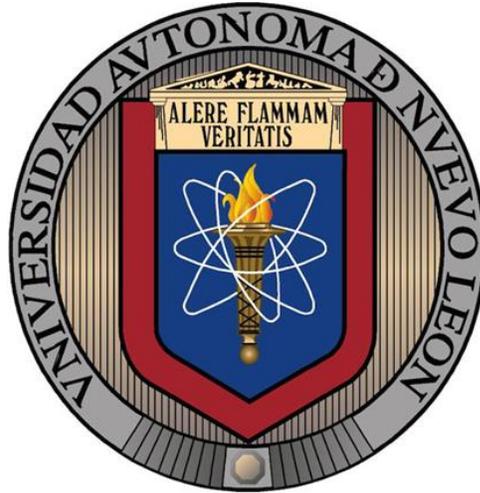


UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



**ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE UN SISTEMA DE ENGANCHE DE
REMOLQUE AUTOMOTRIZ MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTO
FINITO**

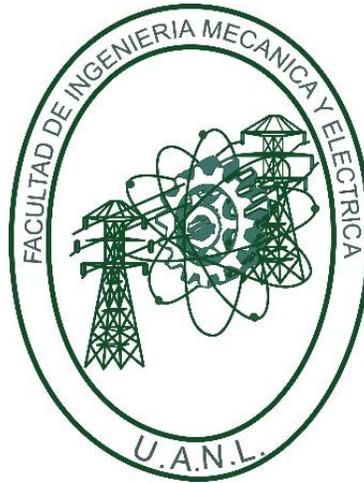
POR

EDUARDO GONZALEZ HERRERA

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

JULIO 2018

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



**ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE UN SISTEMA DE ENGANCHE DE
REMOLQUE AUTOMOTRIZ MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTO
FINITO**

Por

EDUARDO GONZALEZ HERRERA

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

JULIO 2018

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 “Análisis estructural de un sistema de enganche de remolque automotriz mediante el método de elemento finito” realizada por el alumno Eduardo Gonzalez Herrera, con número de matrícula 1482655, sea aceptada para su defensa como opción al grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería Automotriz.

El Comité de Tesis



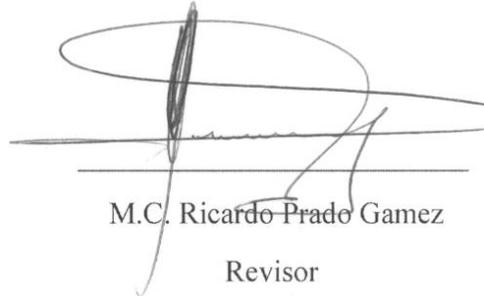
Dr. Oscar Jesús Zapata Hernández

Director



Dra. Tania Paloma Berber Solano

Revisor



M.C. Ricardo Prado Gamez

Revisor

Vo.Bo.



Dr. Simón Martínez Martínez

Subdirector de Estudios de Posgrado



San Nicolás de los Garza, Nuevo León, Julio 2018

Dedicatoria

A Dios,
por darme la oportunidad de vivir esta experiencia

A mis padres y hermana,
por su apoyo incondicional

A mis asesores,
por la guía brindada en este trabajo

Agradecimientos

A la Universidad Autónoma de Nuevo León y la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica por darme la oportunidad de llevar a cabo mi formación académica.

Al CONACYT por los recursos proporcionados para llevar a cabo este trabajo.

Al Dr. Oscar Zapata por compartir su conocimiento, consejos y sus valiosos comentarios recibidos durante este trabajo.

A la Dra. Tania Berber por el apoyo, revisiones y consejos para enriquecer el contenido del presente trabajo.

Al M.C. Ricardo Prado por compartir su experiencia y la confianza brindada para llevar a cabo este trabajo.

A Driven Innovation Center por siempre tener las puertas abiertas, infraestructura y apoyo adicional brindado para realizar este trabajo.

Al Dr. Mario Bello por las revisiones, paciencia y consejos para llevar a cabo este trabajo.

Al Ing. Cesar Rivas por los comentarios y recomendaciones recibidos durante este trabajo.

Al Ing. Ricardo Apaez por el apoyo brindado durante este trabajo.

A la empresa Metalsa por el apoyo brindado en el presente trabajo.

A la empresa Blackhawk por el préstamo del equipo MetraSCAN.

A mi familia por el apoyo incondicional y confianza brindado durante este trabajo.

A mis compañeros de la Maestría en Ciencias de la Ingeniería Automotriz por los gratos momentos vividos durante este trabajo.

Contenido

Capítulo 1. Introducción	1
Capítulo 2. Estructuras automotrices	3
2.1 Historia del automóvil	3
2.2 Historia del chasis	5
2.3 Tipos de estructuras automotrices	6
2.3.1 Tipos de bastidores	8
2.4 Chasis Independiente (Body on Frame)	11
2.5 Carrocería con plataforma chasis	12
2.6 Carrocería autoportante (Unibody)	12
2.6.1 Carrocería autoportante con elementos desmontables	14
2.6.2 Carrocería autoportante unida por soldadura (monocasco).....	16
2.7 Elementos de una estructura autoportante	16
2.8 Enganche de remolque (trailer hitch)	18
2.9 Norma SAE J684.....	27
Capítulo 3. Materiales empleados en estructuras automotrices	30
3.1 Materiales empleados en estructuras automotrices	30
3.2 Propiedades de los materiales.....	32
3.3 Tipos de aceros utilizados en estructuras automotrices.....	33
Capítulo 4. Teoría de elasticidad y plasticidad	37
4.1 Elasticidad	37
4.2 Esfuerzo y sus componentes.....	38
4.3 Deformación	40
4.4 Ley de Hooke generalizada	43
4.5 Plasticidad	46
4.6 Modelo elastoplástico.....	47
4.7 Diagrama esfuerzo-deformación ingenieril.....	48
4.8 Diagrama esfuerzo-deformación real	50
4.9 Teorías de falla	53
4.10 Teoría del esfuerzo cortante máximo (Tresca).....	54
4.11 Energía de distorsión (von Mises).....	56

Capítulo 5. Método de elemento finito.....	59
5.1 Historia del método de elemento finito	59
5.2 Generalidades del método de elemento finito	61
5.3 Método de Rayleigh-Ritz	64
5.4 Método de residuos ponderados	65
5.5 Métodos de integración directa para resolver análisis transitorios.....	67
5.6 Método de Newmark	69
5.7 Método de diferencias centrales	72
5.8 Método de Hilbert-Hughes-Taylor	74
5.9 No linealidad geométrica.....	76
5.10 Método Newton-Raphson.....	77
Capítulo 6. Experimentación	80
6.1 Metodología.....	80
6.2 Ingeniería inversa	82
6.1.1 Escaneo de piezas.....	83
6.1.2 Transformación archivo STL a CAD.....	85
6.3 Experimentación numérica.....	88
6.3.1 Discretización de componentes.....	88
6.3.2 Propiedades mecánicas de los materiales empleados en el modelo.....	91
6.3.3 Ensamble enganche-estructura equivalente	93
6.3.3 Casos de carga y condiciones frontera.....	95
6.3.4 Criterio de Evaluación	98
Capítulo 7. Resultados.....	100
7.1 Introducción.....	100
7.2 Resultados del caso A con transportador de carga	101
7.3 Resultados del caso B con transportador de carga	104
7.4 Resultados del caso C con transportador de carga	106
7.5 Resultados del caso D.....	108
7.6 Resultados del caso E	110
7.7 Resultados del caso A con distribuidor de peso	112
7.8 Resultados del caso B con distribuidor de peso	114
7.9 Resultados caso C con distribuidor de peso	116

7.10 Resultado caso F con distribuidor de peso	118
7.11 Resumen de resultados de esfuerzo von Mises en los componentes.....	120
7.12 Deformación plástica.....	122
Capítulo 8. Discusión	124
8.1 Ángulo de deformación del enganche de remolque 2007	124
8.2 Ángulo de deformación del enganche de remolque 2017	127
8.3 Diferencias entre enganche de remolque 2007 y 2017.....	128
Capítulo 9. Conclusiones y recomendaciones	129
9.1 Conclusiones	129
9.2 Recomendaciones	130
Referencias	133

Listado de imágenes

Figura 2-1. Automóvil de vapor construido por Nicolas-Joseph Cugnot 1769.	3
Figura 2-2. El triciclo construido por Karl Benz considerado el primer vehículo motorizado.....	4
Figura 2-3. Vehículo con motor de combustión construido por Daimler Motor Company	4
Figura 2-4. Ford T 1908	5
Figura 2-5. Carrocería de una camioneta.....	7
Figura 2-6. Vista frontal y lateral de un bastidor	7
Figura 2-7. Ensamble bastidor, suspensión y tren motriz (chasis).....	8
Figura 2-8. Bastidor tipo escalera	8
Figura 2-9. Configuración de bastidor en X	9
Figura 2-10. Bastidor paramétrico y sus componentes	10
Figura 2-11. Bastidor con configuración tubular.....	10
Figura 2-12. Chasis independiente de un vehículo de carga (camión ligero).....	11
Figura 2-13. Plataforma conformada por bastidor y láminas de acero, unidas mediante puntos de soldadura.....	12
Figura 2-14. Carrocería autoportante	13
Figura 2-15. Zonas rígidas de una carrocería autoportante, unidas mediante soldadura.	13
Figura 2-16. Zona de deformación programada con secciones flexibles en las esquinas	14
Figura 2-17. Carrocería autoportante con elementos desmontables	15
Figura 2-18. Estructura complementaria sub-chasis, con elementos de suspensión y dirección.....	15
Figura 2-19. Estructura monocasco	16
Figura 2-20. Clasificación de los elementos que conforman una estructura autoportante, según su función, posición y fijación de elementos.....	17
Figura 2-21. Enganche de remolque (trailer hitch)	18
Figura 2-22. Grúa patentada por Ernest Holmes en 1919.....	19
Figura 2-23. Acoplador y esfera de enganche ensamblados, correspondiente a la patente 1254499 por M.D Brice y A.L. Brice	19
Figura 2-24. Modelo de enganche utilizando tornillos para su instalación	20
Figura 2-25. Peso bruto del vehículo corresponde a la suma del propio peso del vehículo con ocupantes y carga adicional.....	22
Figura 2-26. Peso Bruto del Remolque es igual a la suma del peso del remolque más la carga.....	22
Figura 2-27. Peso Bruto Combinado es la suma del peso del vehículo con ocupantes incluyendo el remolque con carga	22
Figura 2-28. Peso de extensión aplicado por el peso del remolque	23

Figura 2-29. Base esfera de enganche.....	23
Figura 2-30. Esfera de enganche en ensamble vehículo-remolque.....	24
Figura 2-31. Acoplador de remolque instalado en esfera de enganche	24
Figura 2-32. Cadenas de seguridad	25
Figura 2-33. Transportador de carga	25
Figura 2-34. Distribuidor de peso y sus componentes	26
Figura 2-35. A) Ensamble camioneta-remolque con exceso de peso de extensión utilizando transportador de carga, B) Ensamble camioneta-remolque con peso de extensión nivelado utilizando distribuidor de peso.....	26
Figura 2-36. Fenómeno de oscilación en el remolque.	27
Figura 2-37. Diagrama de aplicación de fuerzas en el enganche de acuerdo a la norma SAE J684.....	29
Figura 3-1. Materiales empleados en la carrocería del automóvil (Acero Blando, Acero ultrarresistentes, Acero de alta resistencia, Aluminio, Plástico, entre otros) .	31
Figura 3-2. Materiales empleados en las carrocerías.	31
Figura 3-3. Resistencia a la tensión y porcentaje de alargamiento de aceros empleados en estructuras automotrices.....	34
Figura 3-4. Estructura automotriz conformada por aceros de alta resistencia, convencionales y de muy alta resistencia, entre otros	36
Figura 4-1. Componentes de tensión.....	38
Figura 4-2. Componentes de esfuerzo.....	39
Figura 4-3. Equilibrio de momentos	40
Figura 4-4. Elemento de un cuerpo elástico	41
Figura 4-5. Deformación por cortante de un cuerpo elástico.....	41
Figura 4-6. Deformación longitudinal producida por una tensión normal.....	43
Figura 4-7. Distorsión generada por un esfuerzo cortante	44
Figura 4-8. Modelos elastoplásticos a) Plástico perfecto, b) Endureciendo por deformación lineal, c) Endureciendo por deformación no lineal.....	47
Figura 4-9. Probeta estándar utilizada para ensayo de tensión.	48
Figura 4-10. Diagrama esfuerzo-deformación ingenieril de un acero estructural	49
Figura 4-11. Comparativa entre diagramas esfuerzo-deformación ingenieril y real.	52
Figura 4-12. Esfuerzo cortante máximo de un elemento, sometido a esfuerzo de tensión uniaxial mediante el círculo de Mohr.	54
Figura 4-13. Círculo de Mohr para esfuerzos principales	55
Figura 5-1. Método de aproximación de una circunferencia mediante un polígono inscrito dentro de un círculo, donde S es la circunferencia, $S(u)$ límite superior, $S(l)$ límite inferior.....	60
Figura 5-2. Tipos de elementos a) En una dimensión (vigas o barras), b) En dos dimensiones (triángulos y cuadriláteros), c) En tres dimensiones (tetraedros y hexaedros)	62
Figura 5-3 Diagrama desplazamiento vs tiempo correspondiente a tres pasos de tiempo consecutivos	72
Figura 5-4 Categorías de no linealidad geométrica	77

Figura 5-5 Representación esquemática del método de Newton-Raphson aplicado a un sistema de un grado de libertad	79
Figura 6-1. Diagrama de flujo correspondiente a la metodología.	82
Figura 6-2. A)Enganche de remolque 2007 y B)Enganche de remolque 2017.....	83
Figura 6-3. Escáner laser 3D MetraSCAN	83
Figura 6-4. Enganche de remolque 2007 con marcadores colocados.	84
Figura 6-5. Archivo STL correspondiente al enganche de remolque 2007.....	85
Figura 6-6. Modelo CAD final correspondiente al enganche de remolque 2007.	85
Figura 6-7. Modelo CAD enganche de remolque 2017.	86
Figura 6-8. Enganche de remolque 2007 discretizado utilizando elementos carcasa.	88
Figura 6-9. Enganche de remolque 2017 discretizado utilizando elementos carcasa y sólidos.....	89
Figura 6-10. Estructura equivalente discretizada correspondiente al enganche 2007.	89
Figura 6-11. Estructura equivalente discretizada correspondiente al enganche 2017.	90
Figura 6-12. Puntos de ensamble entre estructura equivalente y enganche de remolque 2007.	93
Figura 6-13. Puntos de ensamble entre estructura equivalente y enganche de remolque 2017.	94
Figura 6-14. Ensamble entre base y esfera de enganche (2007).	96
Figura 6-15. Aplicación de fuerzas correspondiente al caso A, en el enganche de remolque 2007.	96
Figura 6-16. Condiciones de frontera aplicadas a la estructura equivalente 2007. ...	97
Figura 6-17. Condiciones de frontera aplicadas a la estructura equivalente 2017. ...	97
Figura 6-18. Ángulo empleado para evaluar los casos A, B, C y F.....	98
Figura 6-19. Ángulo empleado para evaluar los casos D y E.	98
Figura 7-1. Distribución de esfuerzos correspondiente al caso A con transportador de carga, concerniente a la norma SAE J684, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.	102
Figura 7-2. Resultados del ángulo de deformación correspondientes al caso A con transportador de carga, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.	103
Figura 7-3. Distribución de esfuerzos correspondiente al caso B con transportador de carga, concerniente a la norma SAE J684, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.	104
Figura 7-4. Resultados del ángulo de deformación correspondientes al caso B con transportador de carga, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.	105
Figura 7-5. Distribución de esfuerzos correspondiente al caso C con transportador de carga, concerniente a la norma SAE J684, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.	106

Figura 7-6. Resultados del ángulo de deformación correspondientes al caso C con transportador de carga, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.	107
Figura 7-7. Distribución de esfuerzos correspondiente al caso D, de la norma SAE J684, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.	108
Figura 7-8. Resultados del ángulo de deformación correspondientes al caso D, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017	109
Figura 7-9. Distribución de esfuerzos correspondiente al caso E, de la norma SAE J684, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.	110
Figura 7-10. Resultados del ángulo de deformación correspondientes al caso E, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.	111
Figura 7-11. Distribución de esfuerzos correspondiente al caso A con distribuidor de peso, concerniente norma SAE J684, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.	112
Figura 7-12. Resultados del ángulo de deformación correspondientes al caso A con distribuidor de peso, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.	113
Figura 7-13. Distribución de esfuerzos correspondiente al caso B con distribuidor de peso, concerniente norma SAE J684, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.	114
Figura 7-14. Resultados del ángulo de deformación correspondientes al caso B con distribuidor de peso, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017	115
Figura 7-15. Distribución de esfuerzos correspondiente al caso C con distribuidor de peso, concerniente norma SAE J684, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.	116
Figura 7-16. Resultados del ángulo de deformación correspondientes al caso C con distribuidor de peso, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.	117
Figura 7-17. Distribución de esfuerzos correspondiente al caso F con distribuidor de peso, concerniente norma SAE J684, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.	118
Figura 7-18. Resultados del ángulo de deformación correspondientes al caso F con distribuidor de peso, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.	119
Figura 9-1. Distribución de esfuerzos correspondiente al caso A del enganche 2007 utilizando la estructura del vehículo remolcador	131

Listado de tablas

Tabla 2-1. Casos de carga para enganche de remolque correspondientes a la norma SAE J684	28
Tabla 3-1. Límite elástico de algunos materiales.....	32
Tabla 6-1. Especificaciones de los componentes correspondientes al enganche de remolque 2007.....	86
Tabla 6-2. Especificaciones de los componentes correspondientes al enganche de remolque 2017.....	87
Tabla 6-3. Especificaciones de la estructura equivalente correspondiente al enganche 2007.....	90
Tabla 6-4. Especificaciones de la estructura equivalente correspondiente al enganche 2017.....	90
Tabla 6-5. Materiales correspondientes al enganche de remolque 2007.	91
Tabla 6-6. Materiales correspondientes al enganche de remolque 2017.	92
Tabla 6-7. Materiales correspondientes a la estructura equivalente.	92
Tabla 6-8. Casos de carga correspondientes a los enganches de remolque 2007 y 2017.	95
Tabla 7-1. Evaluación de los componentes del enganche de remolque 2007 en base al esfuerzo von Mises.....	120
Tabla 7-2. Evaluación de los componentes del enganche de remolque 2017 en base al esfuerzo von Mises.....	121
Tabla 7-3. Evaluación de los componentes del enganche de remolque 2007 en base a deformación plástica.	122
Tabla 7-4. Evaluación de los componentes del enganche de remolque 2017 en base a deformación plástica.	123
Tabla 8-1. Resultados obtenidos del enganche de remolque 2007.	125
Tabla 8-2. Resultados obtenidos del enganche de remolque 2017.	127

Capítulo 1. Introducción

El sector automotriz crece día con día, lo cual trae consigo una mayor demanda de componentes, donde los diseños y materiales empleados para fabricarlos deben cumplir ciertas características que garanticen su funcionalidad y seguridad. Para llevar a cabo la evaluación de los componentes se utilizan normas, las cuales establecen casos de estudio (en su mayoría críticos), así como criterios para aceptar o rechazar un componente.

