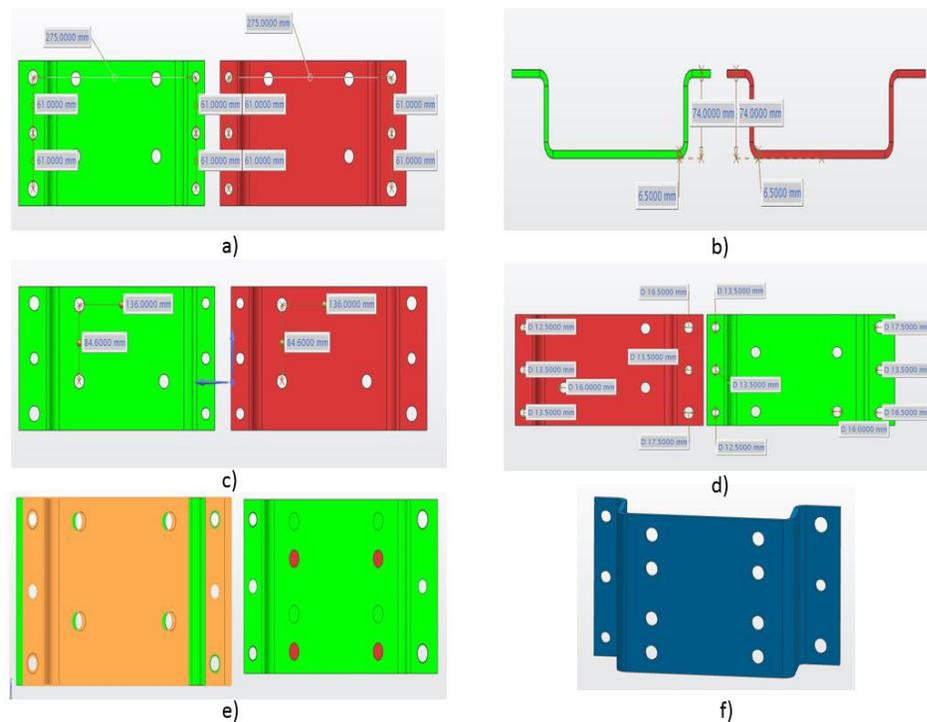


Figura 3.2 a) Comparación de patrón de barrenado externo, b) Comparación de patrón de barrenados interno, c) Comparación de espesores, d) Superposición de geometrías, e) Modelo final estandarizado BABB.

3.2.2 Homogenización de los soportes BD-BH

Utilizando el mismo criterio de homogenización utilizado para los soportes BA y BB, se modelaron los soportes BD y BH en uno solo, el soporte BD al ser más grande puede contener en su área de montaje del secador el patrón de barrenado del soporte BH,

aunado a su patrón existente de 4 barrenos para un total de 7 barrenos en el modelo final, en la figura 3.3a se marcan las dimensiones del patrón de barrenado del soporte BH, así como una comparación en un plano para ambos soportes en la figura 3.3c. Posteriormente, se realizó un análisis de elemento finito para determinar que el esfuerzo máximo en esa área se mantenga uniforme. En la figura 3.3d se observa el modelado del barrenado del soporte BH en el modelo del soporte BD y por último en la figura 3.3e se muestra el modelo final del soporte estandarizado BDBH.

3.2.3 Homogenización de los soportes BF, BG y BE

Los tres soportes restantes fueron reemplazados por uno solo, primero se homogenizaron los soportes BE y BG, al tener un mayor tamaño es más factible introducir el patrón de barrenado del soporte BE en el modelo del soporte BG, en la figura 3.4a se muestra una breve comparación entre los soportes BG y BE. En la figura 3.4b se observan las dimensiones principales del nuevo modelo BEBG. Posteriormente, la única diferencia son los diámetros de algunos barrenos externos para el montaje al chasis, en la figura 3.4c se muestra la introducción de los barrenos externos del modelo BF en el modelo BEBG. Por último en la figura 3.4d se muestra el modelo final del soporte BEBFBG.

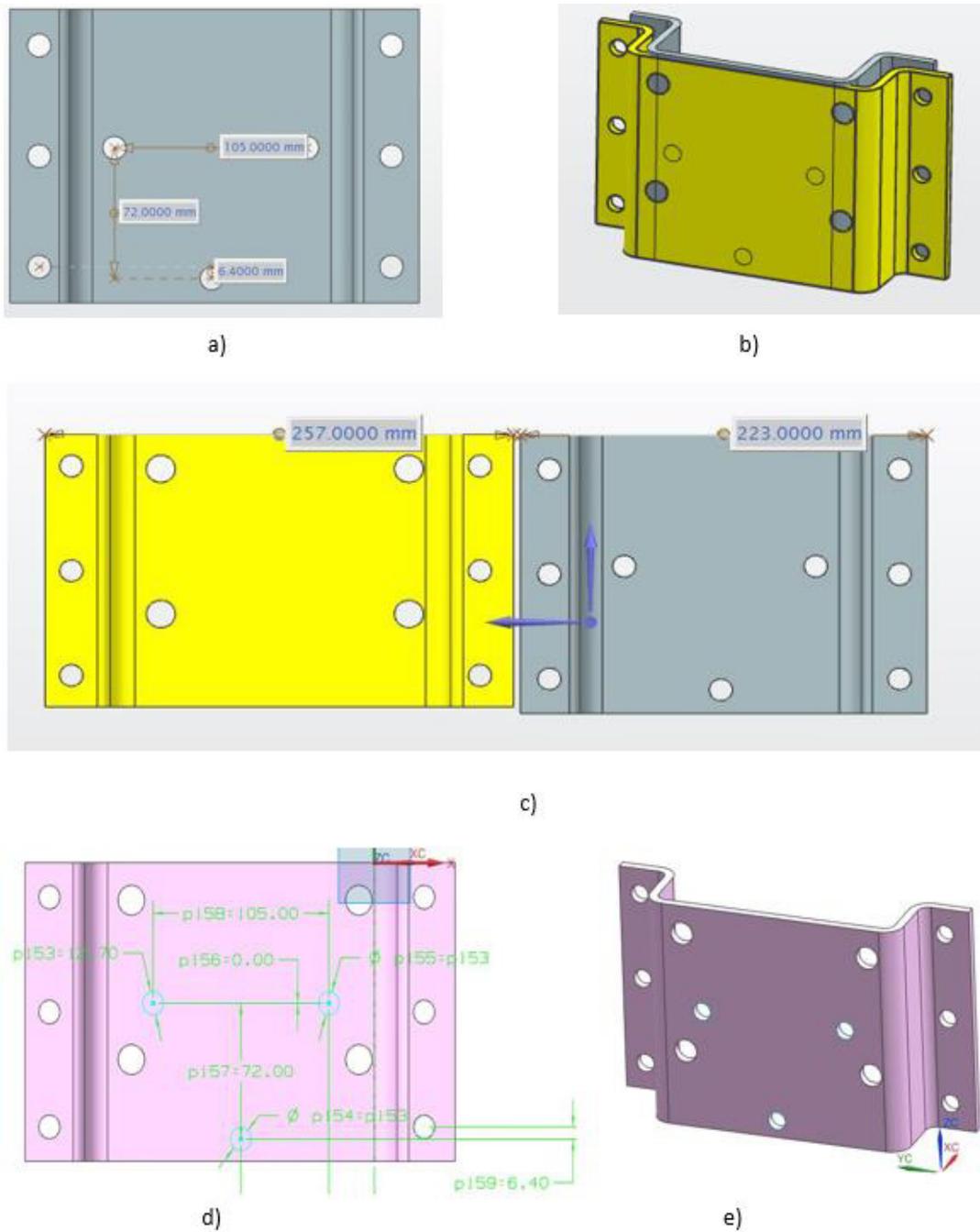
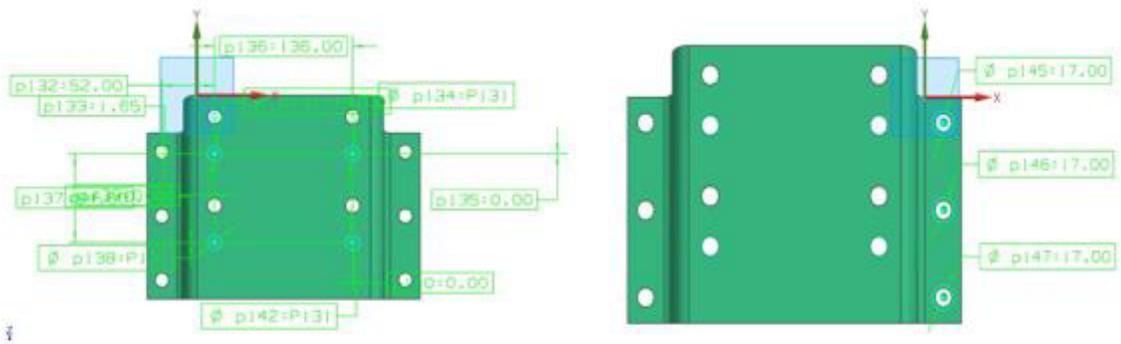


Figura 3.3 a) Medidas del patrón de barrenado interno del soporte BH, b) Superposición del soporte BH y el soporte BD, c) Comparativa de soportes BD y BH, d) Patrón de barrenado del soporte BH en el modelo de soporte BD, e) Modelo final BDBH.



a)



b)

c)



d)

Figura 3.4 a) Comparación de soportes BG y BE, b) Introducción del patrón de barrenado del soporte BE en el soporte BG, c) Introducción del patrón externo de barrenado del soporte BF en el soporte BEBG, d) Modelo final del nuevo soporte BEFBG.

El resultado final de la homogenización de los soportes de montaje del secador fue de un total de 4 piezas finales a partir de las primeras 7 piezas para un ahorro total de 3 números de parte. Estos modelos posteriormente serán sometidos a un proceso de optimización de forma por medio de simulaciones en el software Hypermesh, un proceso de post-modelado y por último análisis de elementos finitos a los modelos finales, en la figura 3.5 se muestran los resultados de este proceso de estandarización.

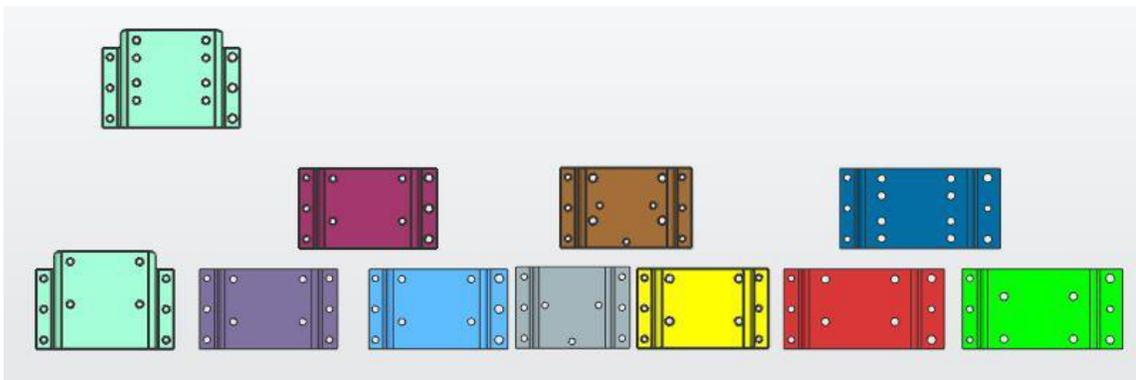


Figura 3.5 Resultado final del proceso de estandarización en el soporte de montaje de secador.

3.3 Análisis de elemento finito en las muestras iniciales

Se realizaron análisis estáticos de elemento finito a los soportes previo a modificar su geometría para tener un patrón de la distribución de los esfuerzos, con lo cual se podrán comparar los resultados que se fueran obteniendo, y así discernir en la veracidad de los resultados y determinar si los esfuerzos máximos finales obtenidos cumplirán con los requerimientos de aceptabilidad de la compañía.

Todos los análisis de elemento finito fueron realizados en Hyperworks Hypermesh® en su versión v13.0 proporcionado por el departamento de Postgrado de la FIME. La

selección de parámetros, así como las unidades se realizó de acuerdo a la guía de referencia para análisis de elemento finito [39] y la tabla de unidades consistentes de la página de LS-DYNA [40].

3.3.1 Proceso general de simulación por elemento finito

El primer paso es importar la geometría en formato .txt o parasólido al área de trabajo, posteriormente la geometría se puede analizar como un modelo sólido cuya malla generaría un total aproximado de 40,000 elementos lo cual es desventajoso debido al tiempo que le toma al paquete resolver el problema considerando que en la literatura existen mallas generadas en objetos en tres dimensiones de hasta 9 millones de elementos [41, 60]. La manera más sencilla de realizar este tipo de simulaciones en piezas estampadas o embutidas es por medio de la extracción de la superficie media y trabajar con esta superficie, lo cual reduce considerablemente el número de elementos de la malla (en el orden de los tres mil elementos) y con esto aligerar la simulación en cálculos matemáticos. En la siguiente sección se explica el procedimiento que se llevó a cabo para cada simulación en las geometrías iniciales de los soportes.