Uno de los componentes utilizados comúnmente es el enganche de remolque (tráiler hitch), el cual permite conectar remolques a una estructura automotriz. En su gran mayoría, éstos son utilizados en actividades recreativas como viajes, así como también en la ganadería, agricultura y construcción. Debido a esto la SAE (Society of Automotive Engineers) ha establecido una serie de normas las cuales garantizan la calidad, seguridad y funcionamiento del componente.

El presente trabajo tiene como objeto de estudio dos enganches de remolque, en los cuales se pretende indagar el cumplimiento de los requerimientos de la norma SAE J684. Cabe recalcar que hay trabajos similares en cuanto análisis de enganches de remolque, como análisis estáticos, choque y fatiga, pero muy poca literatura en la cual se involucren los casos de la norma SAE J684.

La hipótesis planteada para el presente trabajo es la siguiente: a través del método de elemento finito se pueden analizar los casos de carga establecidos por la norma SAE J684 y determinar si los enganches de remolque cuentan con el diseño adecuado, empleando el criterio de aceptado o rechazado de la norma.

Objetivo: Establecer una metodología que permita analizar los enganches de remolque en base a los casos de carga de la norma SAE J684 mediante ingeniería inversa y el método de elemento finito.

Objetivos específicos:

- Evaluar dos enganches de remolque de diferente modelo correspondientes al mismo tipo de estructura automotriz (monocasco).
- Aplicar la ingeniería inversa para obtener las geometrías de los enganches de remolque.
- Realizar los casos de carga de la norma SAEJ684 de los dos enganches de remolque y evaluar si estos son rechazados o aceptados por la norma.
- Determinar las causas por las cuales los enganches de remolque son aceptados o rechazados.

Capítulo 2. Estructuras automotrices

2.1 Historia del automóvil

El automóvil tiene sus orígenes desde el año 1769, cuando el ingeniero mecánico Nicolas-Joseph Cugnot construyó un automóvil de vapor, dicho vehículo era un triciclo con una caldera en la rueda delantera la cual desempeñaba dos funciones: tracción y dirección, como se observa en la Figura 2-1. Dicho vehículo tenía como objetivo transportar artillería para el ejército [1-3].

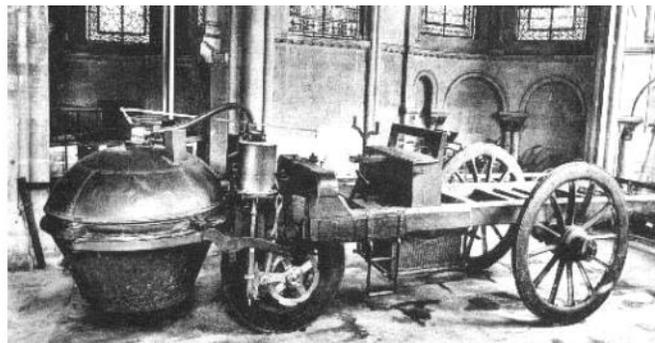


Figura 2-1. Automóvil de vapor construido por Nicolas-Joseph Cugnot 1769 [1].

Un invento que desempeñó un papel importante en la historia del automóvil es el motor de combustión interna, que tuvo sus orígenes en el año de 1800 con el francés Philippe

Lebon. Su idea consistía en el desplazamiento de un pistón dentro de un cilindro, que era producido por la explosión de una mezcla de aire con gas. El francés Etienne Lenoir retomó este trabajo y construyó un motor a gas de autoencendido, pero no tenía la potencia necesaria para mover un carruaje, esto fue resuelto con el ciclo de cuatro tiempos que propuso Alphonse Beua Rochas en el año de 1862. El sistema de cuatro tiempos fue mejorado y adoptado por Nicolás August Otto y Langen [1].

El ingeniero Karl Benz fundó Benz & Company en el año 1883, donde se construyó su primer prototipo en 1885, el cual es considerado como el primer vehículo con un motor de combustión interna, este consistía en un triciclo con un motor ubicado en la parte trasera, en la Figura 2-2 se aprecia el triciclo construido por Karl Benz [1].

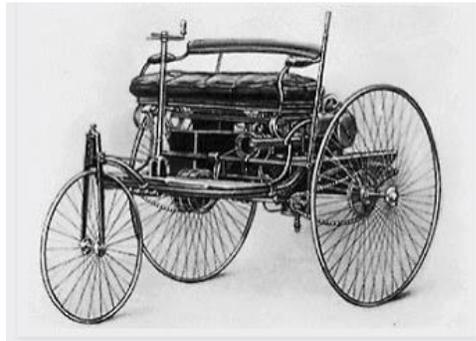


Figura 2-2. El triciclo construido por Karl Benz considerado el primer vehículo motorizado [4].

En el año 1890 se creó la Daimler Motor Company, en donde se construyó el primer automóvil a cuatro ruedas del mundo, este tenía un dispositivo para enganchar caballos en caso de ser necesario, en la Figura 2-3 se puede visualizar dicho vehículo.



Figura 2-3. Vehículo con motor de combustión construido por Dailmer Motor Company [1].

A finales del siglo XIX el ingeniero Rudolf Diesel patentó un motor de combustión, el cual no llevaba bujías y contaba con un sistema de autoencendido, dicho motor llevo su nombre tiempo después.

Al comienzo del siglo XX Henry Ford fundó Ford Motor Company en 1903, mediante el sistema de producción llamado Fordismo, el cual tuvo gran éxito debido a que era capaz de fabricar un automóvil completo en 1 hora y media. En esa época el adquirir un auto era muy difícil debido al alto costo, por lo cual Ford decidió fabricar un auto que fuera económico y confiable, de esta manera surgió el modelo Ford T en el año de 1908, este se puede observar en la Figura 2-4 [1, 5].

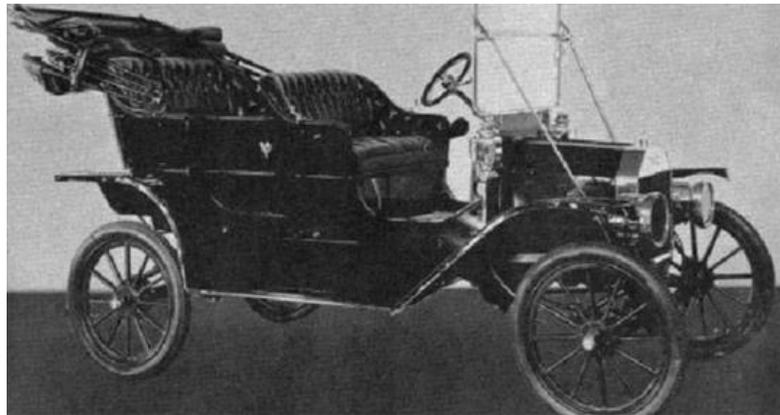


Figura 2-4. Ford T 1908 [5].

2.2 Historia del chasis

Los vehículos están conformados por 3 grandes sistemas: tren motriz, carrocería, y chasis-suspensión. El tren motriz está integrado por el motor que a su vez está conectado a la transmisión, la cual proporciona energía a las llantas (traseras o delanteras) dependiendo de la configuración, la carrocería es la estructura que permite que exista espacio entre los pasajeros, y el chasis-suspensión permite que el vehículo pueda andar y maniobrarse.

El chasis es la estructura diseñada para soportar los componentes del vehículo tales como la carrocería, motor y suspensión. El chasis está formado por 2 largueros y varios refuerzos denominados travesaños unidos en ángulos de 90 grados. Dependiendo del tipo de

vehículo se destina un chasis específico, debido a que tiene una participación significativa en la dinámica, agilidad, estabilidad y confort del mismo.

En la década de 1920 después de un largo camino se hace presente una industria automotriz fija, que utilizó la configuración body-on-frame conocida como chasis independiente, empleada para la construcción de automóviles. Existían 2 razones muy importantes por las que se usaba esta configuración, la primera, porque era más sencillo rediseñar la carrocería año con año, y la segunda por que la industria estaba constituida por dos partes, los que construían el chasis y los que fabricaban la carrocería [3].

En sus primeros modelos el chasis fue fabricado de madera, debido a que las técnicas de construcción de esos años eran rudimentarias, estas actividades provenían de los carpinteros y ebanistas dedicados a la elaboración de carruajes, pero todo cambio en la década de 1930 al implementarse el acero como materia prima definitiva.

Después de la primera guerra mundial Edward Budd inventó una prensa capaz de ejercer una gran presión sobre las hojas de acero, con esta se podía fabricar aletas, capos y suelos, entre otros componentes, esto permitió construir una carrocería entera de acero en una sola pieza. Las partes de acero se soldaban y formaban una estructura fuerte, ligera y resistente que eliminaba los ruidos molestos de los automóviles de la época. Este era el principio de la llamada carrocería autoportante (unibody) [6].

2.3 Tipos de estructuras automotrices

La carrocería, es el conjunto de elementos que representan el perfil de la estructura del automóvil. Entre sus características destacan su rigidez y su capacidad para absorber esfuerzos, golpes y vibraciones, en la Figura 2-5 se ilustra la carrocería de una camioneta.



Figura 2-5. Carrocería de una camioneta [7].

El bastidor es una estructura, conformada por vigas denominados largueros y unidas mediante travesaños por medio de soldadura, atornillados o remachados. Su función es absorber los esfuerzos de flexión y torsión que se generan con el funcionamiento del vehículo, éste se observa en la Figura 2-6 [2, 7].

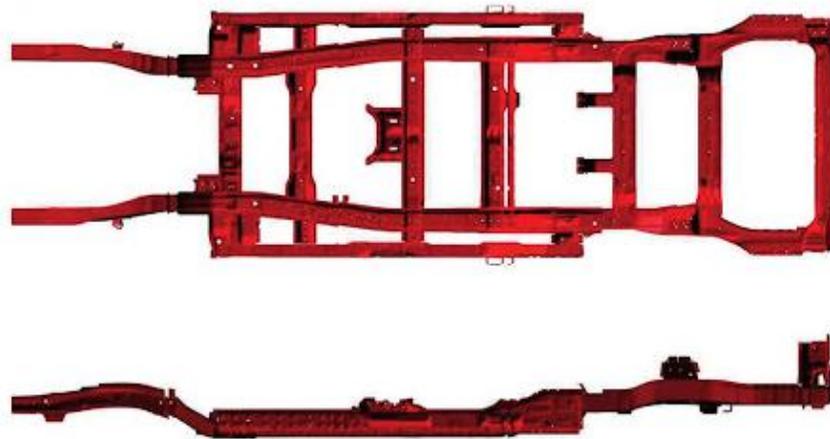


Figura 2-6. Vista frontal y lateral de un bastidor [7].

Se denomina chasis cuando se ensamblan todos los componentes mecánicos (suspensión, transmisión, dirección, motor, frenos, entre otros) en el bastidor. En la Figura 2-7 se muestra el ensamble completo de un chasis con los sistemas correspondientes: tren motriz, suspensión, entre otros.

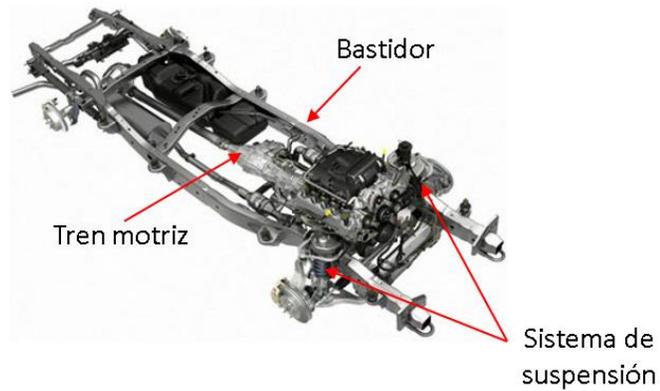


Figura 2-7. Ensamble bastidor, suspensión y tren motriz (chasis) [2].

2.3.1 Tipos de bastidores

Tomando en cuenta el funcionamiento que se planea dar al vehículo, se diseña la geometría del bastidor, dentro de los principales puntos a considerar se encuentran: distribución de carga, flexión, torsión y resistencia. Entre los diseños más comunes de bastidores se encuentran:

- a) **En escalera (H):** consiste en 2 largueros laterales de chapa laminada o embutida y soldada, con perfil en U, paralelos, unidos mediante una serie de travesaños, este tipo de bastidor se usa especialmente en camiones y furgones ligeros, en la Figura 2-8 se ilustra el diseño de un bastidor tipo escalera [7, 8].

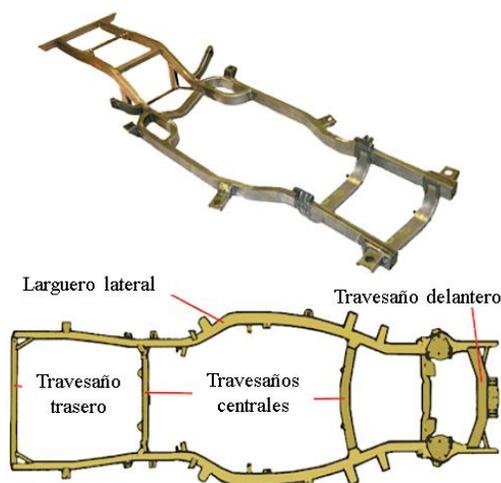


Figura 2-8. Bastidor tipo escalera [7].

b) **De columna (en X):** el bastidor se une por el centro, proporcionando una estructura con excelente rigidez, la cual está diseñada para contrarrestar los puntos de torsión elevada. El travesaño delantero es robusto y éste sirve de fijación a los anclajes de la suspensión delantera, se utiliza principalmente en vehículos de competición, en la Figura 2-9 se aprecia este bastidor [7].

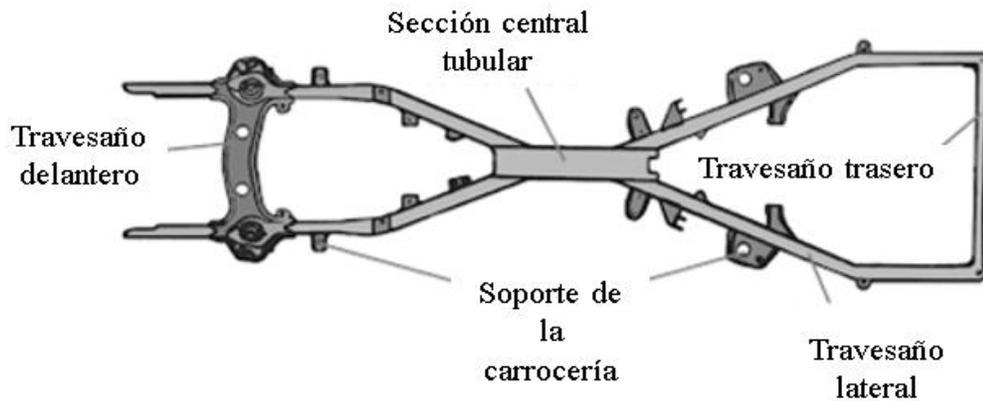


Figura 2-9. Configuración de bastidor en X [7].

c) **Perimétrico:** en este diseño, los largueros soportan a la carrocería en la parte más ancha, lo cual permite una mayor protección para el conductor en caso de un impacto lateral. Esta configuración también cuenta con secciones escalonadas en la parte trasera y delantera, dichas secciones conforman una estructura de caja de torsión, la cual absorbe una gran cantidad de energía en caso de que se presente un impacto frontal. Los travesaños traseros están diseñados para absorber energía en caso de un impacto (Figura 2-10) [7].

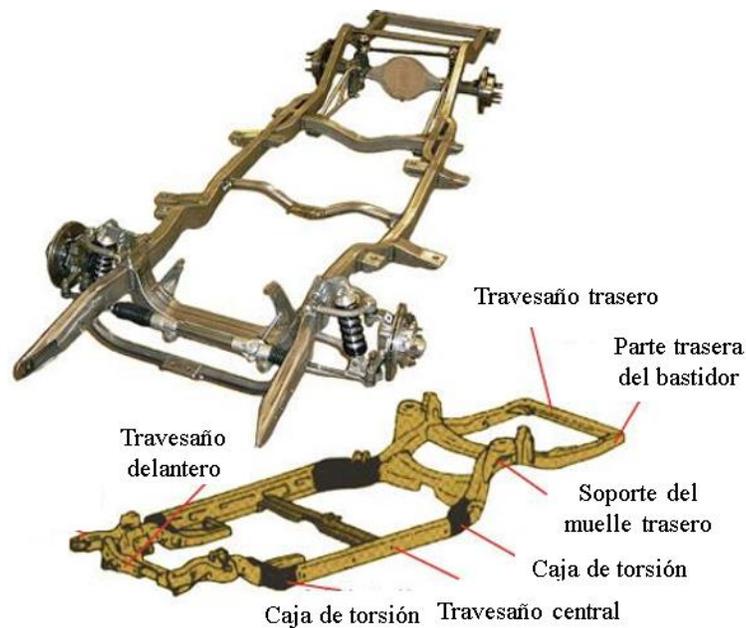


Figura 2-10. Bastidor paramétrico y sus componentes [7].

- d) Tubular:** este tipo de bastidor consta de un armazón conformado por tubos de acero con sección rectangular o circular. Dentro de sus principales características se encuentran la reducción de peso además de una alta rigidez torsional, ésta supera a la suma de la rigidez de un bastidor y una carrocería convencional. Este bastidor se utilizan especialmente para vehículos de competición, no es conveniente su producción en masa, debido a que su manufactura es complicada y tiene un alto costo de producción, este se visualiza en la Figura 2-11 [3].

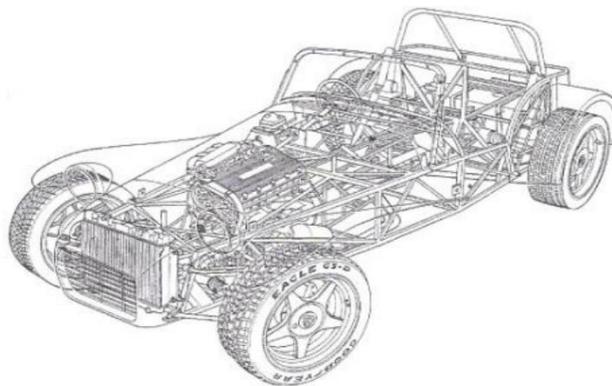


Figura 2-11. Bastidor con configuración tubular [3].

2.4 Chasis Independiente (Body on Frame)

Este tipo de configuración es la más antigua utilizada en vehículos, el ensamble completo del vehículo está formado por 2 estructuras: chasis y carrocería. Generalmente la carrocería constituye la envoltura del vehículo y no colabora en gran medida a la resistencia del mismo, para su ensamble se atornilla al chasis a través de juntas de caucho. Su tiempo de ensamble es corto porque no necesita herramienta especializada y está diseñado para que pueda circular sin carrocería.

El uso de este tipo estructuras se centra principalmente en vehículos para el transporte de mercancía o personas, también se utiliza en vehículos que circulan en caminos de tierra o carreteras en mal estado (todoterreno).

Para los vehículos de carga, el chasis está diseñado con perfiles de sección rectangular, los cuales le permiten soportar los esfuerzos provocados por las cargas de la mercancía, debido a que dichos vehículos no adquieren grandes velocidades y sólo cumplen con su objetivo principal que es transportar la carga, en la Figura 2-12 se ilustra un chasis independiente.



Figura 2-12. Chasis independiente de un vehículo de carga (camión ligero) [9].

Por otra parte, el chasis de los vehículos todo terreno se diseña para absorber esfuerzos provocados por cargas dinámicas (las que se producen al estar conduciendo) y estáticas (peso del vehículo, componentes y pasajeros), de manera que produzca una conducción lo más cómoda posible.

2.5 Carrocería con plataforma chasis

Normalmente es comparada con una estructura de chasis independiente, la plataforma está conformada por el bastidor y láminas de acero, las cuales se unen mediante puntos de soldadura, la plataforma soporta a los componentes mecánicos y la carrocería del vehículo. Dentro de las principales características de este tipo de estructura se encuentran: reducción de peso y un mayor número de componentes desmontables. Se utilizan principalmente en vehículos semi-industriales en la Figura 2-13 se puede observar la plataforma [7, 10].

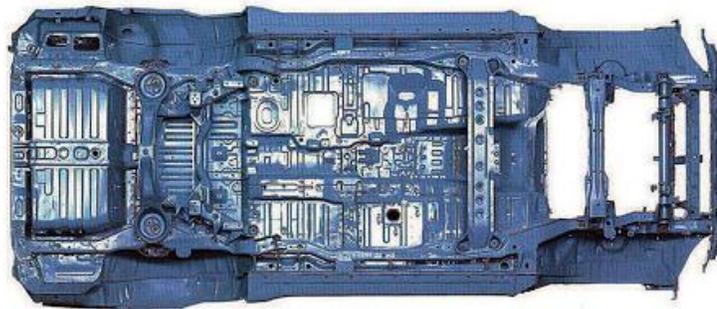


Figura 2-13. Plataforma conformada por bastidor y láminas de acero, unidas mediante puntos de soldadura [10].

2.6 Carrocería autoportante (Unibody)

La idea de este tipo de estructuras surgió de la fabricación de aviones, debido a que ese tipo de estructuras son muy eficientes en aspectos mecánicos y reducción de peso. La carrocería autoportante está conformada por laminas metálicas de diferentes espesores, las cuales se pueden unir con soldadura o remaches, su principal característica es que el chasis y la carrocería están unidos, y en conjunto forman una sola estructura. Desde 1980 la mayoría de los automóviles utilizaban esta configuración.

Los espesores de los componentes varían de acuerdo con su función. Están los elementos estructurales (largueros, travesaños, pilares) desde 1.2 mm a 2.5 mm, por otra parte, se encuentran los elementos que no tienen responsabilidad estructural (puertas, capos, entre

otros) los cuales presentan un espesor entre 0.7 y 0.8 mm de espesor. En la Figura 2-14 se ilustra este tipo de estructura con sus elementos correspondientes [7].



Figura 2-14. Carrocería autoportante [7].

La carrocería está dividida en zonas que cumplen una función específica, entre las cuales se encuentran: zonas rígidas y zonas de deformación programada.

Las zonas rígidas se encuentran ensambladas por láminas de diferente espesor y tamaño, para conseguir la rigidez necesaria con el menor peso. Un ejemplo de este tipo de zonas son las uniones superior e inferior de los pilares con la estructura, en la Figura 2-15 se puede apreciar la zona rígida de un vehículo.



Figura 2-15. Zonas rígidas de una carrocería autoportante, unidas mediante soldadura [6].

Las zonas de deformación programada, se diseñan con el objetivo de absorber y soportar cargas, pero también absorben esfuerzos de deformación y se doblan de acuerdo a la dirección establecida, esto se logra debilitando las partes de las láminas con secciones flexibles o por medio de taladros (Figura 2-16).



Figura 2-16. Zona de deformación programada con secciones flexibles en las esquinas [6].

Dentro de las principales ventajas de este tipo de estructura se encuentran:

- Proporcionan una gran ligereza, estabilidad y rigidez al vehículo.
- Facilitan la fabricación en serie, lo que repercute en una mayor perfección en su fabricación.
- Tienen el centro de gravedad más bajo, por lo que mejoran la estabilidad de la marcha del vehículo.
- El diseño de esta estructura protege a los pasajeros en caso de un accidente, debido a que las zonas rígidas y deformación programada, distribuyen el impacto a través de toda la estructura.

2.6.1 Carrocería autoportante con elementos desmontables

Tal y como su nombre lo indica este tipo de estructuras, brinda la posibilidad de tener elementos desmontables, éstos por lo general se encuentran propensos a choques y de ahí la necesidad de desmontarlos para repararlos o cambiarlos, algunos de ellos son: puertas,

tapa de maletero, capo, aletas delanteras, etc. El número de piezas desmontables debe ser reducido, además, su ubicación debe estar alejada de las zonas críticas para evitar la pérdida de rigidez, en la Figura 2-17 se observa este tipo de estructuras.



Figura 2-17. Carrocería autoportante con elementos desmontables [7].

En la carrocería autoportante con elementos desmontables se utilizan estructuras complementarias como el sub-chasis, esta estructura recibe las fuerzas de las llantas por medio de los brazos de control, también ayuda a sustentar las fijaciones del motor y los elementos de los sistemas de suspensión y dirección, además aporta rigidez y disminuye las vibraciones, en la Figura 2-18 se ilustra la estructura.



Figura 2-18. Estructura complementaria sub-chasis, con elementos de suspensión y dirección [7].

2.6.2 Carrocería autoportante unida por soldadura (monocasco)

El monocasco es una variante de la carrocería autoportante, en donde el número de elementos desmontables es reducido solo a: puertas, capo y tapa del maletero, para obtener la configuración más compacta posible. El suelo está fuertemente unido a la estructura lo que hace que participe en todos los esfuerzos, proporcionando la resistencia necesaria en todos los elementos [7].

El armazón de este tipo de estructura autoportante sustenta los sistemas de suspensión, dirección y tren motriz. Este tipo de estructuras proporciona un buen nivel de protección, en caso de colisiones frontales o traseras de significativa importancia, en la Figura 2-19 se ilustra una estructura monocasco de un auto sedan.

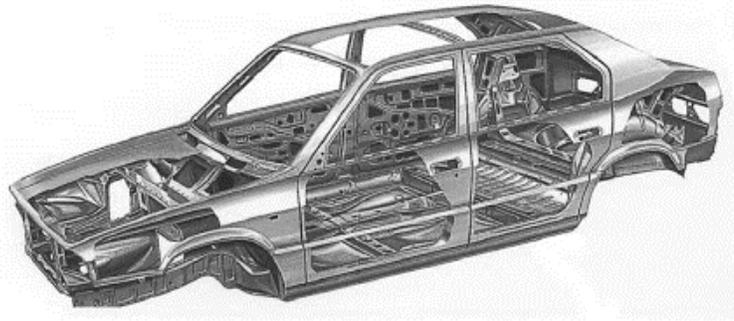


Figura 2-19. Estructura monocasco [7].

2.7 Elementos de una estructura autoportante

En párrafos anteriores se ha descrito con detalle el concepto de estructura autoportante así como de sus sub-divisiones, existe un gran número de componentes o elementos que conforman este tipo de estructuras, los cuales en conjunto proporcionan rigidez y resistencia. Existen varios criterios con los cuales se pueden clasificar los elementos, desde la función que desempeñan, posición, y por fijación de elementos, en la Figura 2-20 se observa de manera detallada cada una de las clasificaciones de este tipo de estructuras.

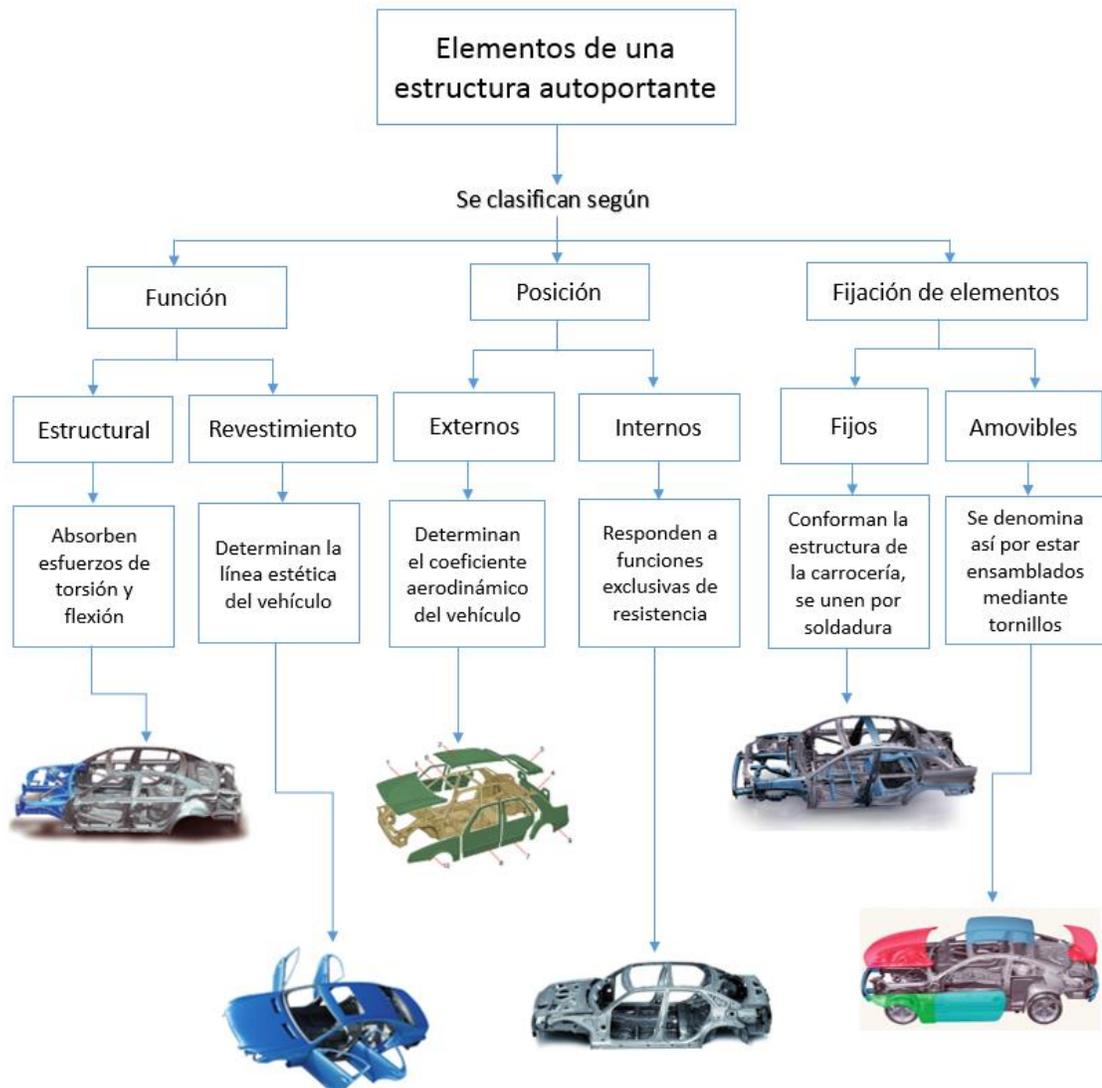


Figura 2-20. Clasificación de los elementos que conforman una estructura autoportante, según su función, posición y fijación de elementos.

2.8 Enganche de remolque (trailer hitch)

Las estructuras automotrices están compuestas por una gran cantidad de componentes, cada uno de ellos con una función en específico. Algunos se instalan de manera adicional para proporcionar ciertas capacidades, donde las más comunes son: arrastre y carga. El componente necesario para realizar dichas actividades se denomina enganche de remolque.

El enganche es un componente que permite conectar remolques a la estructura del vehículo (tractores, vehículos ligeros, entre otros), estos se instalan mediante tornillos tal y como se puede visualizar en la Figura 2-21, sin embargo, en sus inicios se soldaban a la estructura del vehículo.

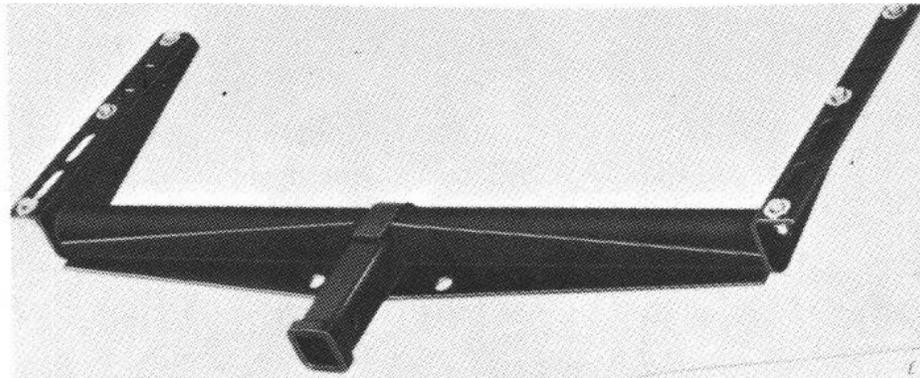


Figura 2-21. Enganche de remolque (trailer hitch) [11].

El uso de enganches está presente desde principios del siglo XX. Un claro ejemplo es el hecho ocurrido en el año de 1916 en el estado de Tennessee, en donde un auto modelo Ford T cayó en un lago y se designó la tarea de rescatarlo a Ernest Holmes, quien junto a 10 hombres tardaron cerca de 8 horas para recuperar el vehículo. A partir de este acontecimiento, Ernest en compañía de dos colegas L.C. Decker y Elmer Gross diseñaron una grúa, la cual tenía la capacidad de remolcar, ésta se instaló a un Cadillac 1913. En los primeros intentos no se obtuvieron buenos resultados, razón por lo cual se añadieron estabilizadores al diseño y finalmente obtuvo éxito, dicho diseño fue patentado por Holmes en el año de 1919, en la Figura 2-22 se puede observar el diagrama de la grúa [12].