3.3.2 Caso de estudio: Análisis del soporte BA

Como se mencionó anteriormente, el primer paso para realizar el análisis por elemento finito es extraer la superficie media del soporte con la herramienta de “midsurface” como se muestra en la figura 3.6a, esto, para analizar el soporte como una superficie en tres dimensiones y no como un cuerpo sólido, lo cual incrementaría el tiempo de cómputo para obtener una solución. Posteriormente, para mejorar la calidad de la

malla y refinar los resultados finales se realizó un procedimiento llamado división de arandelas, el cual es una herramienta que divide la superficie en círculos concéntricos alrededor de cada barreno de acuerdo a la relación existente entre el tornillo y la perforación en el soporte, en estos casos la separación entre cada círculo corresponde a un 75% de la distancia entre el barreno y el tornillo seguido de otra división a 25% de esa misma distancia pero aplicado al desplazamiento anterior [21]. En la figura 3.6b se puede apreciar la superficie del soporte BA una vez que se realizó este proceso. Posteriormente, el mallado se realizó con elementos mixtos con hexas y trias por convención utilizada en Navistar, y un tamaño del elemento de 1mm (figura 3.6c).

Las propiedades físicas utilizadas en esta y todas las simulaciones son las siguientes [10-11, 40]:

- Módulo de elasticidad : $2.07e+05$ Mpa
- Densidad: $7.83e-09$ kg/mm^3
- Relación de Poisson : 0.3 ms^{-1}

El siguiente paso consistió en generar una representación del tornillo que el programa reconoce como **rbe3** y que comúnmente se les llama **telaraña**. Estos elementos relacionan cada nodo externo alrededor del barreno generado previamente al crear la malla, con un nodo independiente ubicado en el centro del barreno y especificando los grados de libertad que tendrá ese punto. Todos los grados de libertad se fijarán para representar que la parte está perfectamente atornillada. Además, en estos nodos se situarán las cargas a las que será sometido el soporte según su aplicación.

En la figura 3.6d se puede observar un elemento de tipo rbe3 en uno de los barrenos externos del soporte BA.

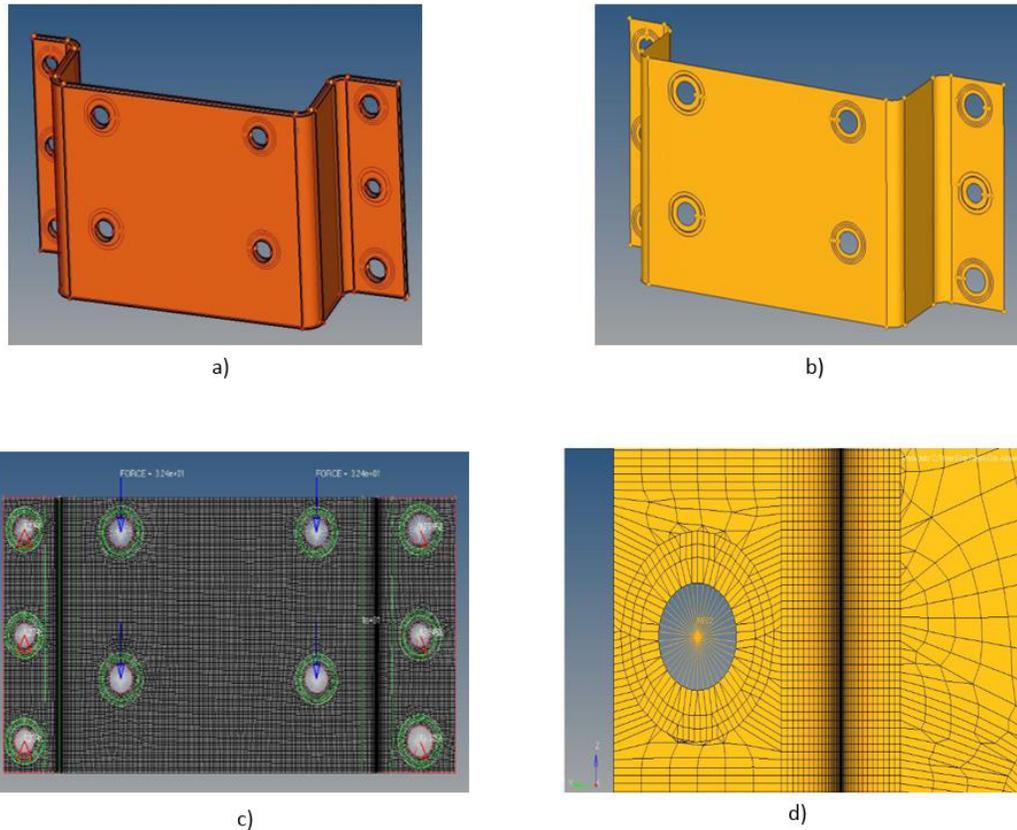


Figura 3.6 a) Extracción de la superficie media, b) Divisiones arandela, c) Discretización del componente, d) Elemento RBE3 o telaraña.

Una vez que se generan todos los elementos rbe3 en el soporte BA se procedió a aplicar los casos de carga a los que se someterá el soporte. En este caso particular, el soporte BA se utiliza en aplicaciones en las que el secador tiene un peso de 13.2Kg de acuerdo a la tabla 3.1, esto significa que se generará sólo un caso de carga en las que intervienen las fuerzas generadas por el secador en los barrenos internos, el peso del soporte se distribuye uniformemente en los barrenos interiores de acuerdo a la segunda ley de Newton:

$$F = ma \quad (3.1)$$

donde, F es la fuerza generada por el peso del secador, m es la masa del secador y a es la aceleración gravitacional

De esta manera la distribución de la carga en los barrenos será de la manera siguiente:

$$F = ma/n \quad (3.2)$$

$$F = \frac{(13.2Kg) \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)}{4}$$

$$F = 32.375N$$

donde F es fuerza total ejercida por el secador en cada tornillo, m es la masa del secador, a es la aceleración gravitacional y n es el número de tornillos de montaje del secador.

De tal manera que al tener menos tornillos la cantidad de carga que soportaría cada uno sería mayor. En la tabla 3.2 se pueden observar las cargas distribuidas correspondientes para cada soporte a analizar.

Tabla 3.2 Distribución de las cargas por tornillo.

Bracket	Masa de Secador (Kg)	Peso (N)	Tornillos (Pz)	Carga distribuida por Tornillo (N)
BA	13.2	129.5	4	32.37
BB	11.25	110.36	4	27.59
BD	13.2	129.5	4	32.37
BE	14	137.34	4	34.33
BF	13.2	129.5	4	32.37
BG	13.2	129.5	4	32.37
BH	10.5	103	3	34.33

Se colocaron seis restricciones (constrains) sobre los elementos rbe3 de cada barreno externo, esto con la finalidad de representar la unión fija entre el soporte y el chasis. En la figura 3.7 se observa el caso de carga para el soporte BA el cual consiste en las 4 cargas verticales negativas en el eje Z de acuerdo al sistema de coordenadas proporcionado por el programa y las 6 restricciones en los barrenos externos.

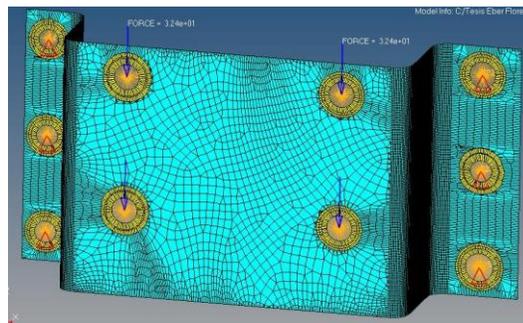


Figura 3.7 Caso de carga para el soporte BA.

Por último, al realizar esta simulación en una superficie, se necesita proporcionar al sistema el espesor de la placa. En la figura 3.8 se muestra la propiedad a la que se relaciona la superficie y la especificación del espesor de la placa, que en este caso es de 6.5mm. Todos los casos fueron evaluados de la misma manera con algunas diferencias en el mallado, la distribución de las cargas de acuerdo a la tabla 3.2. La figura 3.9 muestra los casos de carga para los soportes analizados.

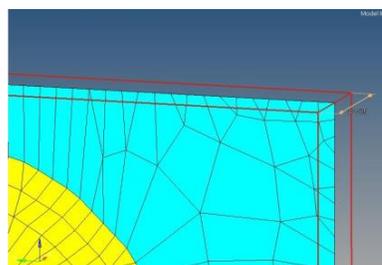
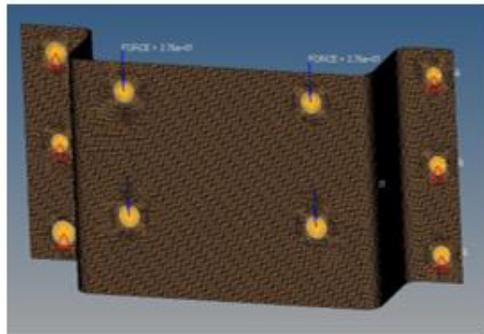
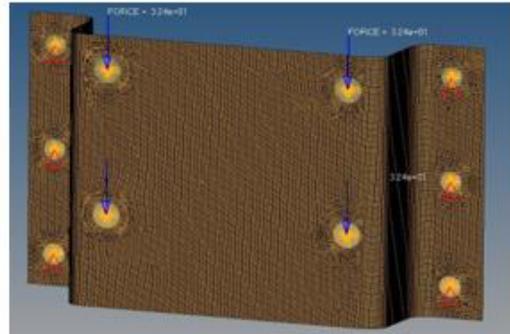


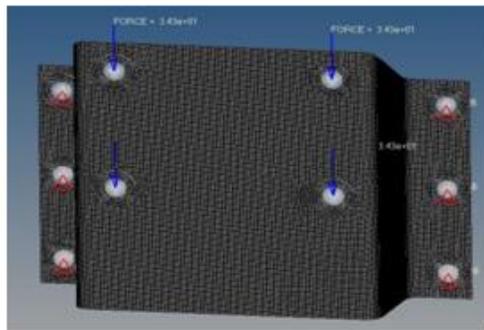
Figura 3.8 Especificación del espesor.



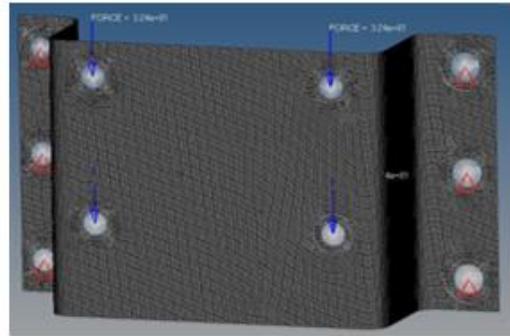
a)



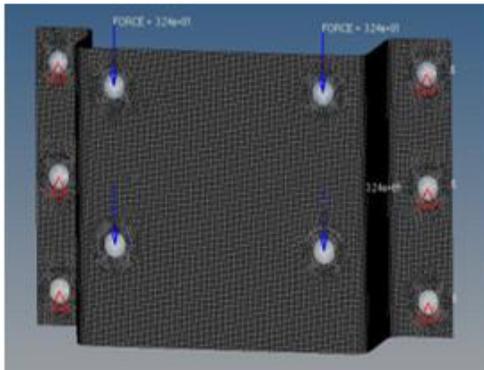
b)



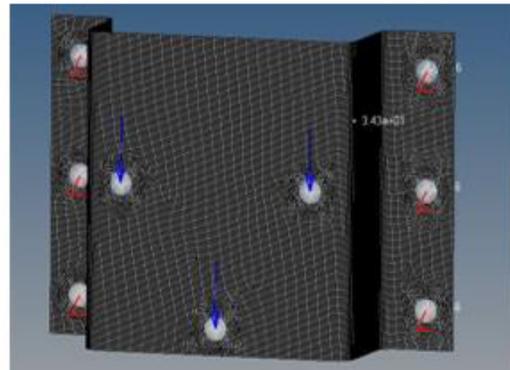
c)



d)



e)



f)

Figura 3.9 a) Caso de carga para el soporte BB, b) Caso de carga para el soporte BD, c) Caso de carga para el soporte BE, d) Caso de carga para el soporte BF, e) Caso de carga para el soporte BG, f) Caso de carga para el soporte BH.

3.4 Análisis de elemento finito en los soportes estandarizados.

Posterior al proceso de estandarización descrito en la sección 3.2 se obtuvieron los modelos de soporte BABB, BDBH, BFBG Y BEBFBG. Estos nuevos soportes fueron analizados para determinar el efecto del proceso de estandarización en la distribución de esfuerzos, y diagnosticar la factibilidad de realizar el proceso final de optimización topológica a partir de los modelos iniciales.

Al ser candidatos que sustituirán a dos o más soportes, los casos de carga a los que fueron sometidos los nuevos modelos fueron múltiples, la solución a esta situación de cargas múltiples radicó en dar de alta las cargas de los secadores que sostendrán y agruparlas de acuerdo a los casos de carga aplicables. En todos los casos de estudio se aplicaron 2 cargas con la excepción del soporte BFBG cuyos casos de carga son los mismos para cualquier tipo de secador. En la tabla 3.3 se pueden observar los valores correspondientes a los casos de carga aplicados a cada uno de estos soportes así como la ubicación en el espacio de diseño, posteriormente en la figura 3.10 se pueden observar las geometrías con sus respectivos casos de carga asignados en el sistema.

Tabla 3.3 Casos de carga y ubicación.

Soporte	No. De Cargas	Carga 1(N)	Carga 2 (N)	Ubicación
BABB	2	32.75	27.6	Contrapuestas en el eje "Z" de acuerdo a la geometría del soporte
BDBH	2	32.37	34.33	En la misma dirección sobre el eje "Z" en sentido negativo
BFBG	1	32.37	NA	En el sentido negativo del eje "Z"
BEBFBG	2	32.37	34.33	En la misma dirección sobre el eje "Z" en sentido negativo

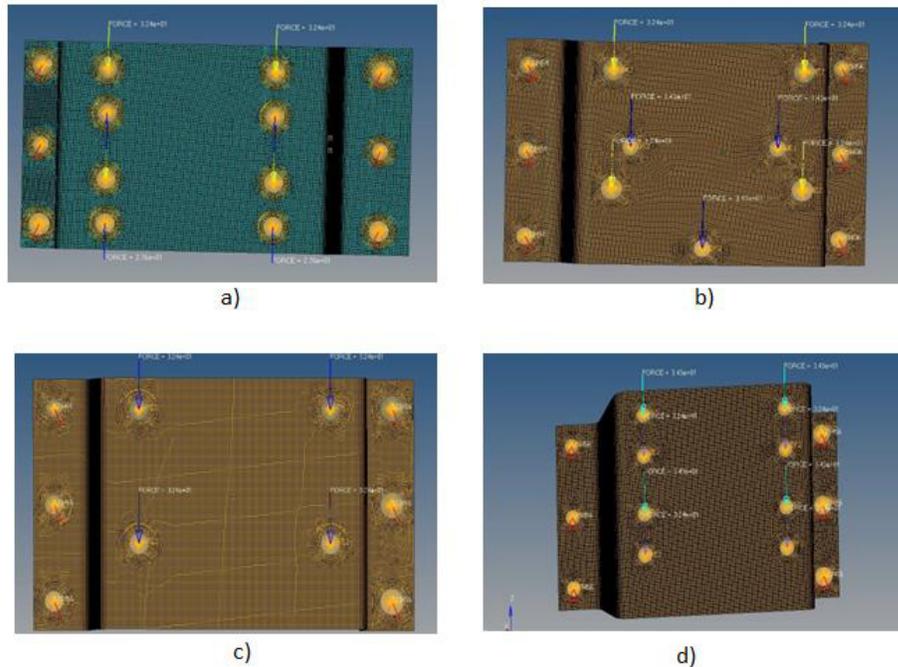


Figura 3.10 a) Caso de carga para el soporte BABB, b) Caso de carga para el soporte BDBH, c) Caso de carga para el soporte BFBG, d) Caso de carga para el soporte BEFBG.

3.5 Optimización en el bracket del secador

La siguiente etapa de la metodología de análisis fue el realizar el proceso de optimización topológica a los modelos estandarizados, los modelos resultantes, ideales en forma, podrán resistir los casos de carga aplicables, y a su vez reducir el volumen de los modelos reduciendo así el peso del soporte y esperando que se traduzca en un ahorro en el precio de la pieza, mejora en los procesos logísticos y de administración que involucra la creación de partes múltiples para una misma aplicación, así como el aumento de capacidad de carga en el camión, característica importante en la competitividad del producto.

En Hypermesh® existen parámetros para llevar a cabo la optimización topológica los cuales son los siguientes [13]:

- Definición del espacio de diseño y no diseño: Consiste en definir los elementos de la malla de los que se puede prescindir en caso que el análisis lo determine.
- Variable de diseño: Es el tipo de optimización que se aplicará al modelo.
- Objetivo: La meta u objetivo que se debe cuidar durante la simulación.
- Restricción de diseño: Puede estar definida por una fracción de volumen, de desplazamiento, en los análisis aquí presentados la define la fracción de volumen.
- Respuestas de optimización: Son los parámetros a monitorear durante la simulación, en estos análisis se dan de alta dos, la fracción de volumen y flexibilidad ponderada.

3.5.1 Definición del espacio de diseño

Siempre existen restricciones de diseño para una pieza, estas pueden estar representadas por las limitaciones de espacio, manufactura de la pieza, ensamble de la pieza, tipo de montaje y componentes de montaje (tornillos, tuercas y arandelas), etc. Esto orilla al diseñador a delimitar que áreas de la pieza deben mantener la misma cantidad de material siempre, por ejemplo, el área alrededor de los barrenos, superficies que necesitan estar en contacto con otra pieza o que incluso sirven de soporte para otro componente, entre otras. Una vez definida la malla y dividido el componente en elementos finitos se seleccionan y clasifican los elementos según

correspondan al espacio de diseño o viceversa. En la figura 3.11 en color amarillo se indican los elementos correspondientes al espacio definido como no diseño y los elementos en color azul representan el espacio de diseño. En este y todos los casos que se analizaron en este trabajo el área de no diseño fué representada por los elementos alrededor de los barrenos de montaje, el resto del soporte se consideró como espacio de diseño.

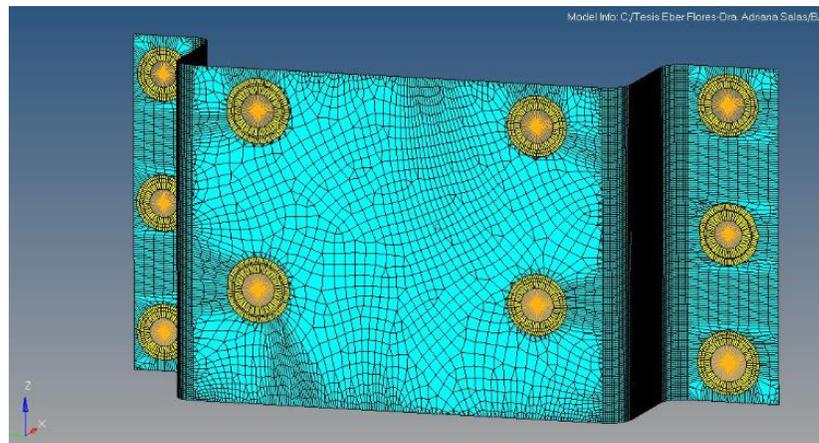


Figura 3.11 Definición del espacio de diseño.

3.5.2 Variable del diseño y objetivo

Hypermesh® brinda diferentes opciones entre las que destacan, optimización topográfica, optimización de forma libre, entre otras. En este trabajo la variable de diseño que se utilizó es la optimización topológica.

El objetivo de la simulación es minimizar la flexibilidad ó bien maximizar la rigidez del componente, tomando en cuenta la siguiente relación que existe entre estas

propiedades y que a su vez es la ecuación que utiliza el sistema para realizar la simulación [43]:

$$C = \frac{1}{2} \frac{F^2}{k} \quad (3.3)$$

donde, F es la fuerza aplicada en el caso de carga, k es la rigidez y C es la flexibilidad.

3.5.3 Restricción del diseño

Las restricciones de diseño son los valores de las propiedades que se desean controlar y están dadas por un límite inferior y uno superior. En este trabajo, la restricción del diseño será la fracción de volumen, en todos los casos que se analizaron se seleccionó un límite inferior de 0 y uno máximo que osciló, dependiendo del modelo entre 0.2 y 0.9 tomando como referencia que 1 representa el 100% del volumen del material. Este valor se determina de acuerdo a la manufacturabilidad de la geometría que se obtiene como resultado. En la figura 3.12 incisos a, b y c se pueden apreciar los cambios geométricos del caso BEBFBG derivados del uso de diferentes límites en la restricción del diseño.

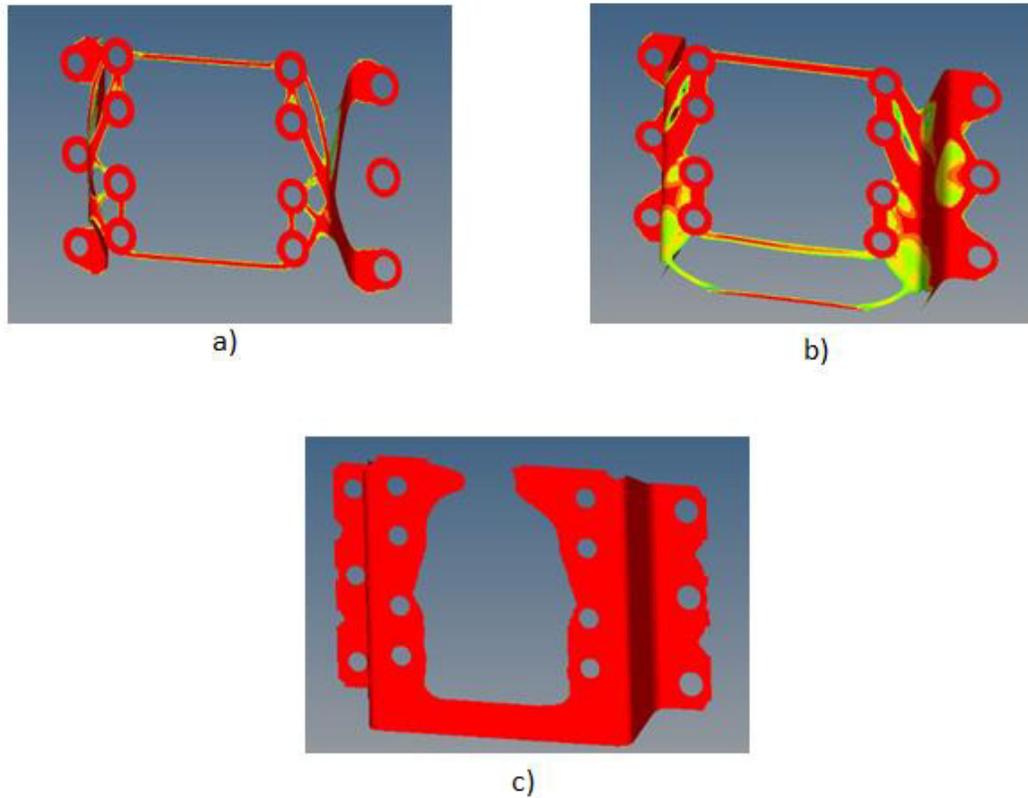


Figura 3.12 a) Optimización con un límite superior de 0.2, b) Optimización con un límite superior de 0.5, c) Optimización con un límite superior de 0.9.

3.5.4 Respuestas de optimización

Estas son necesarias para determinar las restricciones pues son las variables que se monitorean a lo largo de las iteraciones de la simulación. En este trabajo se utilizaron dos respuestas, las cuales son la fracción de volumen y la flexibilidad ponderada debido a los buenos resultados que se han obtenido en los recientes años al aplicar el método de optimización topológica [44-46]. La fracción de volumen es una propiedad que representa un porcentaje del volumen total de la pieza y esta se puede utilizar como restricción de diseño, por otro lado la flexibilidad ponderada utiliza los dos casos de carga, asignando una prioridad o ponderación a los casos de carga aplicados, esto es de utilidad cuando se analizan casos con cargas múltiples como los analizados en este

trabajo, recordando que un objetivo de la simulación es minimizar la flexibilidad o bien maximizar la rigidez, en todos los casos se les asignó un valor de 1 a la ponderación, esto representa priorizar por igual (al 100%) los dos casos de carga que se aplican en cada caso de estudio.

3.5.5 Post procesamiento

Dado que las geometrías obtenidas a partir de la optimización topológica no son geometrías manufacturables, se registraron las dimensiones principales de los nuevos modelos en Hypermesh para modificar posteriormente los modelos en Unigraphics® y generar geometrías que se puedan fabricar y que cumplan con los estándares de Navistar para después volver a realizar los análisis de elemento finito finales, y posteriormente evaluar todos los resultados que arrojaron esta iteraciones.

3.6 Casos de estudio finales utilizando FEM

En la figura 3.12 se puede observar los diferentes análisis de elemento finito a las geometrías finales a partir de los modelos optimizados y post procesados con fines de manufactura. En las simulaciones se aplicaron los mismos casos de carga aplicables a cada soporte, así como las propiedades de material y el espesor de placa.

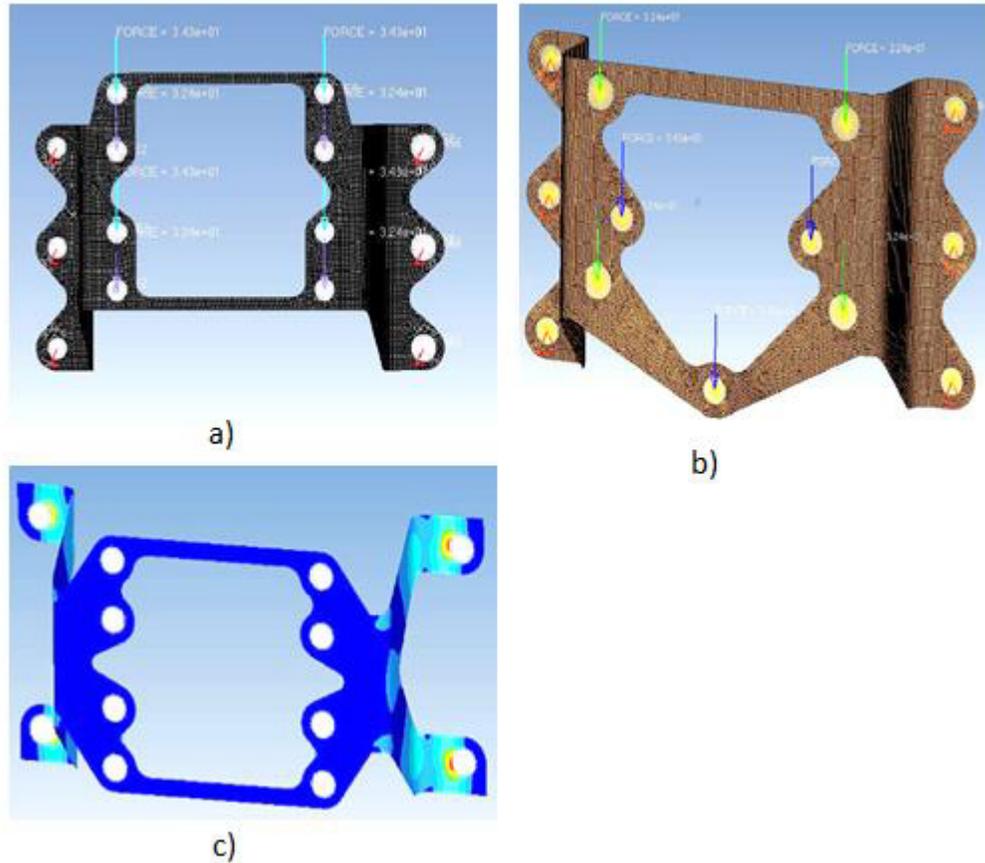


Figura 3.13 Simulaciones finales: (a) Soporte BEFBG, (b) Soporte BDBH, (c) Soporte BABB.