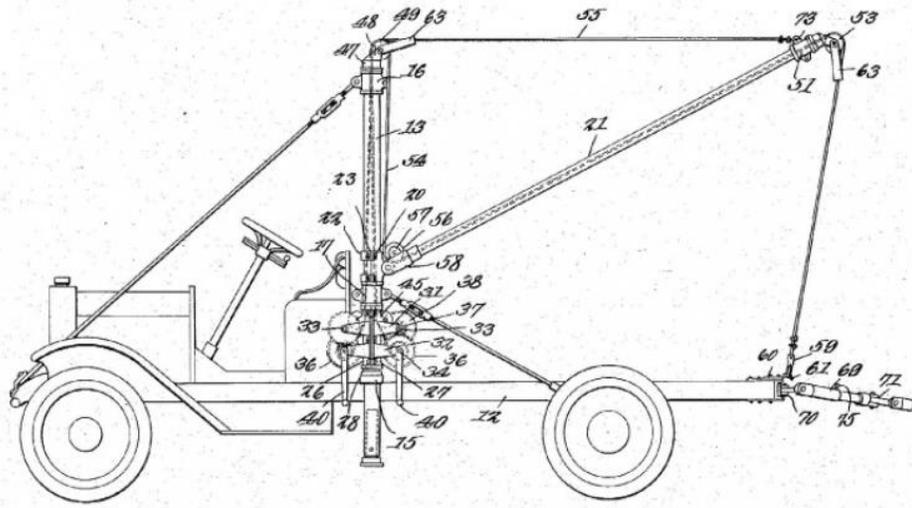


Figura 2-22. Grúa patentada por Ernest Holmes en 1919 [13].

Posteriormente después de la segunda guerra mundial, surgieron una gran cantidad de cambios en cuanto al uso del enganche, ya que antes de la guerra se utilizaba para actividades deportivas, después se empezó a utilizar para actividades cotidianas y viajes, lo cual incrementó la demanda, por lo que muchas compañías de esa época incursionaron en la fabricación de dicho componente. El lugar donde se fabricaban eran pequeños locales que contaban con los equipos básicos para su fabricación, este hecho combinado con la falta de una norma o estándar daban como resultado enganches y acopladores de muy baja calidad [11]. En la Figura 2-23 se puede observar un ejemplo de un acoplador ensamblado a la esfera de enganche, el diseño corresponde a M.D Brice y A.L. Brice patentado en 1918.

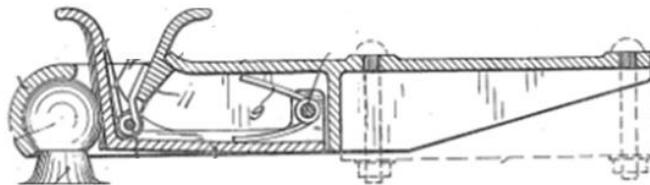


Figura 2-23. Acoplador y esfera de enganche ensamblados, correspondiente a la patente 1254499 por M.D Brice y A.L. Brice [14].

Un acontecimiento que mostró la necesidad de un estándar ocurrió en el año de 1947 cuando se vendió un acoplador, el cual estaba fabricado de fundición de zinc. Éste tenía muy poca ductilidad lo que provocaba que, en condiciones normales de carga este componente fallara. Como resultado de este suceso, el jefe del Consejo Automotriz solicitó a los fabricantes elaborar un estándar, el cual se vio plasmado en el manual de la SAE de 1949, dicho estándar estaba enfocado a los acopladores [11].

Con el transcurso del tiempo el enganche ha sufrido una serie de cambios favorables. En el pasado cuando se adquiría un enganche, éste contaba con los elementos necesarios para instalarlo además de un manual básico, pero aún así era necesario soldarlo con algunos componentes de la estructura del vehículo. Esto causaba debilitamiento y problemas en la estructura. En el año de 1970, dos fabricantes del componente distribuidor de peso mostraron una mejora, la cual consistía en la instalación del enganche completamente con tornillos. En la Figura 2-24 se puede apreciar el modelo utilizando tornillos para el ensamble. Las ventajas de este modelo fueron:

- 1- Los fabricantes eran capaces de realizar las pruebas y diseñar un modelo que cumpliera con los requerimientos de la norma de la SAE.
- 2- Incremento en la calidad de la soldadura y materiales utilizados en la fabricación de los enganches.
- 3- El enganche no requería soldarse a ningún componente de la estructura del vehículo, evitando de esta manera el debilitamiento o daño a la estructura.

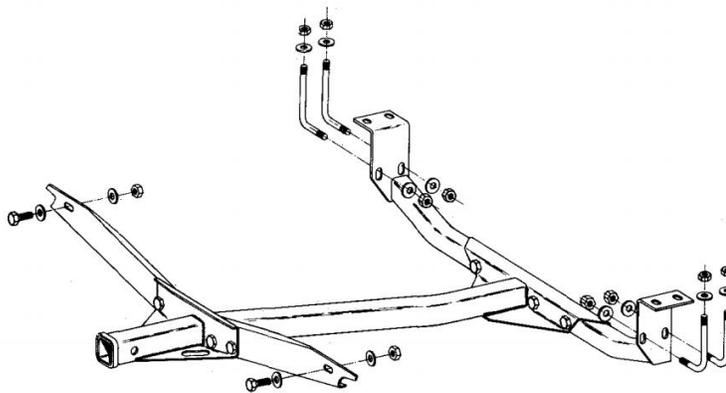


Figura 2-24. Modelo de enganche utilizando tornillos para su instalación [11].

De la misma manera en el año de 1970, se publicaron normas por el departamento de transporte, las cuales ayudaron a regular tanto el uso como la instalación de los enganches, dentro de los principales puntos se mencionan:

- a) El fabricante debe establecer el tamaño de la esfera de enganche (hitch ball) para cada tipo de enganche, esto con el fin de evitar accidentes, al tener grandes remolques con enganches pequeños. Cuando se estandarizó el tamaño de la esfera de enganche, el anterior estándar de acopladores paso a ser obsoleto.
- b) Se requiere de una prueba de instalación y certificación de cada enganche, con un porcentaje de 167% superior al de las pruebas de la SAE.
- c) Etiquetado de especificaciones para enganches, acopladores, cadenas de seguridad y esfera de enganche.
- d) Instalación del enganche utilizando el procedimiento establecido por el fabricante.
- e) El fabricante debe probar el automóvil en pista usando el remolque y enganche, y determinar la velocidad crítica, es decir, en la cual se presentan dificultades de manejo.
- f) El fabricante debe establecer la carga máxima que pueden soportar los remolques, para cada tipo de modelo.
- g) El fabricante debe proporcionar al usuario un diagrama de los puntos de instalación, así como el procedimiento, para cada tipo de modelo [11].

Con el paso del tiempo dicho estándar agregó enganches, cadenas de seguridad, distribuidor de peso, entre otros, lo cual dio como resultado la norma SAE J684. Esta norma es muy útil ya que proporciona los parámetros de diseño necesario para evitar fallas en los componentes y de esta manera prevenir accidentes o condiciones de peligro para los usuarios.

Para seleccionar el enganche adecuado y utilizarlo de manera correcta es necesario conocer ciertas especificaciones del vehículo, éstas son proporcionadas comúnmente por los fabricantes:

Peso bruto del vehículo (Gross vehicle weight rating): es el peso máximo que puede cargar el vehículo, tomando en cuenta el propio peso del vehículo, pasajeros y carga adicional (equipaje, accesorios, entre otros), en la Figura 2-25 se esquematiza este concepto.



Figura 2-25. Peso bruto del vehículo corresponde a la suma del propio peso del vehículo con ocupantes y carga adicional [15].

Peso bruto del remolque (Gross trailer weight): este término corresponde a la suma del peso del remolque más el peso de la carga, éste se observa en la Figura 2-26. Por lo general se encuentra de manera común en la ficha técnica del enganche de remolque, y en las características del vehículo remolcador con el nombre de capacidad de arrastre (towing capacity por su nombre en inglés) [15].



Figura 2-26. Peso Bruto del Remolque es igual a la suma del peso del remolque más la carga [15].

Peso bruto combinado (Gross combined weight rating): este término corresponde a la suma de los términos del peso bruto del vehículo y peso bruto del remolque. En la Figura 2-27 se observa esquemáticamente este término.



Figura 2-27. Peso Bruto Combinado es la suma del peso del vehículo con ocupantes incluyendo el remolque con carga [15].

Peso de extensión (Tongue weight): es la fuerza vertical que ejerce el mismo peso del remolque con dirección hacia abajo en la esfera de enganche, esta carga corresponde normalmente entre 10% y 15% del peso bruto del remolque. La Figura 2-28 muestra cómo actúa el peso de extensión [15].



Figura 2-28. Peso de extensión aplicado por el peso del remolque [15].

Dentro de los términos antes mencionados, se necesitan principalmente dos de ellos para seleccionar el enganche adecuado, los cuales corresponden al peso de extensión y peso bruto del remolque.

Existen otros componentes, que están presentes en el ensamble entre vehículo, enganche y remolque, éstos a su vez determinan el comportamiento tanto estático como dinámico del ensamble, dentro de los cuales se pueden encontrar:

- Base esfera de enganche (ball mount, ver Figura 2-29): está compuesto por un tubo de metal, el cual se introduce dentro del enganche, mediante el cual se sostiene la esfera, éste es fabricado para diferentes capacidades de carga y en varios estilos [15].



Figura 2-29. Base esfera de enganche [15].

- Esfera de enganche: este componente es la conexión inmediata entre el vehículo y el remolque, ver Figura 2-30.

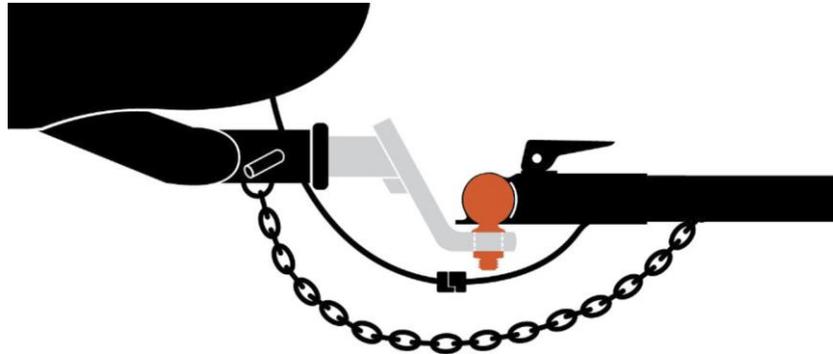


Figura 2-30. Esfera de enganche en ensamblaje vehículo-remolque [15].

- Acoplador: es el mecanismo de conexión del remolque con el cual se ensambla al enganche, en la Figura 2-31 se aprecia el mecanismo [16].

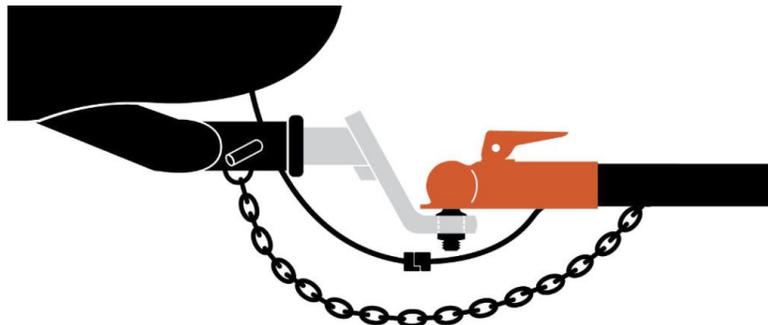


Figura 2-31. Acoplador de remolque instalado en esfera de enganche [15].

- Cadenas de Seguridad: el propósito de este componente es mantener la conexión entre el vehículo y el remolque, aunque se presente la separación del acoplador con la esfera de enganche, en la Figura 2-32 se ilustra la conexión del componente entre vehículo y remolque [16].



Figura 2-32. Cadenas de seguridad [15].

Existen dos dispositivos que pueden ser utilizados para remolcar, ambos son ensamblados al enganche, cada uno tiene características distintas y se ven reflejadas al momento de realizar el ensamble con el remolque y en el comportamiento dinámico del ensamble.

1. Transportador de carga (weight carrying hitch): está conformado por el ensamble entre la base y esfera de enganche, su función principal es conectar el vehículo con el remolque. Este dispositivo concentra todo el peso del remolque en el eje trasero del vehículo remolcador, en la Figura 2-33 se muestra el dispositivo.



Figura 2-33. Transportador de carga [15].

2. Distribuidor de peso (weight distribution hitch): está diseñado para distribuir el exceso de peso de extensión, liberando el exceso de carga del eje trasero para trasladarlo hacia el eje delantero del vehículo, además nivela la carga del remolque. Esto se lleva a cabo mediante las barras resorte, en la Figura 2-34 muestra el dispositivo [16].

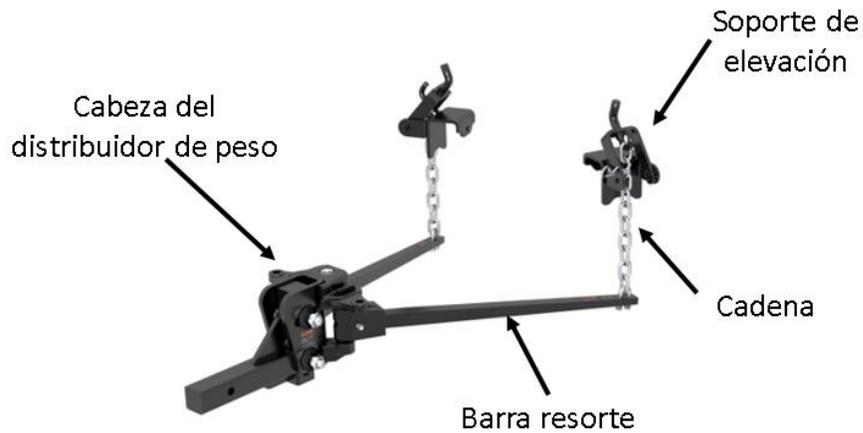


Figura 2-34. Distribuidor de peso y sus componentes [15].

Cabe resaltar que el peso de extensión es un parámetro determinante en el desempeño del vehículo y el remolque. Un caso común es el exceso de peso de extensión que en consecuencia provoca daños al enganche y a la estructura del vehículo, sin mencionar que al conducir se presentan problemas en los sistemas de dirección, tracción y frenos. Para corregirlo se utiliza el distribuidor de peso, en la Figura 2-35 se aprecia la nivelación del sistema de enganche de remolque [16].

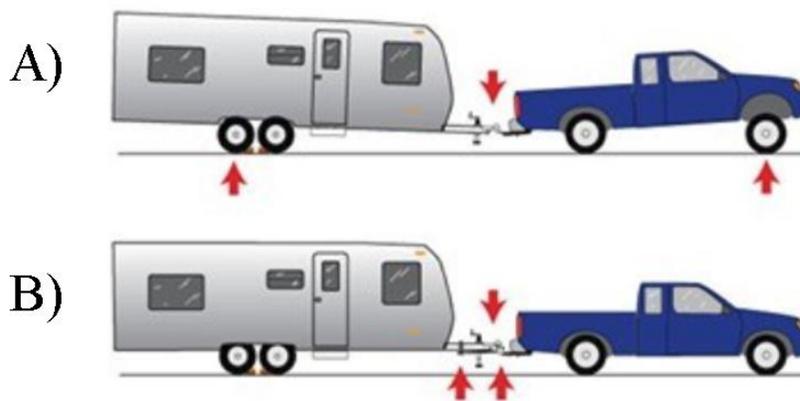


Figura 2-35. A) Ensamble camioneta-remolque con exceso de peso de extensión utilizando transportador de carga, B) Ensamble camioneta-remolque con peso de extensión nivelado utilizando distribuidor de peso [17].

De la misma manera que otros componentes del enganche, el distribuidor de peso es seleccionado con el peso bruto del remolque y peso de extensión correspondiente a las

especificaciones del enganche y vehículo remolcador. Dentro de las capacidades de carga se pueden encontrar a partir de las 500 lb de peso de extensión, debido a que no se consideran riesgosas las cargas por debajo de este rango, además es necesario mantener el equilibrio en el ensamble. Por ejemplo al tratar de disipar un valor muy bajo de peso de extensión produciría un desbalance en el ensamble, adicionalmente un clima con fuerte viento, provocaría un fenómeno de oscilación en el remolque al momento de conducir (existen algunas otras razones que lo producen), en la Figura 2-36 se ilustra el fenómeno. Asimismo, el tener un ensamble vehículo-enganche-remolque en desbalance, produce severos daños a diversos sistemas tales como suspensión, dirección, tracción y frenos. Por esta razón se debe mantener la relación entre 10-15% con el peso de extensión, aún y utilizando distribuidor de peso.

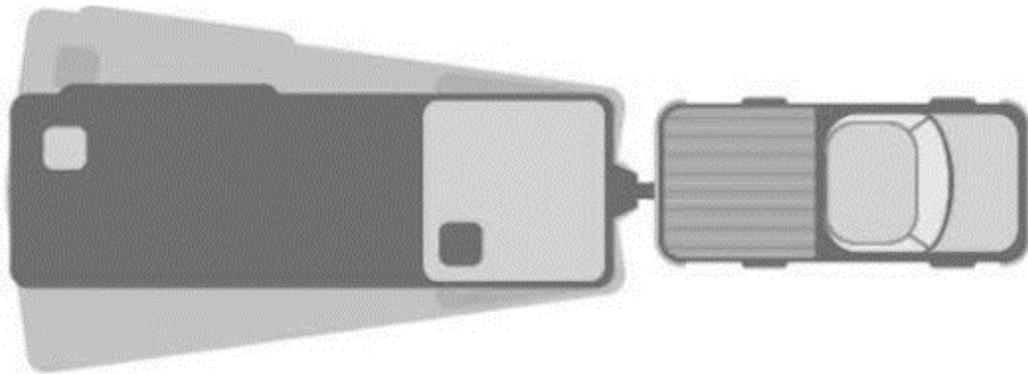


Figura 2-36. Fenómeno de oscilación en el remolque [15].