A lo largo del desarrollo de esta metodología para el diseño de soportes se encontró en la optimización topológica una herramienta robusta, eficaz y confiable para el diseño de geometrías de manera expedita pero sin descuidar el desempeño de la pieza en campo, ni comprometer el tiempo de vida del producto. Si esta metodología se utilizara como un método tradicional en la concepción de nuevos productos desde las etapas iniciales de diseño, se sabría con seguridad que se está tomando el camino ideal en el desarrollo de la ingeniería del camión en cuanto a la relación costo-beneficio y el valor agregado al diseño y competitividad de los productos que ofrece Navistar.

CAPÍTULO 4

Resultados y Discusión

4.1 Introducción.

En este capítulo se presentan los resultados y el análisis obtenidos del desarrollo experimental, en el cual, en una primera fase se obtuvieron los resultados preliminares para la distribución de esfuerzos en las geometrías iniciales, posteriormente se presentan los resultados obtenidos en los análisis de elemento finito aplicado en las geometrías estandarizadas, los resultados del proceso de optimización topológica aplicado a las mismas, los modelos obtenidos a partir del post-procesamiento con fines de facilitar la manufactura de las piezas y por último los análisis de elemento finito de estos modelos para determinar la distribución de los esfuerzos y comparar todos los resultados.

4.2 Análisis por elemento finito a soportes originales

Con la finalidad de analizar y comparar el comportamiento de los esfuerzos a lo largo de todo el proceso de estandarización y optimización se realizaron análisis de elemento finito a los soportes con las geometrías originales utilizadas actualmente por Navistar para medir el desempeño mecánico.

Todos los soportes analizados presentan el mayor esfuerzo localizado en los alrededores de los barrenos superior e inferior en el patrón de barrenos de montaje al chasis, esto es un resultado muy satisfactorio ya indica que en toda el área central de

los soportes existe una importante área de oportunidad para remover material, alterando de manera mínima la distribución de esfuerzos en la pieza. El soporte BE presentó la mayor área de oportunidad en la reducción de volumen, debido al tamaño y la prominente área central del soporte en donde se localizan los esfuerzos mínimos, por otro lado este soporte se utiliza con el secador más pesado y debido a esto también presenta el mayor esfuerzo máximo en comparación a los otros soportes. En la tabla 4.1 se concentran los resultados obtenidos para cada caso de estudio, mientras en la figura 4.1 se pueden apreciar visualmente la distribución de los esfuerzos para cada soporte.

Tabla 4.1 Esfuerzos máximos para cada soporte en su forma original.

Soporte	Carga Aplicada (N)	Carga Distribuida (N)	Esfuerzo Máximo (Mpa)
BA	129.5	32.37	2.47
BB	110.3	27.59	2.48
BD	129.5	32.37	1.84
BH	103	34.33	2.27
BE	137	34.33	3.41
BF	129.5	32.37	2.86
BG	129.5	32.37	2.85

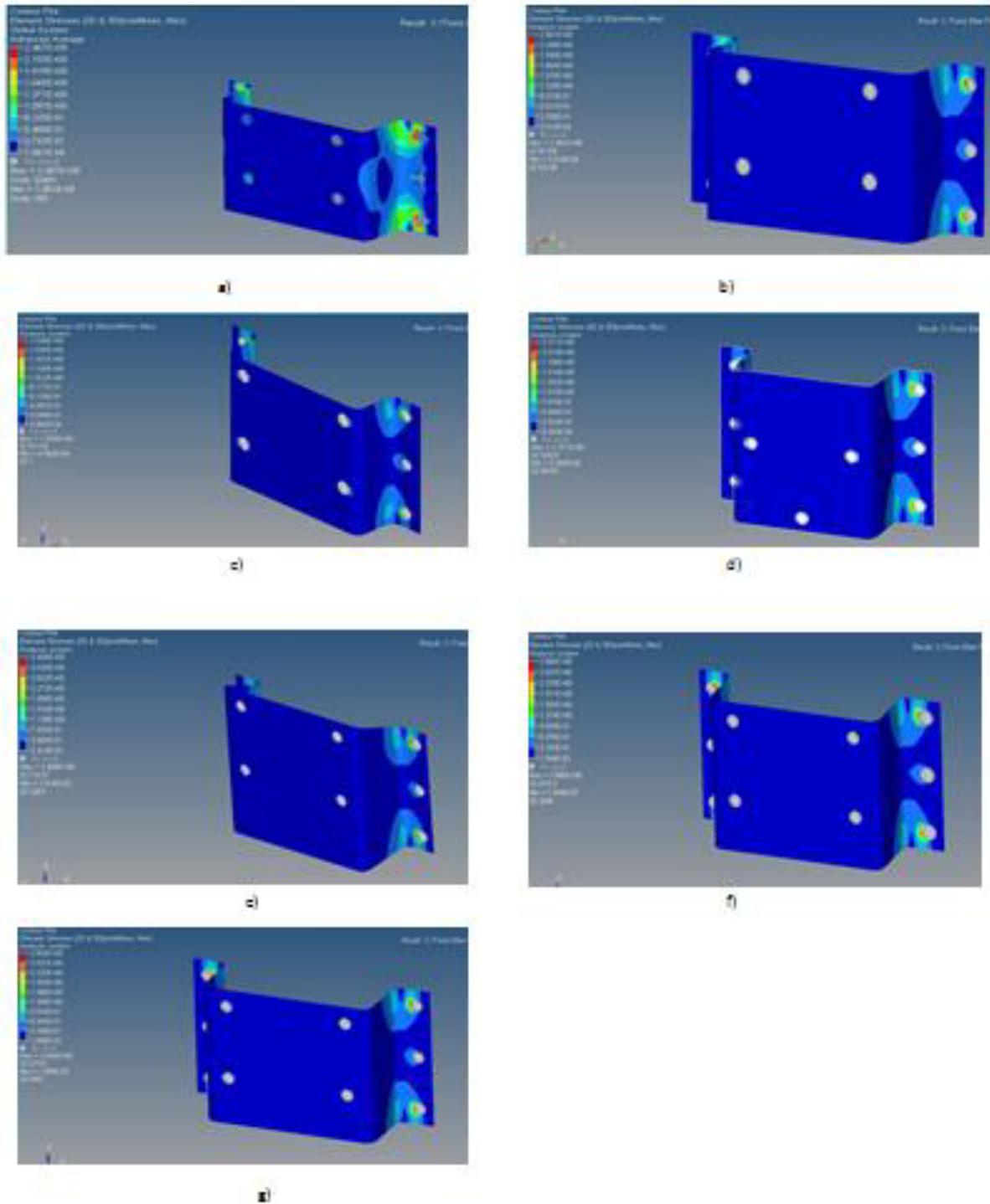


Figura 4.1 Resultados por análisis de elemento finito para los soportes originales: a) Resultado para el soporte BA, b) Resultado para el soporte BB, c) Resultado para el soporte BD, d) Resultado para el soporte BH, e) Resultado para el soporte BE, f) Resultado para el soporte BF, g) Resultado para el soporte BG.

4.3 Análisis por elemento finito de los soportes estandarizados.

Una vez estandarizados de acuerdo a la compatibilidad de geometría y patrón de barrenado que se presentó en el capítulo 3, a continuación se muestran los resultados obtenidos en los análisis de elemento finito para la determinación de la distribución de los esfuerzos en estos modelos en una segunda fase. Los soportes estandarizados fueron sometidos a dos o más casos de carga, de acuerdo a la aplicación del soporte y que estos soportes resultantes del proceso de estandarización son los soportes BABB, BDBH, BFBG Y BEBFBG.

El soporte BABB debe de ser capaz de soportar los casos de carga aplicables para los soportes BA y BB separadamente, estos presentan un ligero aumento en el máximo esfuerzo pero despreciable en comparación con el máximo esfuerzo de cedencia del acero. El soporte BFBG se somete a un solo caso de carga total debido a que los soportes BF y BG están diseñados para soportar el mismo secador pero en configuraciones diferentes. En la tabla 4.2 se muestran los resultados de los esfuerzos máximos para cada soporte en los casos de carga aplicables, posteriormente en la figura 4.2 se pueden observar la localización de los esfuerzos máximos.

Tabla 4.2 Esfuerzos máximos para los modelos de soportes estandarizados.

Soporte	Caso de Carga 1 (N)	Caso de Carga 2 (N)	Esfuerzo Máximo para Caso1 (Mpa)	Esfuerzo Máximo para Caso2 (Mpa)
BABB	129.5	110.3	2.92	2.49
BDBH	129.5	103	1.85	1.5
BFBG	129.5	129.5	2.86	2.86
BEBFBG	137.34	129.5	3.42	3.22

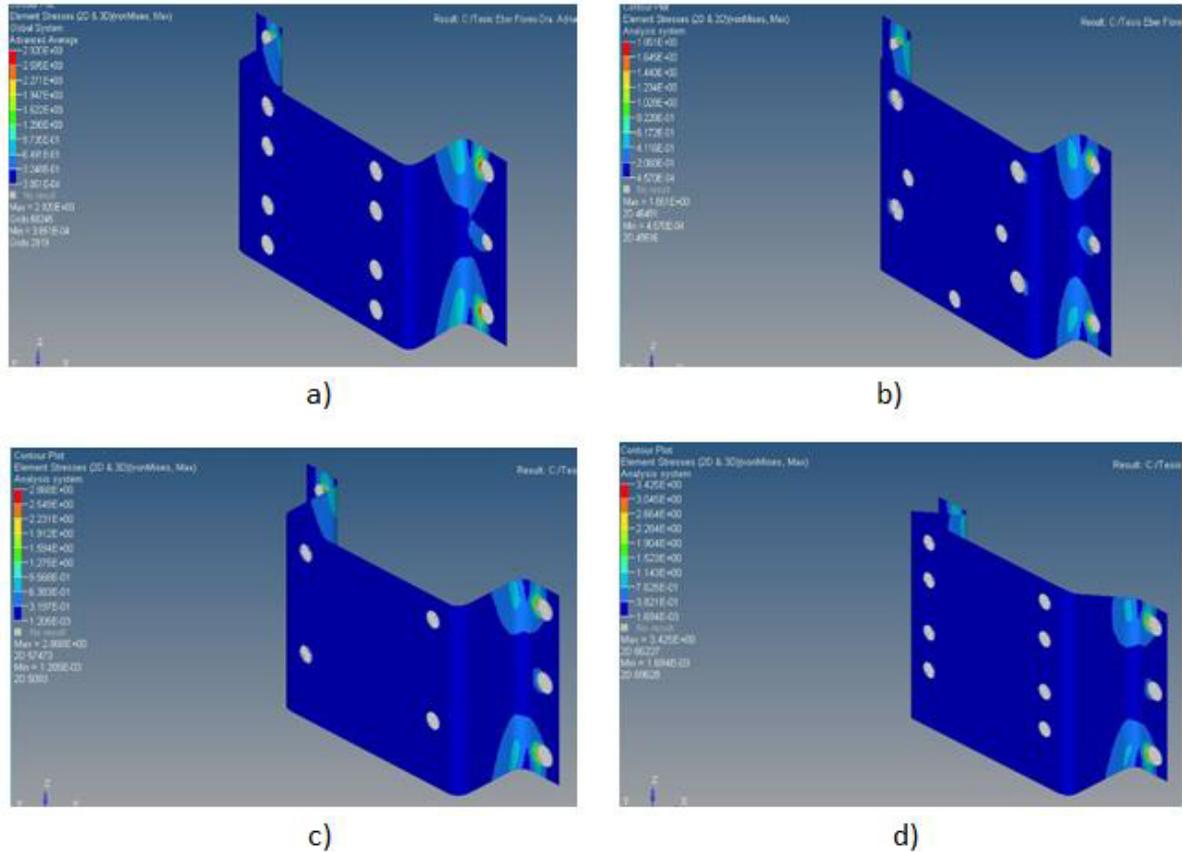


Figura 4.2 Resultados por elemento finito para los soportes estandarizados: a) Resultado para soporte BABB, b) Resultado para el soporte BDBH, c) Resultado para el soporte BFBG y d) Resultado para el soporte BEFBFG.