2.9 Norma SAE J684

Tal y como se mencionó con anterioridad a través del tiempo se han consolidado normas para garantizar la calidad y el uso correcto del enganche, dentro de las cuales se puede mencionar a la norma SAE J684 (vigente actualmente).

La norma SAE J684 contempla enganches, acopladores y cadenas de seguridad empleados por remolques los cuales no excedan el peso bruto de 10000 lb (4540 kg), estos son remolcados generalmente por camiones pequeños, vehículo de pasajeros, camionetas,

entre otros [16]. Esta norma está enfocada principalmente en los remolques que utilizan la esfera de enganche como ensamble entre remolque y vehículo, aunque también pueden ser utilizadas para otros tipos ensambles tales como anillo y pinza.

Tomando como referencia el objeto de estudio, se da énfasis principalmente a la sección del enganche, en la cual norma establece casos de carga, los cuales debe soportar el enganche sin sobrepasar cierto rango de plasticidad. En la Tabla 2-1 se contemplan las fórmulas para obtener las cargas y la dirección en que aplican.

Tabla 2-1. Casos de carga para enganche de remolque correspondientes a la norma SAE J684 [16].

Casos de carga para enganche de remolque				
Caso	Transportador de carga		Distribuidor de peso	
	Fuerza, kN (lb)	Dirección	Fuerza, kN (lb)	Dirección
A	$V = 0.47R + 2.135$ (480)	Hacia abajo	$V = 0.045R + 7.339$ (1650)	Hacia abajo
	$L = 0.47R + 2.135$ (480)	Compresión	$M = 5.762$ (51000)	Ver Figura 2-37
B	$L = 0.23R + 6.805$ (1530)	Tensión	$L = 0.067R + 9.207$ (2070)	Tensión
	$V = 0.15R$	Hacia abajo	$V = 0.15R$	Hacia abajo
C	$L = 0.23R + 6.805$ (1530)	Compresión	$L = 0.067R + 9.207$ (2070)	Compresión
	$V = 0.15R$	Hacia abajo	$V = 0.15R$	Hacia abajo
D	$T = 0.20R + 2.224$ (500)	Hacia la izquierda	$T = 0.20R + 2.224$ (500)	Hacia la izquierda
E	$T = 0.20R + 2.224$ (500)	Hacia la derecha	$T = 0.20R + 2.224$ (500)	Hacia la derecha
F	No aplica	No aplica	$M = 2.367X + 2.372$ (93.2X + 21000)	Ver Figura 2-37
			$V = 0.15R$	Hacia abajo

En la Tabla 2-1 se muestran varios términos, los cuales tienen los siguientes significados: V = fuerza vertical, L = fuerza longitudinal, T = fuerza transversal, M = par de fuerza nivelador, R = peso bruto del remolque que puede ser arrastrado por el enganche, X = peso de extensión que resiste el enganche (tongue weight). Cabe recalcar que si se utilizan unidades en libras se deben emplear los valores que se encuentran entre paréntesis. Las fuerzas máximas aplicadas en cada caso deben mantenerse al menos durante cinco segundos. En la Figura 2-37 se muestra la dirección en cómo deben aplicarse las fuerzas en el enganche.

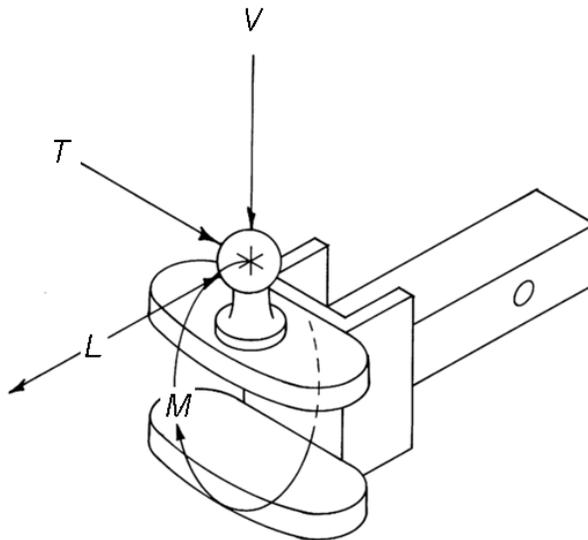


Figura 2-37. Diagrama de aplicación de fuerzas en el enganche de acuerdo a la norma SAE J684 [16].

El criterio de evaluación de la norma establece que el enganche de remolque debe soportar los casos de carga sin incurrir en deformación plástica, de tal manera que la posición del eje de la esfera de enganche, al final de la prueba no sea superior a cinco grados con respecto a la posición original, nominalmente vertical [16].

Capítulo 3. Materiales empleados en estructuras automotrices

En la actualidad existen normas más estrictas correspondientes a las emisiones de dióxido de carbono, por dicha razón se trabaja en la implementación de nuevos materiales que sean más ligeros y resistentes, y que garanticen la seguridad de los usuarios. El presente capítulo describe los tipos de materiales empleados en las estructuras automotrices, así como, las propiedades y características por las que son utilizados.

3.1 Materiales empleados en estructuras automotrices

Existe una extensa variedad de materiales, por lo tanto, es importante definir la función estructural que va a desempeñar el componente y de esta manera seleccionar el material. En general para la construcción de la carrocería se utilizan aceros con diferentes grados de calidad. Para tener un panorama amplio se puede observar la Figura 3-1, donde se muestran diferentes tipos de aceros, así como algunos otros materiales utilizados en componentes de la carrocería.

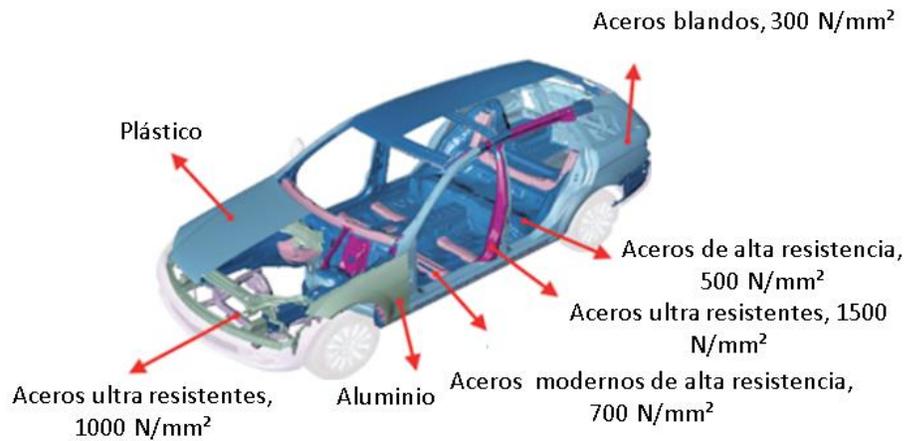


Figura 3-1. Materiales empleados en la carrocería del automóvil (Acero Blando, Acero ultrarresistentes, Acero de alta resistencia, Aluminio, Plástico, entre otros) [7].

Como se mencionó anteriormente, la carrocería está compuesta en su gran mayoría por acero. Por otra parte, existen algunos componentes con baja responsabilidad estructural, por lo que es posible fabricarlos con diferentes materiales como es el caso de polímeros, aluminio, entre otros. Esto permite una reducción significativa en el peso del vehículo. En la Figura 3-2 se presenta un esquema de los materiales empleados en las carrocerías.

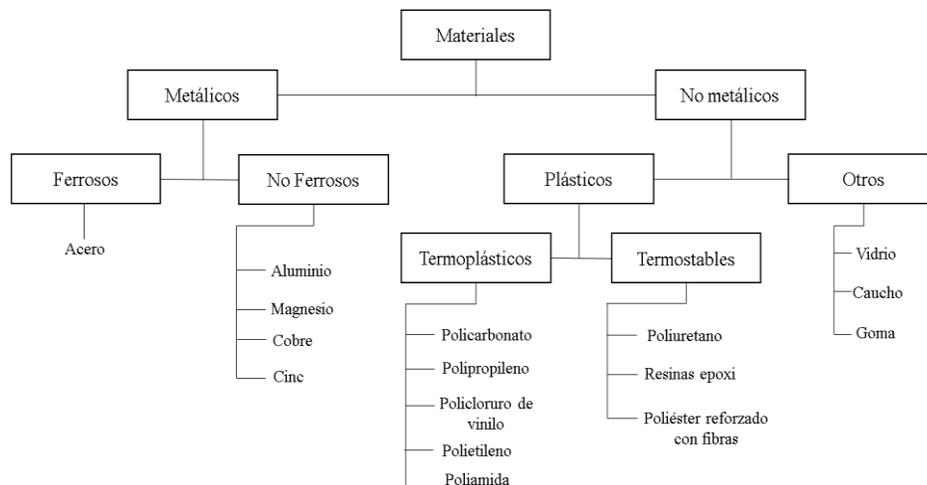


Figura 3-2. Materiales empleados en las carrocerías.

3.2 Propiedades de los materiales

Los materiales empleados en las carrocerías han evolucionado de manera impresionante debido al avance tecnológico. Para realizar una buena selección de materiales es necesario conocer sus propiedades y características. Los materiales poseen un gran número de propiedades, tomando en cuenta el objeto de estudio, se explican las propiedades mecánicas.

Dentro de las propiedades mecánicas en los materiales se pueden mencionar:

- 1- Elasticidad: es la propiedad de los materiales a deformarse al aplicar un esfuerzo sobre ellos y recuperar su forma original. Algunos conceptos relacionados con esta propiedad se encuentran:
 - Módulo de elasticidad: es la relación que existe entre la tensión aplicada y el alargamiento, tomando como referencia la longitud inicial de la probeta, durante el ensayo de tensión.
 - Límite elástico: es la carga máxima que puede aplicarse a un material sin generar deformación permanente (deformación plástica). Para el caso de un ensayo de tensión bajo la norma ASTM E8, al aplicar esta carga se genera una pequeña deformación de 0.2% en las probetas [18]. La Tabla 3-1 se presenta el límite elástico de algunos materiales.

Tabla 3-1. Límite elástico de algunos materiales [7].

Material	Límite elástico (MPa)
Aleaciones de aluminio	150-300
Hierro	200
Acero (0.15% carbono)	280
Acero (0.25% carbono)	300
Acero (0.45% carbono)	400

- Alargamiento de ruptura: se define como el alargamiento máximo que puede soportar un material sin producirse rotura, en el ensayo de tensión.
- 2- Plasticidad: es la propiedad que tiene los materiales a deformarse de forma permanente sin llegar a la rotura. [6, 7]
- 3- Maleabilidad: es la propiedad de los materiales a reducirse en forma de láminas por esfuerzos de compresión (laminado) sin fracturarse. Otros procesos de manufactura relacionados con esta propiedad son el embutido y forja. [6, 7]
- 4- Ductilidad: es la propiedad de los materiales a estirarse antes de romperse al aplicarles un esfuerzo de tensión.
- 5- Tenacidad: es la propiedad de los materiales de absorber energía hasta romperse.
- 6- Resiliencia: es la resistencia que opone un material al romperse por choque, también se define, como la energía que absorbe el material al romperse por un choque [6, 7].

3.3 Tipos de aceros utilizados en estructuras automotrices

El acero presenta excelentes propiedades mecánicas las cuales lo hacen un buen candidato para el uso en estructuras automotrices, dentro de sus cualidades se encuentran: rigidez, buen comportamiento para procesos de conformado, mecanizado, entre otros. Sus propiedades mecánicas pueden mejorar con tratamientos térmicos o modificando su composición química, mediante elementos aleantes. Por ejemplo, el carbono es el elemento que proporciona las características básicas al acero y modificando el porcentaje de éste, se obtienen diferentes propiedades mecánicas [7].

Existe una amplia variedad de aceros utilizados en las estructuras automotrices. A continuación, se presenta un diagrama de la clasificación de los aceros en función del alargamiento y resistencia máxima (Figura 3-3). Posteriormente se describen de forma sintetizada las propiedades de cada uno de ellos.

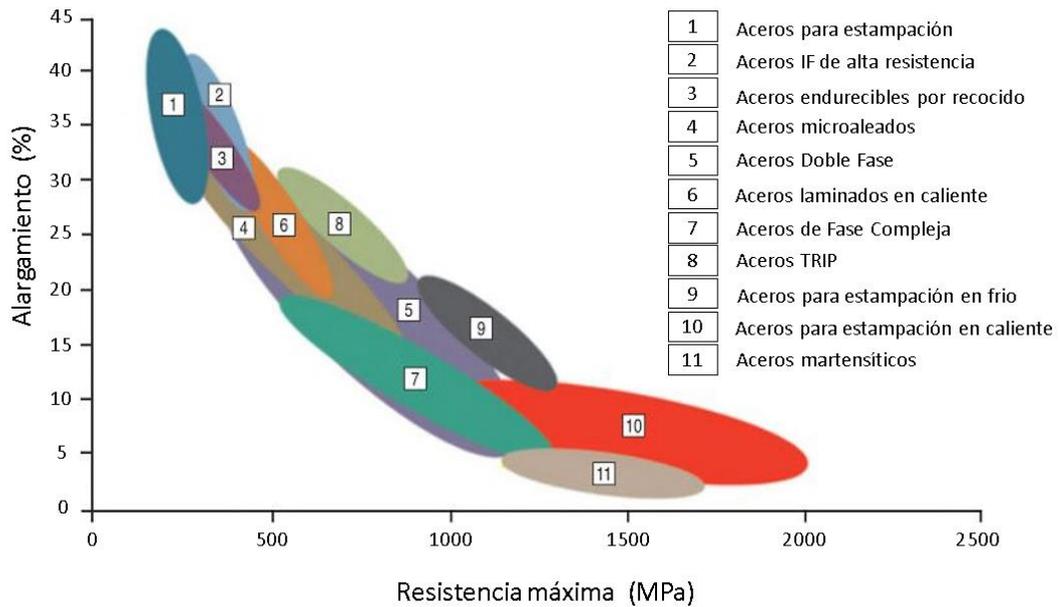


Figura 3-3. Resistencia a la tensión y porcentaje de alargamiento de aceros empleados en estructuras automotrices [7].

- a) Aceros convencionales: poseen una resistencia a la tensión de 210 MPa, son aceros no aleados, con bajo contenido de carbono. Tienen gran facilidad para la deformación en prensas, pero con un bajo límite elástico, por lo cual se incrementa el espesor de los componentes para que sean capaces de soportar los esfuerzos requeridos. Se utilizan en componentes con baja responsabilidad estructural [7,19].
- b) Aceros de alta resistencia (HSS): tienen una resistencia a la tensión de 210-550 MPa, estos aceros se clasifican de acuerdo al mecanismo de endurecimiento utilizado para incrementar su resistencia [20]. Se sub-dividen en:
- Aceros endurecibles por recocido.
 - Aceros Microaleados o aceros de alto límite elástico (ALE).
 - Aceros Refosforados o aceros aleados al fósforo.

c) Aceros de muy alta resistencia (AHSS): tienen una resistencia a la tensión entre 550 y 800 MPa, estos aceros obtienen sus propiedades mecánicas de las diferentes fases que presenta su microestructura (ferrita, martensita, bainita, austenita). La presencia de las diferentes fases se consigue a través de tratamientos térmicos como recocido, temple, revenido y normalizado [21, 22]. Dentro de este grupo se encuentran:

- Aceros Doble Fase (DP).
- Aceros de Plasticidad Inducida por Transformación (TRIP).
- Aceros de Fase Compleja (CP).

d) Aceros de ultra alta resistencia (UHSS): tienen una resistencia a la tensión superior a 800 MPa, se caracterizan por su alta rigidez, la absorción de grandes energías y su alta capacidad para no deformarse. Dentro de esta categoría se encuentran:

- Aceros Martensíticos (MS).
- Aceros al Boro (BS).

En la Figura 3-4 se visualiza una estructura conformada por distintos tipos de aceros, en su mayoría la estructura presenta aceros de alta resistencia debido a que los procesos para manufacturarlos son relativamente baratos. En cambio, los aceros de muy alta resistencia presentan un alto costo de fabricación, razón por la cual se colocan en un porcentaje reducido, pero de manera estratégica en lugares de alta responsabilidad estructural como el ejemplo en los pilares de la carrocería (pilar B), travesaños centrales, entre otros.