4.4 Optimización topológica aplicada a los soportes estandarizados

Para cada uno de tres soportes resultantes del proceso de estandarización se realizó el procedimiento de optimización topológica, el cual generó geometrías ideales para maximizar la rigidez y mantener el volumen de la pieza en un rango deseable, considerando a su vez los casos de carga aplicables a cada modelo.

Para el soporte BABB el sistema tomó 19 iteraciones para llegar a una solución que satisfizo las restricciones, fracción de volumen y maximizar la rigidez del componente.

En la figura 4.3 incisos a y b se observan los resultados de la optimización topológica

para este soporte. En este tipo de análisis, la gama de colores representa la densidad de elementos, donde un valor de 1 corresponde a la presencia de material, mientras el color azul representa la ausencia del mismo y los valores intermedios representan fracciones entre 0 y 1 en los que la presencia de material no es consistente. Las áreas donde se removió la mayor cantidad de material están localizadas en el centro del soporte, en la parte inferior y superior del mismo y por último en el área alrededor de los barrenos de sujeción al chasis. Se encontraron áreas con presencia de material difusa en las que existe gran cantidad de valores intermedios, así como pequeñas áreas en las que se removió el total del material, sin embargo estas últimas serán geometrías difíciles de fabricar. A su vez, se encontró en el lado izquierdo de la geometría que el barreno central para sujetar el soporte al chasis no es realmente necesario.

Este resultado muestra la geometría ideal de acuerdo a las restricciones y objetivos de diseño en una pieza simulada en 2D como superficie, por lo tanto existen curvas y geometrías imposibles de replicar en una pieza con algún espesor determinado, por lo tanto posteriormente se modelará un nuevo soporte en base a estos resultados, que arrojen una solución cuantificable para la reducción de volumen y por consiguiente en peso para esta pieza. En las figura 4.3 incisos c y d se observan los resultados del proceso de optimización topológica en el soporte BDBH, para este problema le tomó 18 iteraciones al programa para generar una solución para las restricciones y objetivos de diseño. Los resultados de la simulación presentan tener similitudes a los resultados obtenidos para el soporte BABB en donde se generó una geometría al centro del soporte con una densidad de material cero, a su vez en las áreas superior e inferior del

soporte, así como en los extremos alrededor de los barrenos de sujeción al chasis. En la figura 4.3 inciso e se muestran las áreas con mayor densidad de material para el soporte BEBFBG, las cuales presentaron amplias similitudes con los casos anteriores. Para llegar a este resultado se necesitaron un total de 25 iteraciones.

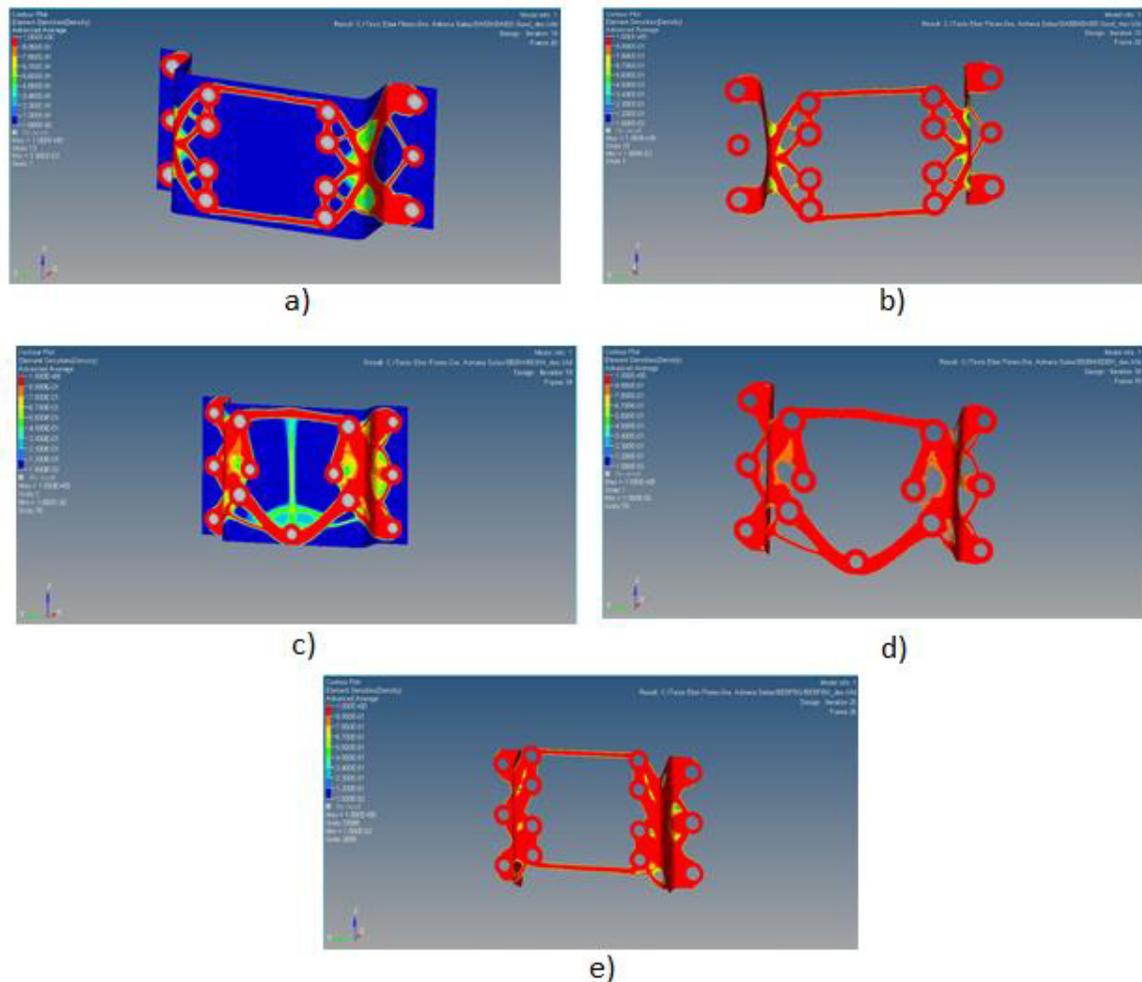


Figura 4.3 Resultados del proceso de optimización topológica: a) Soporte BABB, b) Altas densidades en el soporte BABB, c) Soporte BDBH, d) Altas densidades en el soporte BDBH, e) Altas densidades en el soporte BEBFBG.

4.5 Post-modelado con fines de Manufacturabilidad

Como se mencionó anteriormente, los resultados de la optimización topológica no son completamente manufacturables, esto significa que es necesario, a partir de las geometrías obtenidas en las simulaciones, generar nuevos modelos acorde a estándares y restricciones de diseño. A continuación se presentan las geometrías finales de los soportes, los cuales se someterán posteriormente a un análisis por elemento finito para comparar la distribución de esfuerzos con las geometrías finales, así como la evaluación del porcentaje de reducción de volumen/peso. En la figuras 4.4, 4.5 y 4.6 se muestran los resultados del proceso de post-modelado para los soportes BABB, BDBH y BEBFBG en diferentes vistas, estos presentaron tener un volumen final de 181.32cm^3 187.46 cm^3 y 232.35 cm^3 respectivamente. En la figura 4.7 se muestran los volúmenes finales para cada soporte.

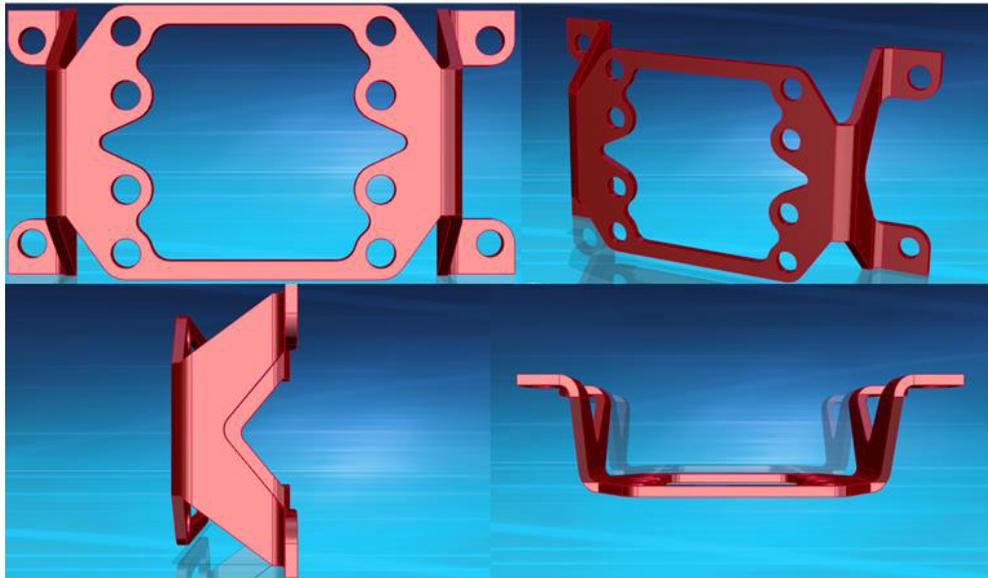


Figura 4.4 Resultado del proceso de post-modelado en el soporte BABB.

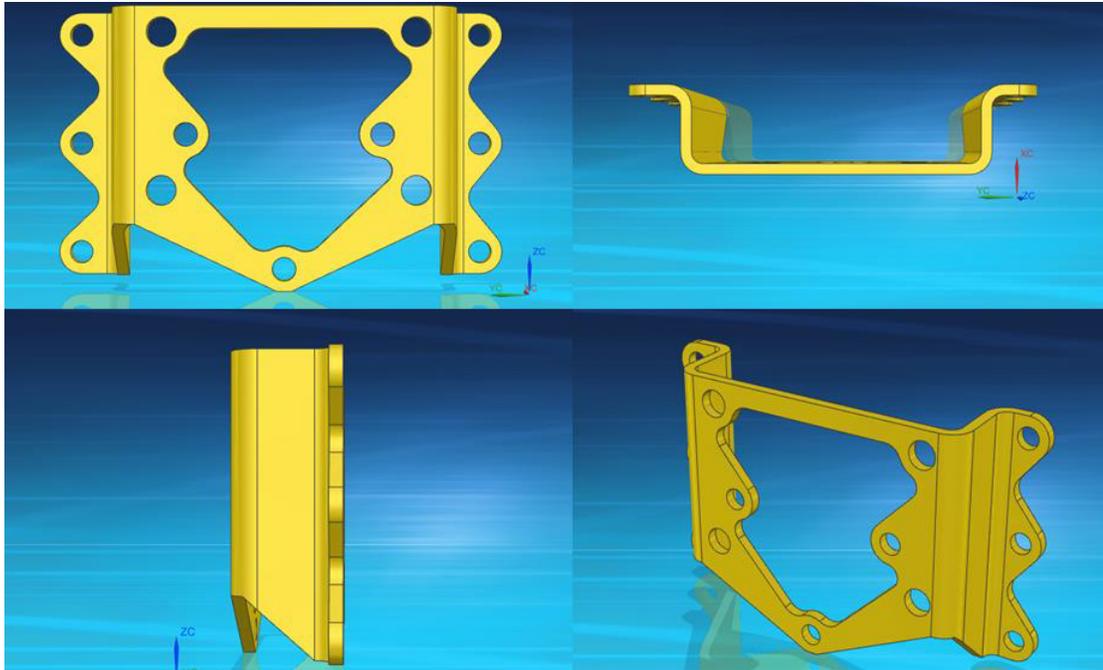


Figura 4.5 Resultado del proceso de post-modelado en el soporte BDBH.

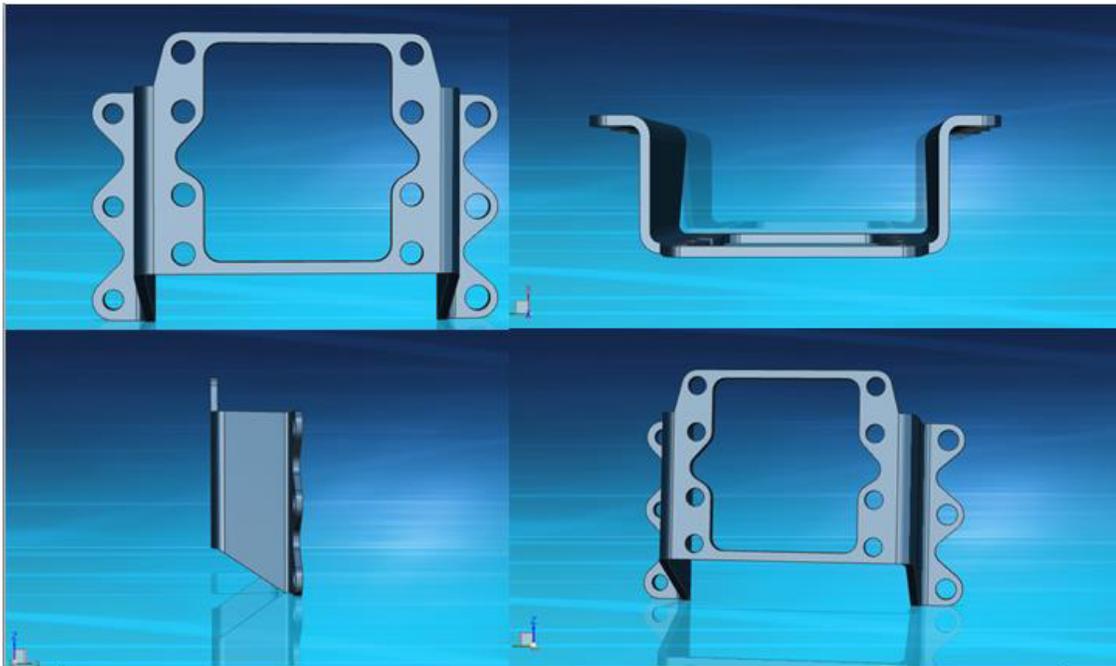


Figura 4.6 Resultados del proceso de post-modelado en el soporte BEBFBG.

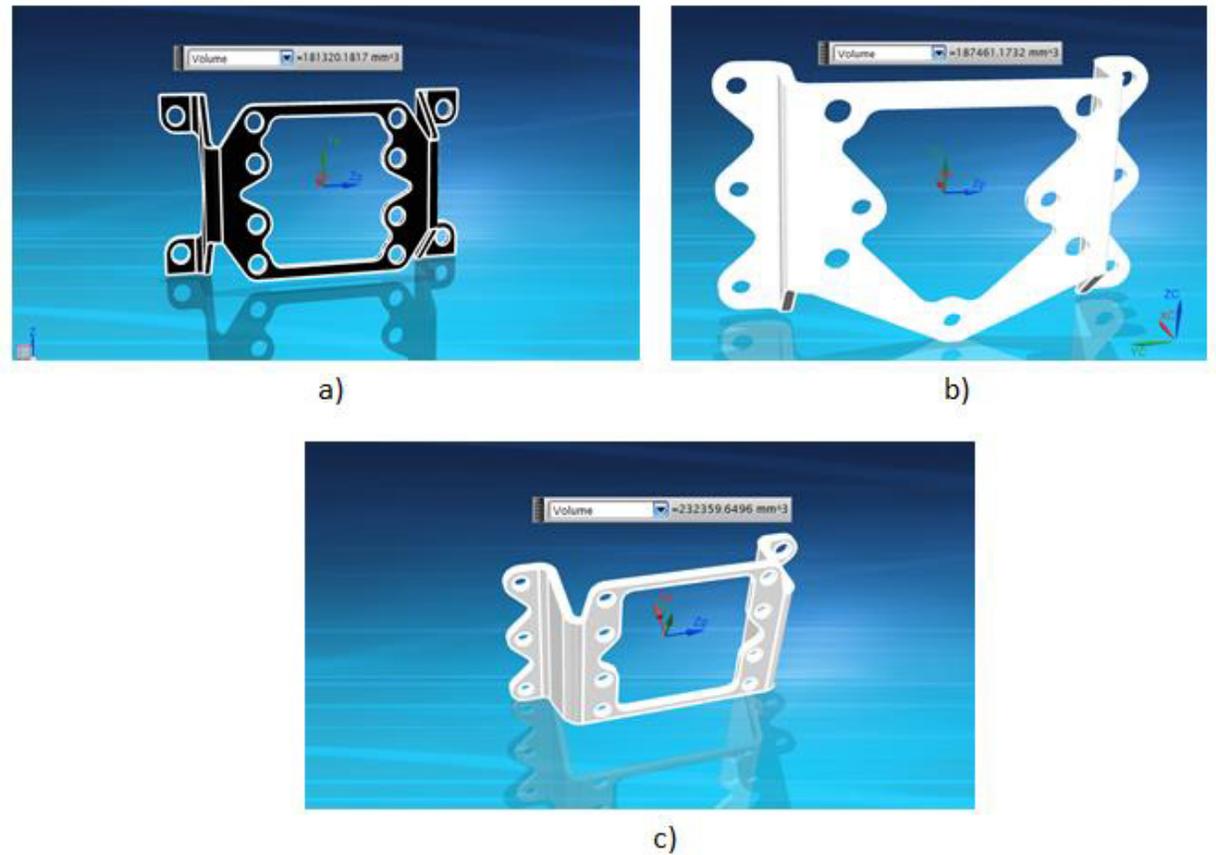


Figura 4.7 Volúmenes finales de los modelos: a) Soporte BABB, b) Soporte BDBH, Soporte BEBFBG.

4.6 Análisis por elemento finito a los modelos finales

A continuación se presentan los resultados del análisis de elemento finito en los tres modelos finales para determinar la nueva distribución de esfuerzos y evaluar si cumplen con los requerimientos de confiabilidad del producto, así como comparar todos los resultados obtenidos a través del proceso completo. En las figura 4.8 se observa la localización de los esfuerzos máximos para cada soporte en sus casos de carga aplicables, mientras que en la tabla 4.3 se muestran los valores de los esfuerzos máximos en cada caso de carga para los soportes analizados.

Tabla 4.3 Esfuerzos máximos por elemento finito para los soportes optimizados.

Soporte	Caso de Carga 1 (N)	Caso de Carga 2 (N)	Esfuerzo Máximo para Caso1 (Mpa)	Esfuerzo Máximo para Caso2 (Mpa)
BABB	129.5	110.3	3.68	3.13
BDBH	129.5	103	2.17	1.84
BEBFBG	137.34	129.5	4	3.67

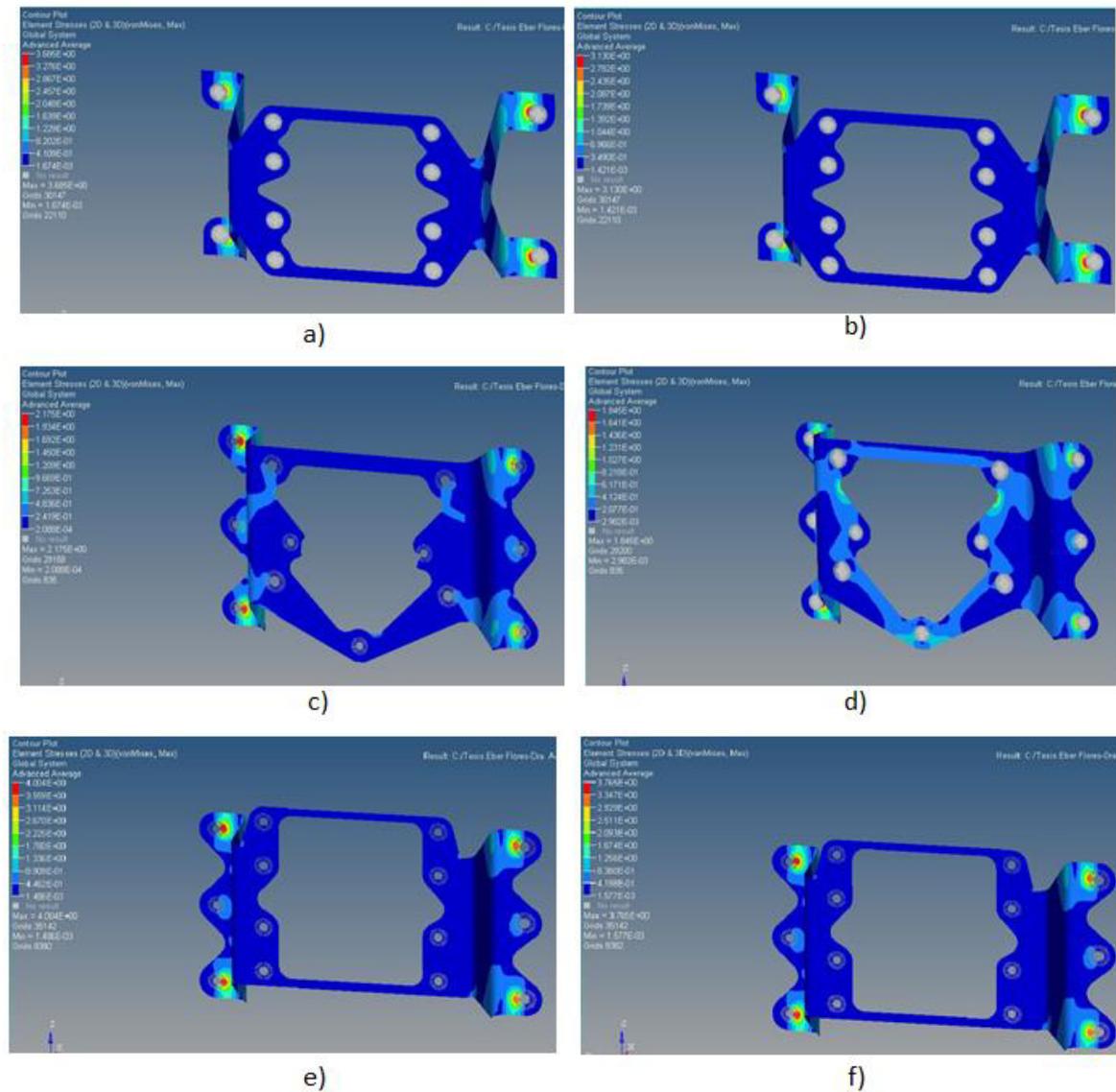


Figura 4.8 Resultados por elemento finito para los soportes optimizados: a) y b) Soporte BABB, c) y d) Soporte BDBH, e) y f) Soporte BEBFBG.

4.7 Análisis de resultados

De acuerdo a los resultados expuestos anteriormente y los cuales se pueden encontrar en la tabla 4.3, los soportes en su geometría original presentan esfuerzos máximos en el rango de 1.8MPa a 3.5MPa siendo localizados similarmente en los barrenos internos y externos dentro de la configuración.

Tabla 4.4 Esfuerzos máximos en los soportes Iniciales.

Soporte	Esfuerzo Máximo (Mpa)
BA	2.467
BB	2.481
BD	1.839
BH	2.271
BE	3.408
BF	2.866
BG	2.854

Posteriormente, al realizar el proceso de estandarización en donde se homologaron los patrones centrales de barrenado, en aquellos soportes en los que se encontró compatibilidad geométrica, los valores de los esfuerzos máximos no se vieron afectados de manera importante.

En el caso del soporte BABB su esfuerzo máximo fue de 2.92MPa para el caso de carga estudiado, en comparación con el soporte BA éste presentó un aumento de 0.45MPa(15%); mientras que en el caso de carga BB la diferencia fue de 0.012MPa(0.4%).

Por su parte, el soporte BDBH registró un máximo esfuerzo de 1.85MPa en el caso de carga mientras que el soporte BD original fue de 1.839MPa, esto representa una diferencia de tan solo 0.012MPa. El caso de carga BH en el soporte BDBH se encontró un esfuerzo máximo de 1.5MPa contra 2.27MPa, esto se debe a que al tener menor material en la parte central del soporte, el momento que genera esta geometría con respecto al punto de sujeción al chasis también es menor.

El soporte BFBG, en el cual se obtuvo un valor de esfuerzo máximo de 2.87MPa para los dos casos de carga, se encontró un aumento de 0.002MPa con respecto al soporte BF y un aumento de 0.014MPa con respecto al soporte BG estas diferencias en el orden de diezmilésimas de Mpa se pueden considerar despreciables.

Por último, el soporte BEBFBG fue el caso en el que se encontraron los valores más altos de esfuerzos máximos, para el caso de carga BE se encontró un esfuerzo máximo de 3.42MPa contra 3.40MPa correspondiente al esfuerzo máximo encontrado en el soporte BE original, esto representa un aumento de 0.017MPa, mientras que el esfuerzo máximo para el caso de carga BFBG en el soporte BEBFBG fue de 3.23MPa en comparación a 2.87MPa el cual fue el valor encontrado en el soporte BFBG, esto representa un aumento de 0.36Mpa. Estas variaciones se deben a la diferencia de geometría entre el soporte BFBG y el soporte BE el cual presenta tener un mayor volumen y por consiguiente en donde su momento con respecto a los barrenos de sujeción es mayor.

En la tabla 4.5 se muestran los valores de esfuerzo máximo en los casos de carga correspondientes a cada soporte estandarizado.

Tabla 4.5 Esfuerzos máximos en los soportes estandarizados.

Soporte	Esfuerzo Máximo (Mpa)	
	Caso 1	Caso 2
BABB	2.92	2.493
BDBH	1.851	1.5
BFBG	2.868	2.868
BEBFBG	3.425	3.228

4.8 Esfuerzo máximo en los modelos optimizados

Posterior a realizar el proceso de post-modelado los modelos resultantes de la optimización topológica se sometieron a análisis de elemento finito de acuerdo a los casos de carga aplicables.

Para el soporte BABB optimizado se encontró un esfuerzo máximo de 3.68MPa para el caso de carga BA y un valor de 3.13MPa para el caso de carga BB. El aumento de los esfuerzos máximos con respecto a los valores encontrados en los soportes originales BA y BB fue de 1.21MPa y 0.65MPa, respectivamente.

El soporte BDBH optimizado presentó esfuerzos máximos de 2.17MPa y 1.84MPa para los casos de carga BD y BH, respectivamente, esto representa un aumento y reducción en los esfuerzos máximos de 0.33MPa y 0.42MPa, correspondientemente.

Los esfuerzos máximos encontrados en los casos de carga BE y BFBG en el modelo optimizado del soporte BEBFBG fueron de 4.00MPa y 3.67MPa, respectivamente;

mientras que los valores iniciales encontrados para los soportes BE y BFBG fueron de 3.40MPa y 2.86MPa, esto representa un aumento en el esfuerzo máximo de 0.596Mpa con respecto al valor encontrado en el soporte BE y un aumento de 0.807Mpa con respecto al valor encontrado en el soporte BFBG.