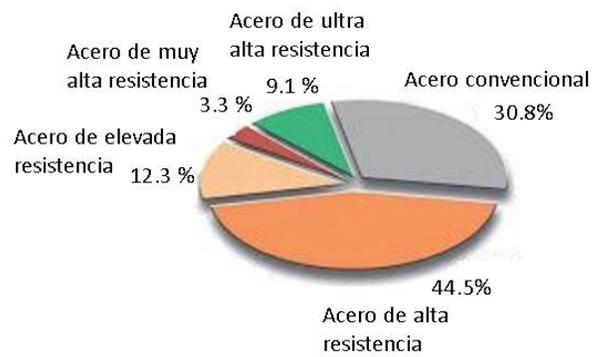
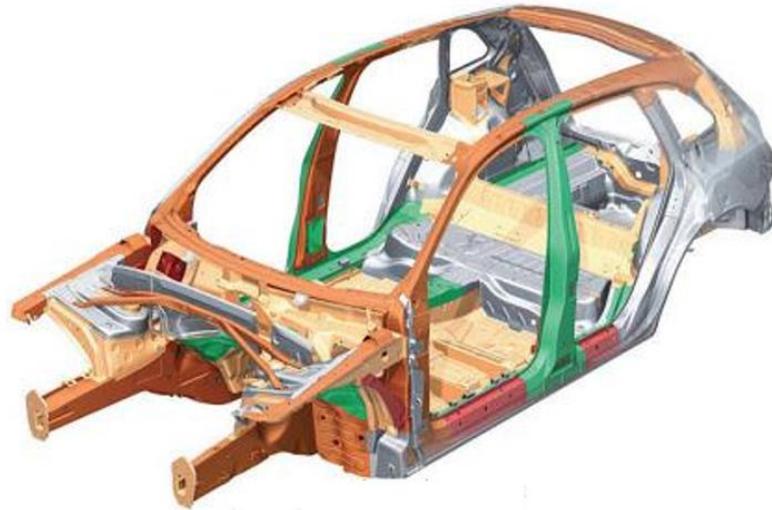


Figura 3-4. Estructura automotriz conformada por aceros de alta resistencia, convencionales y de muy alta resistencia, entre otros [7].

Capítulo 4. Teoría de elasticidad y plasticidad

En general todos los materiales estructurales como el acero, muestran dos comportamientos: elástico y plástico, cada uno de ellos está definido por sus respectivas teorías. La teoría de elasticidad, generalmente se aplica al momento de diseñar estructuras y componentes, los cuales por razones de seguridad requieren mantenerse en la zona elástica del material, para evitar las deformaciones plásticas o permanentes. Mientras que la teoría de plasticidad se aplica para determinar los diferentes comportamientos plásticos, así como los criterios de falla. En el presente capítulo se describen cada una de ellas.

4.1 Elasticidad

Todos los materiales estructurales poseen la propiedad de elasticidad hasta cierto punto, es decir, si las fuerzas aplicadas no sobrepasan el límite elástico, éste regresará a su forma original, sin deformación alguna al momento de retirar las fuerzas.

Para estudiar el comportamiento elástico de los materiales, hay que tomar algunos supuestos para simplificar su análisis. El primero corresponde al considerar al cuerpo

homogéneo con continuidad en su volumen, es decir, que cualquier elemento que sea extraído del cuerpo tiene las mismas propiedades. El segundo es la isotropía, la cual menciona que las propiedades son las mismas en cualquier dirección en un punto dado.

4.2 Esfuerzo y sus componentes

Considerando un cuerpo en equilibrio, el cual es sometido a fuerzas externas (P_1, P_2, P_3, P_4), tendrá como resultado fuerzas internas \vec{F} . Para analizar estas fuerzas se divide el cuerpo en dos partes A y B mediante un plano S , tal y como se observa en la Figura 4-1.

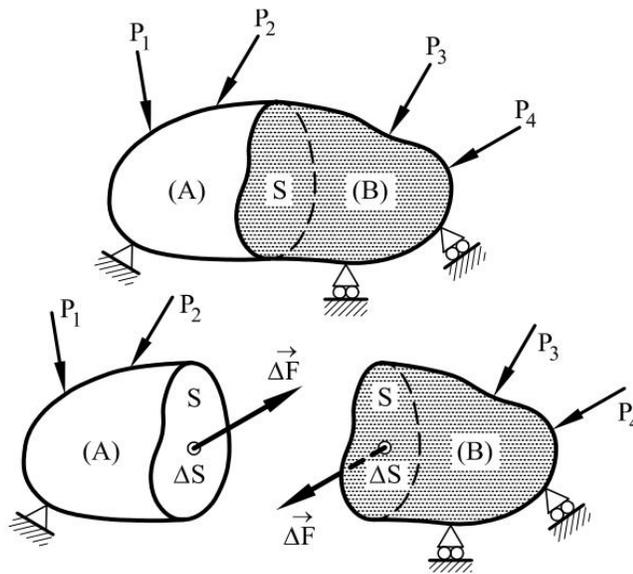


Figura 4-1. Componentes de tensión [23].

Las fuerzas internas producidas en el plano S , tienen la misma magnitud y dirección, pero en sentido contrario. Tomando de la superficie S cualquier punto, se define ΔS como el área donde se encuentra el punto y $\overline{\Delta F}$ como la fuerza que ejerce el cuerpo B sobre el cuerpo A . La fuerza por unidad de área se define como:

$$\overline{\sigma}_m = \frac{\overline{\Delta F}}{\Delta S} \quad (1)$$

Donde $\vec{\sigma}_m$ corresponde al valor de esfuerzo medio del punto considerado en la superficie S . Si se cambia el concepto de área ΔS , por un elemento diferencial dS , se obtiene el esfuerzo en un punto dado de acuerdo a la superficie S :

$$\sigma = \frac{d\vec{F}}{dS} \quad (2)$$

Las fuerzas externas que se aplican a un cuerpo pueden ser de dos tipos: superficiales y volumétricas. Las fuerzas superficiales son aquellas que se distribuyen por toda la superficie del cuerpo como la presión hidrostática o la presión ejercida entre dos cuerpos. Las fuerzas volumétricas son aquellas que se distribuyen por todo el volumen como las fuerzas magnéticas y gravitacionales [24, 25].

El esfuerzo se divide en dos componentes esfuerzo normal σ y esfuerzo cortante τ . En la Figura 4-2 se puede visualizar de manera sencilla como están ubicados las componentes de esfuerzo, en las caras de un cubo con origen O . El esfuerzo normal se identifica con un subíndice, el cual corresponde al eje sobre el cual está actuando por ejemplo σ_x , se considera positiva cuando se encuentra a tensión y negativa en compresión. El esfuerzo cortante a su vez se divide en dos componentes, los cuales para identificarse utilizan dos subíndices, el primero corresponde a la dirección normal y el segundo el eje sobre el cual está actuando, por ejemplo τ_{xy} .

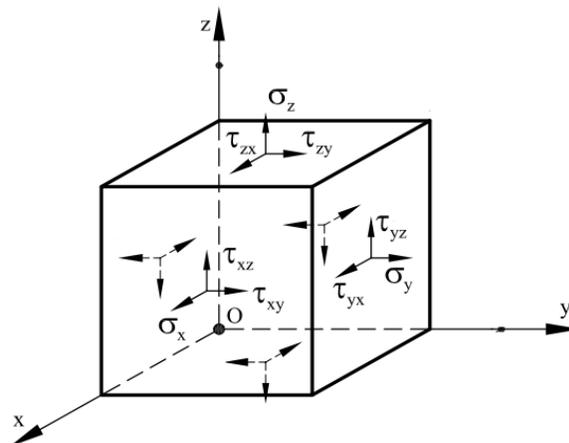


Figura 4-2. Componentes de esfuerzo [24].

En resumen, para representar las componentes de esfuerzo se necesitan tres esfuerzos normales ($\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$) y seis esfuerzos cortantes ($\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}, \tau_{yx}, \tau_{zx}, \tau_{zy}$). El número de esfuerzos cortantes puede ser reducido a tres, a partir del equilibrio de momentos. Tomando como referencia el momento respecto al eje x , además de los esfuerzos cortantes que actúan sobre éste, tal y como se muestra en la Figura 4-3, se calcula el momento con respecto al punto O.

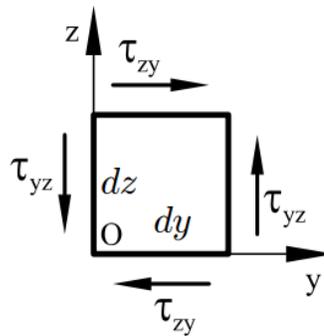


Figura 4-3. Equilibrio de momentos [24].

$$(\tau_{yz} dx dz) dy - (\tau_{zy} dx dy) dz = 0 \quad (3)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} \quad (4)$$

De la misma manera se obtiene:

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} \quad \tau_{xy} = \tau_{yx} \quad (5)$$

4.3 Deformación

Para el estudio de la deformación de un cuerpo elástico, se establece un supuesto donde se menciona que, para la existencia de una deformación, es necesario que las partículas se desplacen. El desplazamiento de las partículas de un cuerpo se divide en tres componentes u, v, w , las cuales son paralelas a x, y, z . Tomando como referencia un elemento de un cuerpo elástico con coordenadas dx, dy, dz , como se muestra en la Figura 4-4. Imagínese un desplazamiento en el eje x , del punto O hacia un punto cercano al A, donde el desplazamiento está definido por:

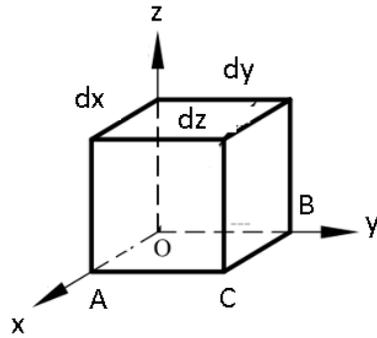


Figura 4-4. Elemento de un cuerpo elástico [23].

$$u + \frac{\partial u}{\partial x} dx \quad (6)$$

La variable u representa el cambio de coordenada y $\frac{\partial u}{\partial x}$ representan el alargamiento específico, al cual se le denomina deformación longitudinal. Al igual que el esfuerzo, en deformación también se presenta la deformación por cortante, ésta se define como el cambio de posición que sufre un ángulo originalmente recto, debido a la deformación. Éste se observa en la Figura 4-5.

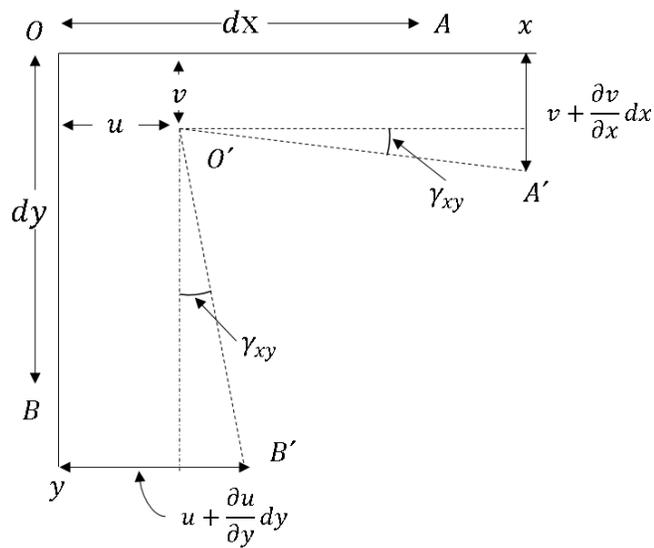


Figura 4-5. Deformación por cortante de un cuerpo elástico [24].

De la figura anterior se puede obtener el valor de la deformación por cortante que ocurre en el ángulo AOB (ángulo recto) al ángulo A'O' B' (ángulo deformado) el cual corresponde a:

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad (7)$$

En resumen, existen seis componentes de deformación, tres deformaciones longitudinales los cuales se representan mediante la variable ϵ y tres deformaciones por cortante que se representan con la variable γ . Para indicar las direcciones en las cuales actúan las componentes de deformación, se utilizan subíndices de la misma manera que las componentes de esfuerzo [26], teniendo como resultado:

$$\begin{aligned} \epsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} & \epsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y} & \epsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} \\ \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} & \gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} & \gamma_{zx} &= \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \end{aligned} \quad (8)$$

La relación anterior se puede expresar de forma matricial de la siguiente manera:

$$\begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} \quad (9)$$

4.4 Ley de Hooke generalizada

Anteriormente se han descrito los componentes de esfuerzo y deformación, los cuales tienen una relación que se conoce como ley de Hooke. Ésta utiliza coeficientes de proporcionalidad que son característicos del material y no dependen de la geometría [23]. La Figura 4-6 representa un paralelepípedo rectangular, isotrópico y homogéneo con aristas paralelas a los ejes coordenados, sometido a esfuerzo normal σ_x , el cual se distribuye uniformemente sobre dos caras opuestas.

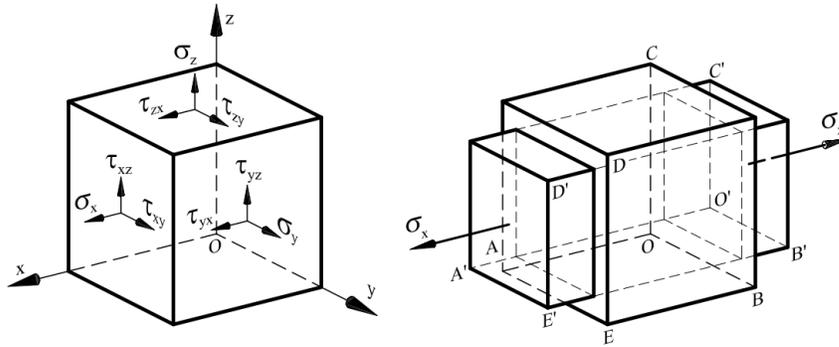


Figura 4-6. Deformación longitudinal producida por una tensión normal [23].

La ecuación que establece la relación entre el esfuerzo normal y la deformación longitudinal, está definida por:

$$\epsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} \quad (10)$$

Donde E representa el módulo de elasticidad del material, el cual es determinado mediante una prueba experimental de tensión o compresión. Asimismo, el alargamiento en el eje x produce contracciones laterales, éstas se representan mediante:

$$\epsilon_y = -\nu \frac{\sigma_x}{E} \quad (11)$$

$$\epsilon_z = -\nu \frac{\sigma_x}{E} \quad (12)$$

Donde ν es el coeficiente de Poisson el cual es una constante del material, éste relaciona la deformación lateral con la deformación longitudinal que se produce bajo un esfuerzo uni-axial, el acero estructural tiene un valor de 0.3. Si el mismo paralelepípedo rectangular es sometido a esfuerzos normales σ_y y σ_z uniformemente distribuidas, es necesario utilizar el principio de superposición para establecer las deformaciones que se producen para cada una de los componentes de esfuerzo [27]. Expresando el resultado de la siguiente forma:

$$\epsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad (13)$$

$$\epsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \quad (14)$$

$$\epsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad (15)$$

De la misma manera existe una relación entre las deformaciones angulares o distorsiones y los esfuerzos cortantes. En la Figura 4-7 se muestra un paralelepípedo el cual, al aplicarle una tensión tangencial cambia a una forma inclinada generado distorsiones.

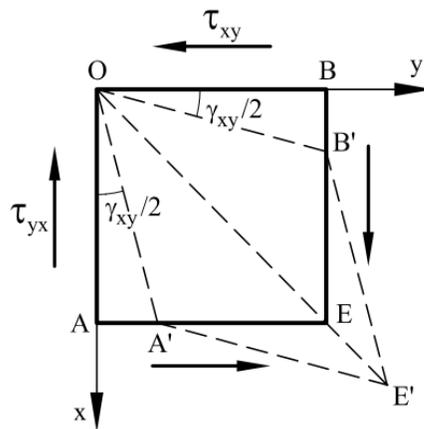


Figura 4-7. Distorsión generada por un esfuerzo cortante [23].

Aplicando la ley de Hooke generalizada, las distorsiones quedan expresadas como:

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} \quad (16)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G} \quad (17)$$

$$\gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G} \quad (18)$$

La variable G corresponde al módulo de corte, el cual es una constante del material. En resumen, las ecuaciones del (13) al (18) representan las ecuaciones constitutivas para materiales isotrópicos.

Las ecuaciones anteriores se pueden invertir para obtener el valor de los esfuerzos [28].

Dando como resultado:

$$\sigma_x = \lambda \epsilon_{vol} + 2\mu \epsilon_x \quad (19)$$

$$\sigma_y = \lambda \epsilon_{vol} + 2\mu \epsilon_y \quad (20)$$

$$\sigma_z = \lambda \epsilon_{vol} + 2\mu \epsilon_z \quad (21)$$

$$\tau_{xy} = \mu \gamma_{xy} \quad (22)$$

$$\tau_{yz} = \mu \gamma_{yz} \quad (23)$$

$$\tau_{zx} = \mu \gamma_{zx} \quad (24)$$

Donde $\epsilon_{vol} = \epsilon_x + \epsilon_y + \epsilon_z$ y las constantes μ y λ son coeficientes de Lamé:

$$\lambda = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)} \quad (25)$$

$$G = \mu = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (26)$$

La ecuación (37) se puede expresar en forma matricial como $\sigma = C\epsilon$, sustituyendo los valores se obtiene:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda + 2\mu & \lambda & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda + 2\mu & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda & \lambda + 2\mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mu \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \quad (27)$$

4.5 Plasticidad

La teoría de plasticidad se encarga del estudio de esfuerzos y deformaciones en materiales dúctiles, que presenta deformaciones plásticas (permanentes) producidas por las cargas aplicadas sobre ellos. La deformación plástica a diferencia de la deformación elástica no solo depende de las cargas o esfuerzos finales, sino también de los valores intermedios, es decir, del historial a lo largo del proceso de la deformación. El problema de plasticidad es, por lo tanto, un incremento en la distorsión final del sólido, como el resultado de la suma total de las distorsiones que se originan en el sólido [29].