En la tabla 4.6 se pueden observar los resultados de estos análisis aplicados en los modelos finales de los soportes.

Tabla 4.6 Esfuerzos máximos en los soportes optimizados.

Soporte	Esfuerzo Máximo (Mpa)	
	Caso 1	Caso 2
BABB	3.685	3.13
BDBH	2.175	1.845
BEBFBG	4.004	3.675

4.9 Discusión

Para poder discernir entre los resultados anteriormente obtenidos de una manera general, los resultados y evaluar el desempeño de los soportes a lo largo del proceso de optimización se graficó el comportamiento de los esfuerzos para cada soporte en cada punto del proceso de estandarización. En la figura 5.32 se pueden observar la variación de los esfuerzos máximos a lo largo de este proceso.

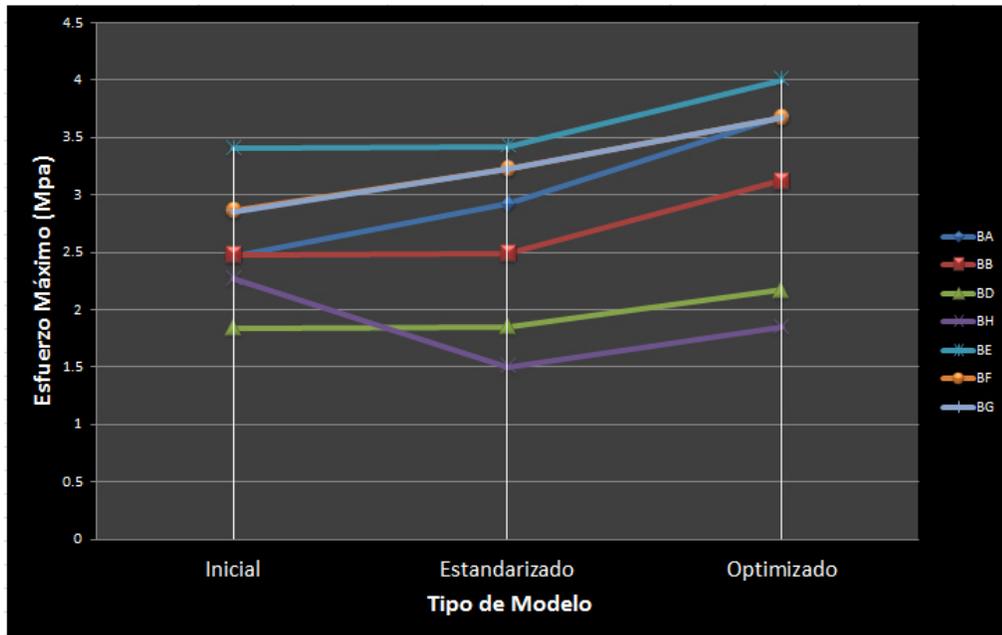


Figura 4.9 Gráfica del comportamiento de los esfuerzos a lo largo del proceso de modelado.

Este gráfico nos indica que el único soporte en el que se consiguió una reducción en el esfuerzo máximo para su geometría optimizada con respecto al modelo original fue el soporte BH, esto se debe a que el soporte BH es el soporte más pequeño de todos y al utilizar como base para optimización un soporte de mayor volumen como es el soporte BD la expectativa era encontrar valores de esfuerzo similares a este último.

El desempeño de los soportes BF y BG al tener geometrías muy similares es prácticamente el mismo, y se encuentra un aumento general de poco menos de 1MPa, todos los demás soportes también presentan un aumento general en los valores de esfuerzo máximo en el orden de 1MPa; este valor es despreciable en comparación con el esfuerzo máximo de cedencia del acero, pero considerable respecto a los valores obtenidos, sería prudente emitir un juicio posterior a las pruebas en campo y de desempeño dinámico sugeridas en la siguiente sección.

4.9.1 Reducción de volumen y peso

Como se mencionó con anterioridad, el objetivo principal que se busca con este trabajo es la reducción de inventario, peso y volumen de los soportes. Al inicio de esta investigación se utilizaban siete diferentes soportes de secador de aire en diferentes configuraciones de camión, el resultado final en cuanto ahorro de inventario fue de cuatro piezas al substituir los soportes iniciales por tres modelos que satisfacen la funcionalidad de los originales. Del mismo modo estos tres modelos presentaron una reducción considerable en peso y volumen con respecto a los modelos iniciales. En la tabla 4.7 se observan los resultados finales obtenidos con respecto a la reducción en peso y volumen.

Tabla 4.7 Resultados de reducción en peso y volumen.

Soporte	Volumen (mm^3)	Peso (Kg)	Reducción de Volumen (%)	Reducción de Peso (Kg)
BA	432,682.80	3.40	X	X
BB	432,682.80	3.40	X	X
BABB Opt	181,320.18	1.42	58.09397092	1.98
BD	334,350.32	2.62	X	X
BH	311,536.75	2.45	X	X
BDBH Opt	187,461.17	1.47	44(BD)/40(BH)	1.15/0.98
BE	468,284.80	3.68	X	X
BF	389,669.50	3.06	X	X
BG	390,095.10	3.06	X	X
BEBFBG Opt	232,359.65	1.82	50(BE)/40(BF)/40(BG)	1.86/1.24/1.24

El soporte BABB presenta una reducción de volumen del 58%, esto representa una reducción de peso de casi 2kg. En el caso del soporte BDBH se encontró una reducción de 44% con respecto al modelo inicial del soporte BD y de 40% con respecto al soporte BH, esto representa una reducción de peso de 1.15Kg con respecto al soporte BD y de

0.98Kg con respecto al soporte BH. Por último en el soporte BEFBFG se encontró una reducción de 50%, 40% y 40% con respecto a los modelos originales de los soportes BE, BF y BG respectivamente, esto representa una reducción de peso de 1.86Kg, 1.24Kg y 1.24Kg respectivamente. Para la determinación de la reducción de peso se utilizó un valor de densidad del acero de 7850 kg/m^3 .

Después de analizar los resultados y al compararlos con los obtenidos en los casos de éxito expuestos en el capítulo 2, se puede determinar que la hipótesis planteada en este trabajo fue correcta con respecto al proceso de optimización topológica como un proceso innovador e ideal para reducir el peso, tiempo de diseño y pruebas, así como generar geometrías idóneas para la aplicación de cada componente utilizando un mínimo del volumen inicial.

4.9.2 Análisis de costos

Al no existir muchos antecedentes de la utilización de la optimización topológica en el desarrollo de componentes en Navistar se encontraron pocos ejemplos que pudiesen servir como comparación de costos, entre ellos se presenta el caso de los soportes para el tanque de urea, sustancia necesaria para alcanzar los niveles de limpieza en los gases de escape en los Estados Unidos. En la figura 4.10 se muestran dichos soportes, los cuales presentan tener una diferencia en costo del 20% siendo el soporte optimizado el de menor costo. Esto podría presentar una diferencia de 1 o 2 dólares por pieza, pero que en volumen de producción, representaría una reducción de costo importante para la compañía, a su vez si esta reducción de costo se proyectará en cada soporte utilizado

en el camión, y tomando en cuenta que un camión se compone por miles de piezas, el área de oportunidad en reducción de costo se incrementaría exponencialmente.



Figura 4.10 Soportes para tanque de urea: a) Utilizando optimización topológica, b) Utilizando la metodología tradicional.

4.9.3 Nuevos Horizontes

De acuerdo a investigaciones recientes, se están desarrollando otros tipos de optimización de forma paralela al refinamiento de la optimización topológica, estos procesos de optimización se caracterizan por utilizar redes neuronales, algoritmos genéticos y optimización evolutiva [53].

Si se planteara una gráfica en la que se muestra cómo se comporta la geometría de un diseño utilizando cierto tipo de optimización, la cual pudiera tener una combinación infinita de formas, con respecto a un porcentaje de aceptabilidad en donde el 100% representa el diseño ideal para cierta aplicación y casos de carga podríamos encontrar lo siguiente mostrado en la figura 4.11.

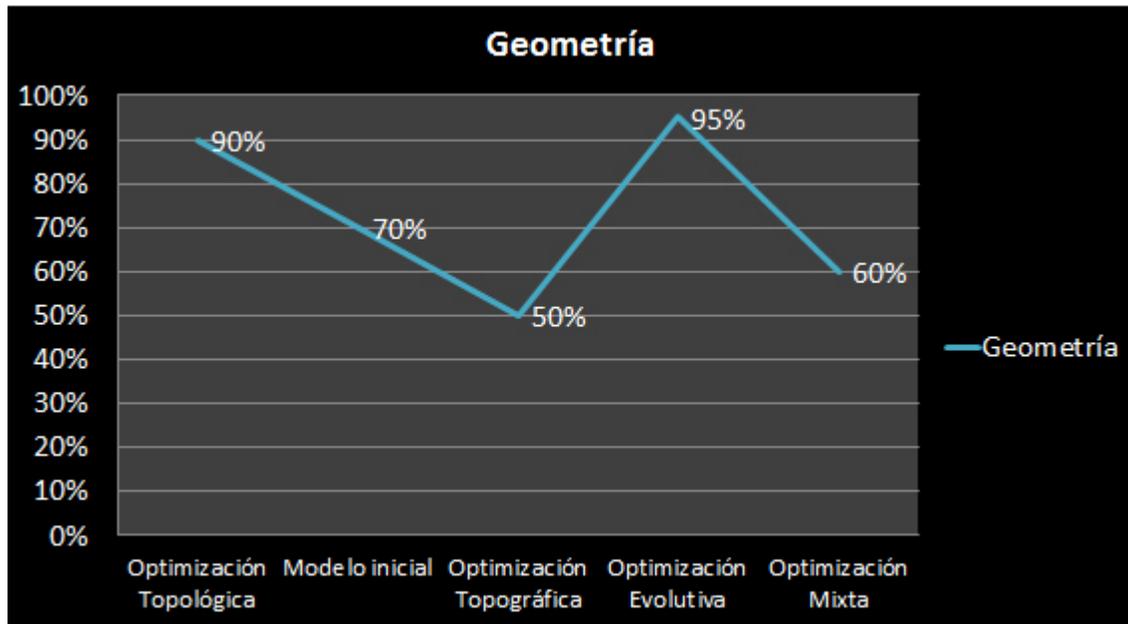


Figura 4.11 Gráfica de tipos de optimización vs porcentaje de aceptabilidad de geometría.

Este gráfico brinda un panorama general del lugar que toma la optimización topológica entre los diferentes métodos siendo desarrollados para la obtención de modelos óptimos en forma y desempeño.

CAPÍTULO 5

Conclusiones y Recomendaciones

5.1 Conclusiones

- Los resultados a través del proceso de optimización topológica fueron positivos en lo general.
- Se comprueban las hipótesis planteadas en el capítulo 1 referentes al área de oportunidad en los soportes de secador desarrollados por Navistar y que se utilizan actualmente en las diferentes configuraciones que ofrecen, así como al impacto que tienen estas técnicas frente a las tradicionales (de prueba y error).
- El parámetro de fracción de volumen no es determinante en la realización de las simulaciones puesto que los modelos tienen que aprobar un criterio de factibilidad de manufactura el cual depende de los estándares utilizados por las diferentes compañías automotrices.

5.2 Recomendaciones y trabajo futuro

Como trabajo futuro y dado los diferentes tipos de optimización que se realizan por medio de software de Ingeniería Asistida por Computadora se recomienda realizar procesos de optimización topográfica para determinar si existe también un área de oportunidad en cuanto al espesor de material ya que el mayor esfuerzo encontrado en este trabajo radica en la misma zona para todos los soportes, esto significa que en la porción media en donde se encuentran los esfuerzos mínimos también se podría

reducir el espesor en estas zonas y evaluar una posible reducción de peso adicional a la obtenida en este trabajo.

En cuanto al proceso de desarrollo de nuevos productos en Navistar se recomienda realizar un estudio similar al presentado en este trabajo en los diferentes sistemas que componen el camión, en la figuras 5.1 y 5.2 se muestran algunos ejemplos de soportes que podrían ser analizados con el mismo método desarrollado en este trabajo, para maximizar el potencial en ahorro de peso a lo largo de la estructura del camión.