La teoría de plasticidad proporciona una relación matemática que caracteriza los incrementos entre esfuerzos y deformaciones, la cual funciona para representar el comportamiento de un material en el rango plástico. La relación está compuesta por tres componentes básicos:

- a) Criterio de cedencia: la deformación plástica tiene origen cuando el material alcanza el esfuerzo de cedencia. Al realizar el cálculo del esfuerzo de cedencia, bajo el efecto de esfuerzos combinados se le llama criterio de cedencia. Este debe ser un invariante, porque no depende de la orientación y se debe eliminar el esfuerzo hidrostático, ya que este no provoca deformación plástica [30, 31]. Los diferentes esfuerzos que determinan la entrada del material en cedencia, forman una superficie de cedencia, la cual en esfuerzos principales se expresa como:

$$F(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) = 0 \quad (28)$$

- b) Regla de flujo: describe la dirección que presenta la deformación plástica cuando ocurre la cedencia. Define la manera en como las componentes individuales de deformación plástica ($\epsilon_x^p, \epsilon_y^p, \epsilon_z^p$) desarrollan la cedencia.

- c) Endurecimiento: describe como la superficie de cedencia se modifica durante el flujo plástico. La superficie de cedencia varía en cada etapa de deformación plástica.

4.6 Modelo elastoplástico

Existe una variedad de modelos plásticos los cuales describen diversos comportamientos en los materiales. Como se ha mencionado con anterioridad el acero es el material utilizado en la investigación, dicho material presenta un comportamiento elastoplástico, es decir, presenta deformaciones recuperables solo hasta el límite elástico, una vez que se exceda este límite se presentaran las deformaciones plásticas o irreversibles.

El comportamiento elastoplástico es disipativo y dependiente de la trayectoria, es decir, la energía de deformación se transforma de manera irreversible en otra forma de energía, generalmente en calor [32]. En la Figura 4-8 se pueden apreciar los diferentes modelos elastoplásticos.

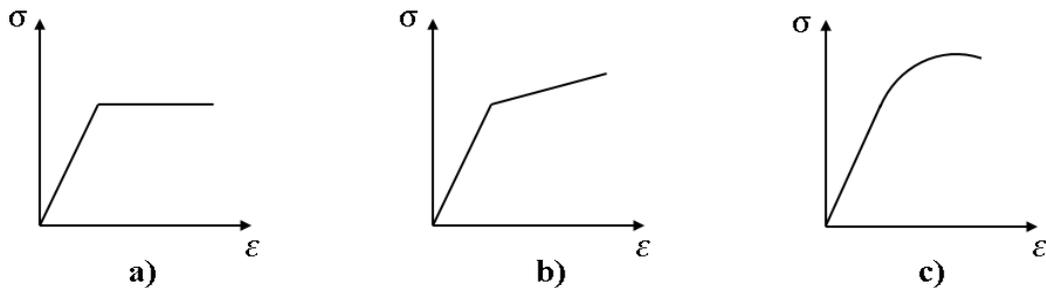


Figura 4-8. Modelos elastoplásticos a) Plástico perfecto, b) Endureciendo por deformación lineal, c) Endureciendo por deformación no lineal [33].

En los modelos elastoplásticos la deformación total es dividida en dos componentes, una de ellas representa las deformaciones en el rango elástico y la segunda las deformaciones plásticas, la cual se expresa como:

$$\epsilon = \epsilon^e + \epsilon^p \quad (29)$$

Donde e y p hace referencia a las componentes elástica y plástica, respectivamente.

4.7 Diagrama esfuerzo-deformación ingenieril

Una forma de determinar el comportamiento elastoplástico de los materiales es mediante un ensayo de tensión uniaxial. Para realizar el ensayo de tensión se necesita de una probeta de tamaño estándar bajo la norma ASTM E8, de la cual se obtienen medidas previas como la longitud calibrada l_0 , así como el diámetro inicial d_0 , el cual se utiliza para calcular el área inicial de la sección transversal A_0 ; en la Figura 4-9 se muestra un ejemplo de la probeta [34, 35].

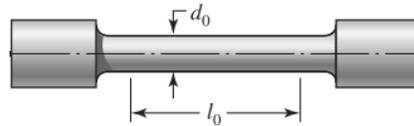


Figura 4-9. Probeta estándar utilizada para ensayo de tensión [35].

Una vez obtenidas las dimensiones de la probeta, se monta en una máquina universal, en donde se aplica lentamente la carga a tensión (P) en ambos extremos de la probeta. De los datos obtenidos de la prueba con respecto a la carga, se puede calcular el valor nominal del esfuerzo con la siguiente expresión:

$$\sigma = \frac{P}{A_0} \quad (30)$$

Asimismo, es posible establecer una relación para determinar la deformación nominal, dividiendo el cambio de longitud ($l - l_0$), donde l representa la longitud producida por la carga entre la longitud calibrada, la cual se expresa de la siguiente manera:

$$\epsilon = \frac{(l - l_0)}{l_0} \quad (31)$$

Al graficar los esfuerzos y deformaciones obtenidas del ensayo, tomando como ordenadas los esfuerzos y abscisas las deformaciones, se obtiene el diagrama esfuerzo-deformación ingenieril. En Figura 4-10 se muestra el diagrama de un acero estructural.

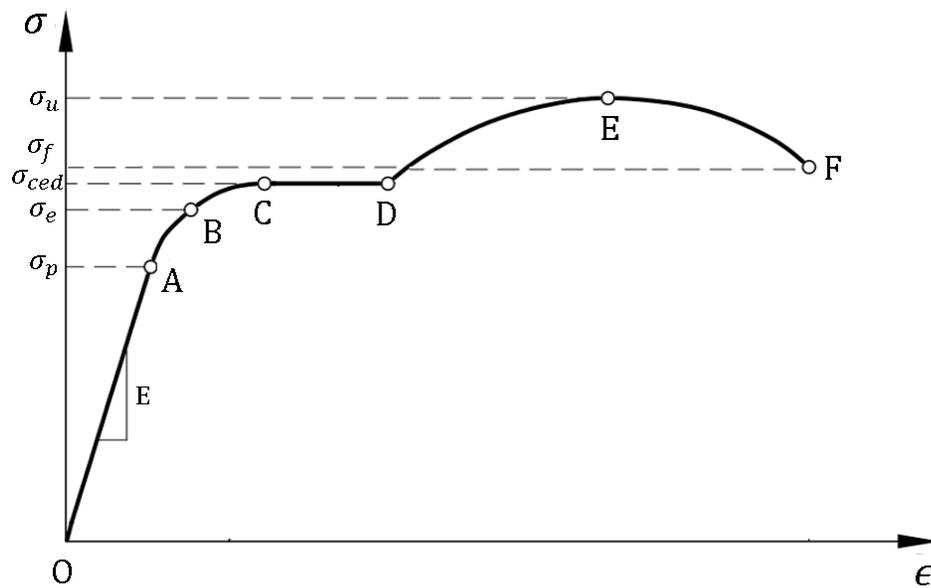


Figura 4-10. Diagrama esfuerzo-deformación ingenieril de un acero estructural [23].

En el diagrama esfuerzo-deformación se observan diferentes zonas y cada una de ellas describen distintos comportamientos del material, dentro de las zonas se encuentra:

- Límite de proporcionalidad (zona O-A): en esta zona la relación entre esfuerzo y deformación es lineal, cumpliendo con la ley de Hooke, la pendiente de la curva se utiliza para determinar el módulo de Young E . Todas las deformaciones producidas hasta el esfuerzo σ_p son reversibles.
- Límite elástico (zona O-B): en esta zona las deformaciones aún son reversibles, se le llama límite elástico al máximo esfuerzo σ_e que se puede aplicar sin que se presenten deformaciones plásticas. En la zona (A-B) el comportamiento aún es considerado elástico, pero no lineal.

- Cedencia (zona C-D): en esta zona inicia la deformación plástica debido al esfuerzo de cedencia σ_{ced} .
- Endurecimiento por deformación (zona D-E): al momento de llegar al esfuerzo de cedencia y aplicar más carga, se tendrá como resultado una curva que se eleva hasta el esfuerzo último o máximo σ_u . Ésta elevación recibe el nombre de endurecimiento por deformación. En esta zona la disminución del área correspondiente a la sección transversal de la probeta es uniforme, sólo hasta el punto donde se encuentra el esfuerzo máximo.
- Estricción (zona E-F): en el punto correspondiente al esfuerzo máximo, la probeta comienza a sufrir una disminución localizada en el área de sección transversal, a este fenómeno se le denomina cuello o estricción. Debido a la disminución del área, la probeta sólo puede soportar una carga decreciente. Esto tendrá como resultado que la curva de esfuerzo-deformación tienda a ir hacia abajo hasta el punto de esfuerzo de fractura σ_f , donde se rompe la probeta.

4.8 Diagrama esfuerzo-deformación real

El diagrama esfuerzo-deformación ingenieril se obtiene mediante el ensayo de tensión, éste supone un área de sección transversal y una longitud calibrada con valores constantes durante todo el ensayo. Esta hipótesis no refleja el comportamiento real, debido a que el área de sección transversal disminuye conforme avanza el ensayo, a excepción de la zona elástica [33, 36].

Para obtener el diagrama esfuerzo-deformación real es necesario tomar en cuenta el cambio de área y longitud de la probeta. Para ello se aplica la suposición de incompresibilidad (volumen constante) en el flujo plástico de los metales, de la cual se obtiene:

$$AL = A_0L_0 \quad (32)$$

Donde A_0 y L_0 corresponden a los valores de área transversal y longitud calibrada inicial de la probeta, así como A y L los mismos valores pero instantáneos en cada momento del ensayo [33]. Empleando esta condición en la deformación unitaria o ingenieril se obtiene:

$$\epsilon = \frac{(l - l_0)}{l_0} = \frac{l}{l_0} - 1 = \frac{A_0}{A} - 1 \quad (33)$$

Despejando A se obtiene:

$$A = \frac{A_0}{1 + \epsilon} \quad (34)$$

Para obtener el esfuerzo real se utiliza la misma fórmula que en el ensayo de tensión, sólo se sustituye el valor del área inicial por el área instantánea, la cual se expresa:

$$\sigma_{real} = \frac{F}{A} \quad (35)$$

Sustituyendo la ecuación (34) en la (35), se obtiene:

$$\sigma_{real} = \frac{F(1 + \epsilon)}{A_0} \quad (36)$$

Simplificando la ecuación:

$$\sigma_{real} = \sigma(1 + \epsilon) \quad (37)$$

Donde σ corresponde al valor de esfuerzo obtenido del ensayo de tensión. De la misma manera, para calcular la deformación real es necesario contemplar los cambios de longitud que sufre la probeta durante el ensayo, la expresión que determina la deformación real está dada por:

$$\epsilon_{real} = \int_{l_0}^l \frac{dl}{l} = \ln\left(\frac{l}{l_0}\right) \quad (38)$$

La expresión anterior se puede simplificar como:

$$\epsilon_{real} = \ln(1 + \epsilon) \quad (39)$$

La variable ϵ representa la deformación obtenida del ensayo de tensión. Las ecuaciones antes mencionadas tienen validez hasta el esfuerzo último, a partir de este punto se presenta el fenómeno de cuello o estricción y desaparece el estado de tensión uniaxial debido a la presencia de tensiones radiales. En la Figura 4-11 se muestra una comparativa entre un diagrama esfuerzo-deformación ingenieril y real.

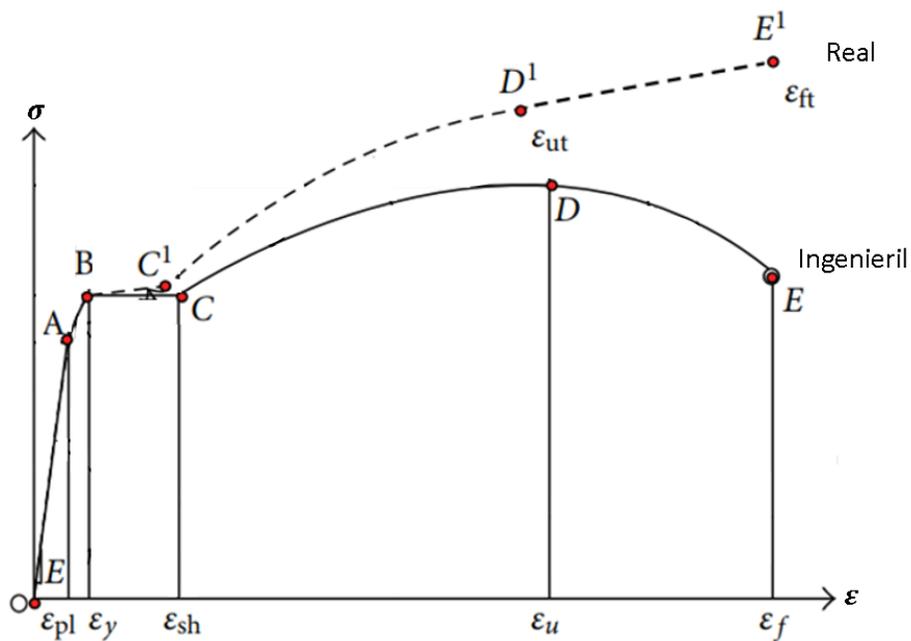


Figura 4-11. Comparativa entre diagramas esfuerzo-deformación ingenieril y real [37].

Una forma de representar el comportamiento elastoplástico completo de los aceros es mediante expresiones matemáticas, como por ejemplo la ecuación de Hollomon, la cual puede predecir el comportamiento plástico de materiales dúctiles [38]. Ésta se expresa como:

$$\sigma = K\epsilon^n \quad (40)$$

Donde K representa el coeficiente de resistencia, n es el coeficiente de endurecimiento por deformación, así como σ y ϵ son el esfuerzo y deformación real.

4.9 Teorías de falla

El estudio de las teorías de falla comenzó en el año de 1776 con Coulomb quien publicó un primer esbozo de una teoría, ésta tenía como objetivo justificar las causas que producen la fractura de los cuerpos. A través del tiempo han surgido un gran número de teorías, las cuales han sido sometidas a diversas pruebas experimentales para comprobar su validez [39].

Las teorías de falla se basan en diferentes conceptos, por ejemplo: energía de deformación, esfuerzos cortantes, deformaciones específicas, entre otros. No existe una teoría de falla universal, debido que el comportamiento de los materiales es diferente, sin embargo, pueden clasificarse en dos grupos: frágiles y dúctiles. Tomando como referencia al acero, éste tiene un compartimento de naturaleza dúctil, pero puede presentar una falla frágil bajo ciertos casos de estudio.

Un material dúctil falla cuando alcanza el esfuerzo de cedencia para una aplicación estructural, porque a partir de este punto se presentan las deformaciones plásticas. Por otra parte, un material frágil falla cuando se presenta la rotura física o fractura.

Las estructuras o componentes por lo general son sometidos a estados de esfuerzos multiaxiales, éstos se contemplan en las teorías de falla. Para simplificar el análisis se toma como referencia la curva esfuerzo-deformación, donde se establece un esfuerzo equivalente, el cual representa el esfuerzo en donde el material falla.

Dentro de las teorías de falla actualmente aceptadas se encuentran [35]:

a) Materiales dúctiles (criterios de cedencia):

- Esfuerzo cortante máximo (Tresca).
- Energía de distorsión (von-Mises).

b) Materiales frágiles (criterios de fractura):

- Esfuerzo máximo principal.
- Mohr-Coulomb frágil.

Tomando como referencia el comportamiento del material de estudio. A continuación, se describen de manera detallada las teorías para materiales dúctiles.

4.10 Teoría del esfuerzo cortante máximo (Tresca)

La teoría establece que la cedencia ocurre, cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento alcanza el valor del esfuerzo cortante máximo que hace que fluya el material, cuando es sometido al ensayo de tensión. Cuando comienza la cedencia en los materiales dúctiles, éstos presentan líneas de desplazamiento a 45°, asimismo, el esfuerzo cortante máximo se encuentra a 45° del eje de tensión, por lo que se deduce que éste es el mecanismo de falla [37, 40].

Si un elemento de un material es sometido a un esfuerzo de cedencia σ_{ced} , es posible calcular el esfuerzo cortante máximo utilizando el círculo de Mohr en condiciones de esfuerzo plano, esto se visualiza en la Figura 4-12. Obteniendo la siguiente expresión:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{ced}}{2} \quad (41)$$

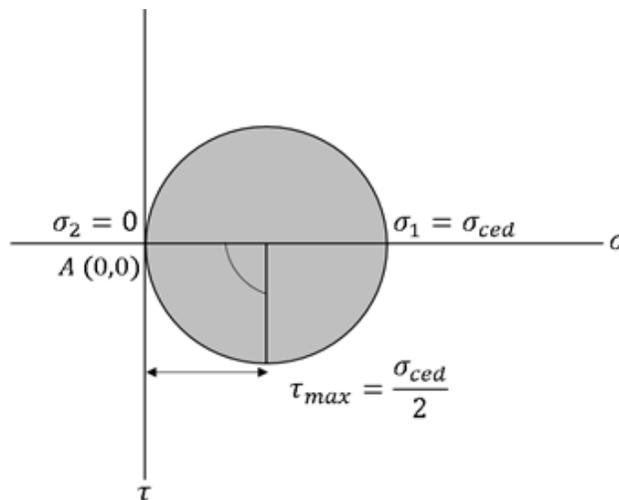


Figura 4-12. Esfuerzo cortante máximo de un elemento, sometido a esfuerzo de tensión uniaxial mediante el círculo de Mohr [34].

De la misma manera se emplea el círculo de Mohr para determinar el esfuerzo cortante máximo de un componente o estructura, los cuales se encuentren sometidos a un estado general de esfuerzos $(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)$, estableciendo $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$. En la Figura 4-13 se muestra el círculo de Mohr para los esfuerzos principales, donde el esfuerzo cortante máximo está definido por el círculo de mayor radio.