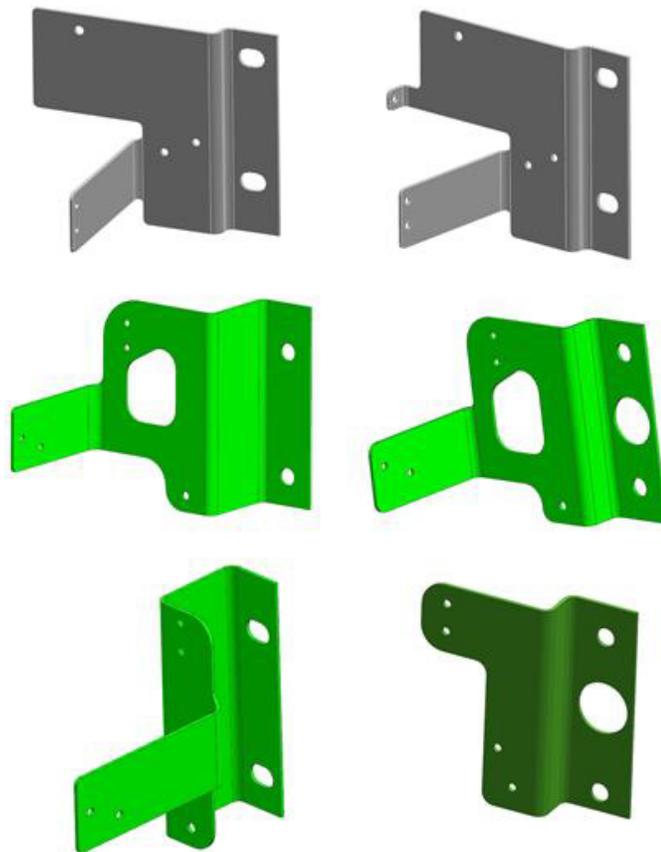


Figura 5.1 Soporte para arreglo de válvulas del sistema de frenos

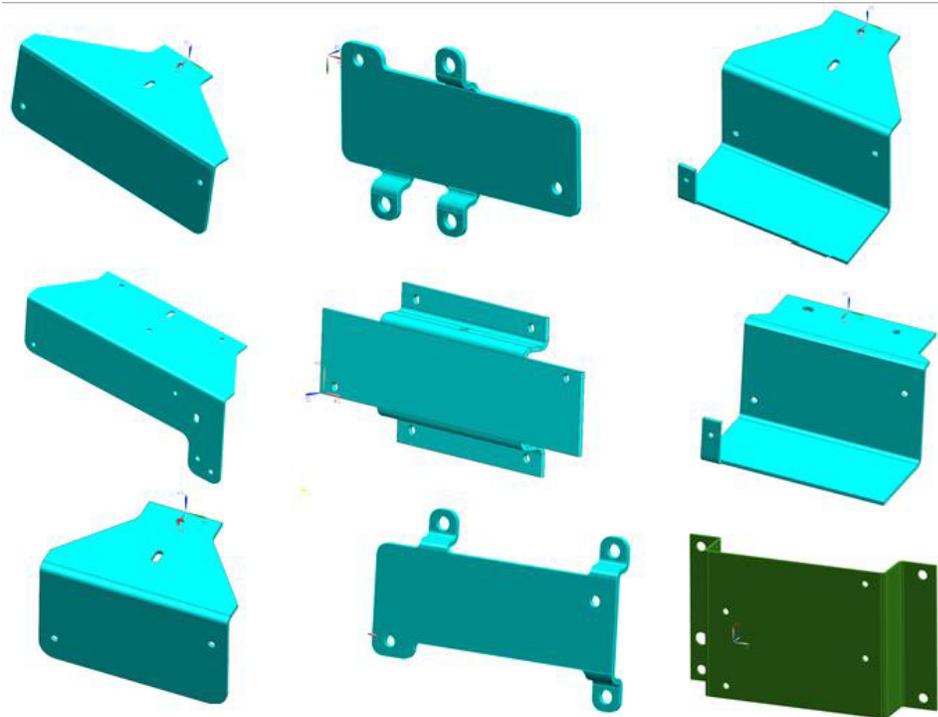


Figura 5.2 Soporte para arreglo de solenoides de distribución de aire

Posterior a un análisis exhaustivo de los soportes que se utilizan actualmente en las diferentes configuraciones de los camiones Navistar, se recomienda incluir el proceso de optimización topológica como método tradicional en el desarrollo de nuevos soportes, y componentes en la estructura de desarrollo de nuevos productos para garantizar el aprovechamiento máximo del espacio disponible para cada componente.

De igual manera se recomienda ampliamente realizar estudios de adquisición de datos por medio de la instrumentación del camión para analizar el comportamiento dinámico de los componentes por medio de análisis modal, esto para complementar este trabajo y añadir esta variable a los análisis aquí mostrados. Existen algunos trabajos que se han realizado en este rubro con resultados positivos [52].

Referencias Bibliográficas

- [1] 2008-01-0252 SAE Shape Optimization of a Megabacket - A Case of Study, Murali M. R. Krishna, International Truck & Engine Corp., April 14-17, 2008
- [2] Precision Truck Selling Course II Medium-Duty Basics, James E. Godfrey and Robert J. Godfrey, Truck Marketing Institute first edition January 2000
- [3] Precision Truck Selling Course III Heavy Duty Models, James E. Godfrey and Robert J. Godfrey, Truck Marketing Institute first edition January 2000
- [4] Configurador International, 2016, recuperado de:
<http://www.internationaltrucks.com/configurator/>
- [5] International Corporation, ProStar 113" BBC Linehaul Conventional Configuration Diagrams, Diciembre 2014
- [6] International Corporation, HX Premium on/off Highway Conventional Configuration Diagrams, Octubre 2015
- [7] International Corporation, DuraStar Medium Conventional Configuration Diagrams, Octubre 2014
- [8] International Corporation, WorkStar 113" BBC Heavy Conventional Configuration Diagrams, Mayo 2015
- [9] International Corporation, FMVSS-121 Air Brake System Schematics, September 27, 2012, Anthony Worth and B.R. laBastide
- [10] Navistar Materials Engineering (2014). Material, Parts, and Process Specification MPAPS A-6, Part I, APPX
- [11] Navistar Materials Engineering (2014). Material, Parts, and Process Specification MPAPS A-6, Part I
- [12] Optimización Topológica en el Diseño de Elementos Estructurales Mecánicos, Carlos Alberto Meza Valencia, Universidad Autónoma de Occidente, Facultad de Ingeniería, Departamento de Energética y Mecánica, Programa de Ingeniería Mecánica, Santiago de Cali 2012

- [13] Bapat, A (2013). Optistruct Optimization. Obtenido de <http://training.altairuniversity.com/optimization/learn-optistruct-for-optimization-training-webinars/>
- [14] Science Direct - Topology Optimization of an automotive component without final volume constraint specification, G. Chiandussi, I. Gaviglio, A. Ibba, Laboratory of Applied Optimization, Department of Mechanical Engineering, Technical University of Torino, 25 July 2003
- [15] 2002-01-1468 SAE Finite Element Topography and Shape Optimization of a Jounce Bumper Bracket, Murali M.R. Krishna, Dana Corp 2002.
- [16] 2004-01-3416 SAE Static, Dynamic and Optimization CAE Evaluation Applied on Vehicle Jack Support, Clóvis Santos do Carmo Júnior, Ford Motor Co. Nov 16-18 2004
- [17] 2013-36-0455 SAE Optimization Methods Applied to Development of Vehicle Structures, Eduardo Domingo Morales, Sergio Ferreira Alexandre and Leandro Vieira da Silva Macedo, Volkswagen do Brasil
- [18] Zhang, W. Zhao, L. and Cai, S. Shape optimization of Dirichlet boundaries based on weighted B-spline finite cell method and level-set function, School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi' an, Shaanxi, China, 2015
- [19] Heo, S. et al. Shape Optimization of Lower Control Arm Considering Multi-Disciplinary constraint condition by using progress Meta-model Method. School of Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul, Korea, December 2012
- [20] Tsavdaridis, K. Kingman, J. and Toporov, V. Application of structural topology optimization to perforated steel beams, Institute of Resilient Infrastructure, School of Civil Engineering, University of Leeds, Woodhouse Lane, UK, June 2015
- [21] Shobeiri, V. The topology optimization design for cracked structures, Departmente of Civil Engineering, Mashhad Branch, Islamic Azad University, Mashhad, Iran, March 2015
- [22] Zapata, O. (s.f.), Ingeniería Asistida por Computadora.
- [23] Logan, D. A First Course in the Finite Element Method, Fourth Edition, 2007.
- [24] Bendsoe, M.P. & Sigmund, O. Topology Optimization, Theory, Methods and Applications, Springer 2005 New York

- [25] 2014-01-2309 SAE Fatigue Based Optimization of Cast Iron Bracket Depending on Provind Ground Data, Fatih Kosar, Mehmet Burak Yegin, Okan Dogru, and Cuneyt Akarsu, Ford Otomotiv Sanayi AS
- [26] 2007-01-2419 SAE Structural Optimization for Engine Mount Bracket, Xiao-Yong Pan and Doni Zonni, Toupu Group, 2007
- [27] 2002-01-1468 SAE Finite Element Topography and Shape Optimization of a Jounce Bumper Bracket, Murali M.R. Krishna, Dana Corp 2002.
- [28] Farias, L. et al. Design of a Brake Caliper using Topology Optimization Integrated with Direct Metal Laser Sintering, SAE Brasil, Septiembre del 2015
- [29] 2009-01-3200 SAE Application of Topology Otimization Techniques in Aircraft Design, Kalanchiam, M. and Anand, U. Tata Consultancy Services (2009).
- [30] 2015-01-0088 SAE Aluminum Gear Shift Fork with supporting Pad for Light Wiegthing in Commertial Vehicles, Kumar, S. Sukumar, N. Endugu S. and Gupta U. VE Comertial Vehicles Ltd (2015).
- [31] 2010-01-0396 SAE Topology Optimization of a Formula SAE Upright Using Optistruct, Conor Riordan, Andrés Tovar and John Renaud, Department of Aerospace and Mechanical Engineering University of Notre Dame, Indiana, April 12, 2010
- [32] 2012-36-0195 SAE Optimization of new plastic bracket NVH characteristics using CAE, Reinaldo dos Santos, Valter Estevao Beal, David Brian Popejoy, Masoud Saadat, Santosh Neriya, Ford Motor Co. Octubre 2-4, 2012
- [33] 2013-36-0455 SAE Optimization Methods Applied to Development of Vehicle Structures, Eduardo Domingo Morales, Sergio Ferreira Alexandre and Leandro Vieira da Silva Macedo, Volkswagen do Brasil
- [34] 2009-01-1230 SAE Weight Reduction of Structural Vibration Isolation Hydro-Mount Bracket Through Design Analysis and Use of Advanced High Strength Steels, K.S. Raghavan, T. Howard and J. Buttles, Bailey Tool & Manufacturing, Enero, 2009
- [35] 2008-36-0371 SAE Topologic Optimization Applied to an Auxiliary Organs Bracket of an Automotive Engine, Robinson Ferrari Barbosa, Erlon Castro Rodríguez, Fiat Powertrain Technologies, Octubre 7-9, 2008
- [36] Polavarapu, S. Thompson, L and Grujicic, M. Topology and Free Size Optimization with Manufacturing Constraints for Light Weight Die Cast Automotive Brackerest Frame, Clemson University, Department of Mechanical Engineering, 2009

- [37] 2003-01-1667 SAE Optimal Shape Design of an Air-Conditioner Compressor Mounting Bracket in a Passenger Car, Doo-Ho Lee, Jeong-Woo Chang, Halla Climate Control Corp. May 5-8 2003
- [38] 2004-01-3391 SAE Structural Optimization of a Rear Cabin Suspension Bracket of a Frame air Filter Bracket, Rogério Ribeiro, Walter Wilhelm Lorenz, Daimler Chrysler, Nov 16-18 2004
- [39] Finite Element Analysis Quick Hypermesh® Reference Guide, Navistar México Technical Center 7-Nov-14
- [40] LS-DYNA Support, Consistent Units. Obtenido de <http://www.dynasupport.com/howtos/general/consistent-units>
- [41] Wang, X. et al. Fractured Reasons Analysis and Structure Optimization of a Light Truch Steering Bracket, Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress, Volume 10: Chassis Systems and Integration Technology
- [42] Li, C. Kim, I. and Jeswiet, J. Conceptual and detailed design of an automotive engine cadle by using topology, shape, and size optimization, Berlin, Germany, August 2014
- [43] Topology Optimization Procedure, Centralized Analysis Procedure, Ajit Batwal, Engineering Group, Structural and NVH analysis, 27 October 2015
- [44] Hongwei, Z. Xiaokai, C. Yi, L. and Mingjun, Z. Topology Optimization for Air Suspension Bracket Integrated Shape Optimization, School of Mechanical & Vehicular Engineering, Beijing Institute of Technology, 2008
- [45] Nilsson, A. and Birath, F. Topology Optimization Of A Stamping Die, Altair Engineering, Sweden, 2007
- [46] Marchesi, T. et al. Topologically Optimized Diesel Engine Support Manufactured with Additive Manufacturing, Cummins do Brasil, Ontario Canada, 2015
- [47] Bendsoe, M. Olhoff, N. and Sigmund, O. IUTAM Symposium on Topological Design Optimization of Structures, Machines and Materials, Springer, 2003
- [48] Kober, M. et al. Nonlinear Topology optimization of centrifugally loaded aero-engine part with newly developed optimality-criteria based algorithm, Structural Mechanics and Vehicle Vibrational Technology, Bandenburg University of Technology Cottbus, Germany, September 2014

- [49] Sánchez, S. Sellés, M. et al. Finite Elements Analysis and Multiobjective Optimization: A Way to Reduce Material and Manufacturing Cost, Universidad Politécnica de Valencia, 2012
- [50] Woo, J. and Lee, Y. Topology Optimization of Compressor Bracket, Halla Climate Control Corp. Daejeon, Korea, April 2008
- [51] Harzheim, L. and Graf, G. A Review of Optimization of cast parts using topology optimization, December 2005
- [52] Wook, J. Yoon G. and Jeong, Seung. Topology optimization considering fatigue life in the frequency domain, School of Mechanical Engineering, Hanyang, University, Seoul, Republic of Korea, August 2015
- [53] 2015-01-1548 SAE Automated Aerodynamic Vehicle Shape Optimization Using Neuronal Networks and Evolutionary Optimization, Anton Lundberg, Per Hamlin, and Davangere Shankar AF Industry and Alexander Broniewicz, Tim Walker, and Christoffer Landstrom Volvo Car Corp.