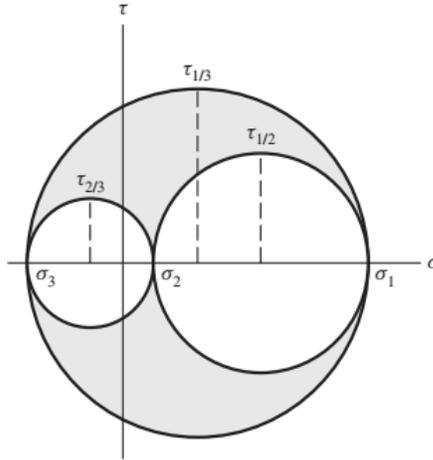


Figura 4-13. Círculo de Mohr para esfuerzos principales [35].

Por lo tanto, el esfuerzo cortante máximo para un estado general de esfuerzos, está dado por la diferencia entre el esfuerzo máximo principal y el mínimo entre dos, esto se expresa como:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (42)$$

La expresión anterior es válida siempre y cuando los valores de los esfuerzos principales sean de signo contrario. En caso que ambos esfuerzos principales tengan el mismo signo, es decir, que ambos se encuentren a tensión o compresión, se modifica la expresión de la siguiente manera:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{max}}{2} \quad (43)$$

4.11 Energía de distorsión (von Mises)

La teoría de energía de deformación predice que la falla por cedencia se presenta cuando la energía de deformación por unidad de volumen, alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la cedencia en tensión o compresión del material [35, 41].

Sin embargo, los resultados obtenidos con esta teoría sobrepasaban los valores de las pruebas experimentales, debido a los esfuerzos hidrostáticos, los cuales provocan cambios de volumen, pero no cambios de forma. De esta manera se planteó la teoría de energía de distorsión, la cual establece que la cedencia está relacionada con la distorsión del elemento.

La energía de deformación por unidad de volumen está formada por dos componentes, la primera es la energía necesaria para provocar un cambio de volumen (u_v), y la segunda por la energía necesaria para distorsionar el elemento (u_d). Ésta se expresa como:

$$u = u_v + u_d \quad (44)$$

Para obtener la energía de distorsión, es necesario conocer previamente los valores de la energía de deformación por unidad de volumen y energía de deformación por cambio de volumen. Tomando como punto de inicio el elemento de un material, el cual es sometido a un estado general de esfuerzos ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$), la energía de deformación por unidad de volumen, está dada por:

$$u = \frac{1}{2} \sigma_1 \epsilon_1 + \frac{1}{2} \sigma_2 \epsilon_2 + \frac{1}{2} \sigma_3 \epsilon_3 \quad (45)$$

Si el material se comporta de forma lineal elástica, se puede aplicar la ley de Hooke a la ecuación (45), obteniendo:

$$u = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)] \quad (46)$$

Por otra parte, para que se produzca la energía de deformación por cambio de volumen es necesario un esfuerzo hidrostático o promedio, el cual está en función de los esfuerzos principales, éste se expresa como:

$$\sigma_{prom} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (47)$$

De tal modo, la energía de deformación por cambio de volumen está dada por:

$$u_v = \frac{(1 - 2\nu)}{6E} (3\sigma_{prom}^2) \quad (48)$$

Sustituyendo y simplificando la ecuación (47) en la (48) se tiene como resultado:

$$u_v = \frac{(1 - 2\nu)(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2}{6E} \quad (49)$$

Entonces la energía de distorsión se obtiene de la diferencia entre energía de deformación por unidad de volumen y la energía de deformación por cambio de volumen, la cual se expresa como:

$$u_d = u - u_v = \frac{1 + \nu}{3E} \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right] \quad (50)$$

De la ecuación anterior se obtiene el esfuerzo von Mises σ' , el cual está dado por:

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (51)$$

Utilizando las componentes x, y, z , de esfuerzo tridimensional, el esfuerzo equivalente (von Mises), puede escribirse como:

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2} \quad (52)$$

La teoría de energía de distorsión no predice falla bajo presión hidrostática y concuerda con todos los datos del comportamiento dúctil, por consiguiente, es la teoría más empleada para estos materiales. Suponiendo el comportamiento de un material dúctil bajo esfuerzo plano, donde el esfuerzo von Mises está dado por:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (53)$$

De la ecuación anterior se puede establecer una relación del esfuerzo cortante y el esfuerzo de cedencia, a partir de la relación $\sigma' \geq \sigma_{ced}$ y estableciendo que para dicho esfuerzo plano $\sigma_x = \sigma_y = 0$, se obtiene:

$$\sigma_{ced} = (3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (54)$$

Sustituyendo y simplificando se tiene como resultado:

$$\tau_{xy} = 0.577\sigma_{ced} \quad (55)$$

Para los materiales dúctiles, los resultados experimentales arrojan valores de la relación entre esfuerzo cortante y esfuerzo de cedencia con un promedio de 0.57, éste valor es muy parecido al obtenido con la teoría de energía de distorsión con un valor de 0.577, lo cual confirma que esta teoría es la más adecuada para materiales dúctiles [39].

Capítulo 5. Método de elemento finito

Los problemas de ingeniería tales como estructurales, térmicos o mecánica de fluidos, son expresados mediante ecuaciones diferenciales. A medida que crece la complejidad del sistema es más difícil obtener la solución analítica; una alternativa para esto, es el uso del método de elemento finito. En este capítulo se explica el método de elemento finito, así como su aplicación a sistemas dinámicos (dinámica de estructuras), tomando en cuenta la no linealidad geométrica además del método de solución para las ecuaciones.

5.1 Historia del método de elemento finito

El concepto de representar un dominio a través de elementos no fue una idea exclusiva del método de elemento finito. Los antiguos matemáticos encontraron la manera de aproximar el valor de una circunferencia, tomando como referencia un polígono inscrito dentro de un círculo. Esto se visualiza en la Figura 5-1, donde cada lado puede ser considerado un elemento. A medida que se incrementaba el número de lados se obtenía un valor más cercano al real, de esta forma se estableció el valor de π con una aproximación de hasta cuarenta dígitos [42, 43].

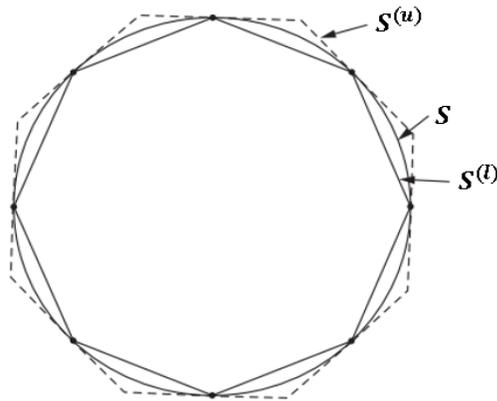


Figura 5-1. Método de aproximación de una circunferencia mediante un polígono inscrito dentro de un círculo, donde S es la circunferencia, $S^{(u)}$ límite superior, $S^{(l)}$ límite inferior [42].

El desarrollo moderno del método de elemento finito comenzó a principios de 1940 en el campo de ingeniería estructural con los trabajos de Hrenikoff, quien propuso el método de armazón para resolver problemas elásticos en un plano, mediante conjunto de barras y vigas. Después en el año 1943 R. Courant utilizó un método para determinar la rigidez torsional en flechas, el cual consistía en dividir la sección transversal en elementos triangulares y mediante interpolación por partes aplicada a los elementos, obtener la solución numérica aproximada [44].

En el año 1956 Turner, Clough, Martin y Topp publicaron uno de los primeros artículos relacionado con elemento finito, en el cual explicaban la forma en que se ensambla la matriz del elemento y las distintas formulaciones de los elementos, pero nunca utilizaron el nombre de elemento finito. Fue hasta 1960 cuando Clough usó el nombre de elemento finito en su publicación, donde utilizó elementos rectangulares y triangulares para análisis de esfuerzo plano.

De forma paralela al desarrollo del método de elemento finito, la tecnología presentó un gran avance entre ellos la computadora, por lo cual en el año 1960 surgió uno de los primeros programas computacionales para análisis de elemento finito creado por Edward Wilson, el programa se limitaba al análisis de esfuerzo en dos dimensiones. Éste fue

ampliamente utilizado debido a que era gratis, puesto que para esa época aún no existía un valor comercial para este tipo de programas, dicho programa demostró la utilidad y versatilidad del método de elemento finito. Posteriormente, en 1965 la NASA financió un proyecto para desarrollar un programa de elemento finito, el cual se dio a conocer como NASTRAN, éste incluía una gran variedad de capacidades. Dentro de las cuales se encontraban: análisis de esfuerzo en dos y tres dimensiones, elementos viga y carcasa (Shell) para el análisis de estructuras complejas y análisis de vibraciones [45].

Anteriormente los trabajos realizados mediante el método de elemento finito correspondían a análisis lineales y con pequeños desplazamientos, fue hasta la década de 1970 cuando se incursionó en análisis no lineales, por ejemplo, Belytschko en 1976, mejoró las técnicas numéricas para resolver el sistema de ecuaciones resultantes de un análisis dinámico no lineal, tomando en cuenta los grandes desplazamientos.

En resumen, no se puede atribuir a una sola persona el desarrollo del método de elemento finito, sino que se ha consolidado a través del tiempo por diversas colaboraciones y trabajos realizados por investigadores e ingenieros.

5.2 Generalidades del método de elemento finito

El método de elemento finito es un método de aproximación, el cual consiste en dividir un dominio en pequeños subdominios llamadas elementos los cuales se encuentra unidos mediante puntos denominados nodos, al proceso de dividir el dominio en pequeños elementos se denomina discretización [46-48].

Diversos análisis en áreas de ingeniería tales como transferencia de calor, estructurales, mecánica de fluidos se expresan a través de ecuaciones diferenciales y con el uso del método de elemento finito es posible transformar el sistema de ecuaciones diferenciales a conjunto de ecuaciones algebraicas al discretizar el dominio, las cuales se pueden expresar en forma matricial, y utilizando la computadora se puede resolver de manera sencilla este sistema de ecuaciones, es por esta razón que es ampliamente utilizado en problemas ingenieriles en los cuales es muy complicado obtener la solución por métodos analíticos.

El método de elemento finito utiliza diferentes tipos de elementos para discretizar el dominio. Para análisis en dos dimensiones utiliza triángulos o cuadriláteros, de la misma manera emplea elementos tetraédricos y hexaédricos para análisis en tres dimensiones. Por otra parte, el análisis de una estructura simple se puede representar mediante el uso de elementos en una dimensión tales como vigas o barras. En la Figura 5-2 se pueden visualizar los elementos antes mencionados.

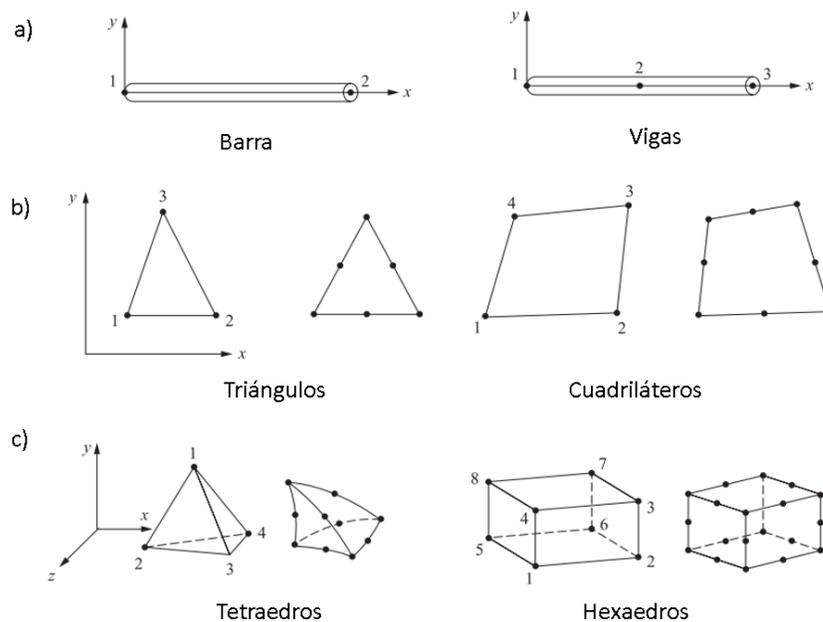


Figura 5-2. Tipos de elementos a) En una dimensión (vigas o barras), b) En dos dimensiones (triángulos y cuadriláteros), c) En tres dimensiones (tetraedros y hexaedros) [44].

El procedimiento para realizar un análisis mediante el método de elemento finito consta de tres pasos fundamentales, las cuales se emplean en todos los análisis sin importar su campo de estudio (estructural, transferencia de calor, mecánica de fluidos) o incógnitas del problema. Estos pasos están integrados en cualquier programa de elemento finito, dichos pasos se mencionan a continuación:

1. Pre-procesamiento: este paso consiste en definir el comportamiento del fenómeno a estudiar, se discretiza el dominio o sistema continuo, es decir, se genera la malla, donde se contempla el tipo de elemento, la geometría del elemento, así como la conectividad entre ellos. De manera adicional, se asignan las propiedades del

material a los elementos. Posteriormente, se establecen las condiciones de frontera, así como las cargas aplicadas y finalmente se selecciona el tipo de análisis.

2. Solución: durante este paso las ecuaciones gobernantes son expresadas en forma matricial, para posteriormente resolverlas y obtener el valor de las variables desconocidas. Los valores obtenidos se sustituyen en otras ecuaciones para encontrar variables adicionales. Por ejemplo, en un análisis estructural las incógnitas del problema son los desplazamientos de los nodos, los cuales se utilizan para obtener las deformaciones mediante las condiciones de compatibilidad y las deformaciones a través de las ecuaciones constitutivas obtiene los valores de esfuerzo.
3. Post-procesamiento: es la etapa correspondiente al análisis de los resultados, en donde se establece si los resultados satisfacen de manera razonable o no el objeto de estudio.

El método de elemento finito tal como se mencionó anteriormente transforma el sistema de ecuaciones diferenciales que rigen a fenómeno en un conjunto de ecuaciones algebraicas. Esto se lleva a cabo empleando diversos métodos los cuales establecen las ecuaciones gobernantes del dominio, designado una ecuación para cada uno de los elementos. Dentro de estos métodos se encuentran:

- Método de Rayleigh-Ritz.
- Método de residuos ponderados.

Una vez obtenidas las ecuaciones del sistema se ensamblan en forma matricial (global), estructurada de la forma $Ku=F$ la cual se debe solucionar para obtener las incógnitas del problema. Dichos métodos son descritos en las siguientes secciones.

5.3 Método de Rayleigh-Ritz

El método de Rayleigh-Ritz es un método variacional el cual utiliza una combinación lineal de funciones de expansión ψ con coeficientes indeterminados a_n , a través de los cuales busca obtener la solución aproximada de un problema [42, 49, 50]. Este método emplea un funcional I el cual es extremizado diferenciándolo para cada uno de los coeficientes a_n , mientras que las funciones de expansión son utilizadas para satisfacer las condiciones de frontera preestablecidas. Tomando en cuenta el principio variacional:

$$I(\phi) = \int F(x, y, \phi(x, y), \phi_x \phi_y) \quad (56)$$

Donde la solución se puede expresar en una serie finita:

$$\tilde{\phi} = \sum_{n=1}^N a_n \psi_n + \psi_0 \quad (57)$$

La ecuación (57) representa la solución aproximada $\tilde{\phi}$ de la solución exacta ϕ , donde ψ_n satisface las condiciones de frontera homogéneas, ψ_0 las condiciones no homogéneas y a_n son los coeficientes a determinarse. Sustituyendo la ecuación (57) en la (56) se obtiene la integral $I(\phi)$ en función de los coeficientes:

$$I(\phi) = I(a_1, a_2, a_3 \dots a_N) \quad (58)$$

Para minimizarlos, se igualan a cero las derivadas parciales en relación a cada uno de los coeficientes de la siguiente forma:

$$\frac{\partial I}{\partial a_n} = 0 \quad n = 1, 2, 3 \dots, N \quad (59)$$

De esta manera se obtiene un sistema de n ecuaciones, a medida que se incrementa el número de ecuaciones la solución aproximada tiende a acercarse al valor de la solución exacta.

Al aplicar el método de Rayleigh-Ritz al método de elemento finito, se asigna un funcional a cada uno de los elementos, los cuales son extremizados de manera separada, para después unirlos y formar un sistema global de ecuaciones, donde las funciones de expansión ahora se conocen como funciones de forma N_i . De esta manera existirán n coeficientes desconocidos para cada uno de los elementos, en donde n representa al número de nodos:

$$u^{(e)} = N_i u_i \quad (60)$$

$$\frac{\partial I^{(e)}}{\partial u_j} = 0 \quad j = 1, 2, 3 \dots, n \quad (61)$$

5.4 Método de residuos ponderados

El método de residuos ponderados es un método de aproximación mediante el cual se pueden establecer las ecuaciones del método de elemento finito sin la necesidad de un funcional, debido a que puede derivar directamente las ecuaciones diferenciales que rigen a un fenómeno. Por lo general, es utilizado cuando en un fenómeno es muy complicado obtener un funcional [42, 51]. Para explicar dicho método, considérese la siguiente ecuación:

$$L(\phi) = g \quad (62)$$

La solución se puede aproximar de la misma manera que en el método de Rayleigh-Ritz. Empleando la ecuación (57) se obtiene la solución aproximada de la ecuación (62), expresada como:

$$L\tilde{\phi} \cong g \quad (63)$$

Al establecer la diferencia entre la ecuación (62) y (63), se obtiene un valor residual R el cual es generado por los errores de aproximación:

$$R = L(\phi - \tilde{\phi}) \neq 0 \quad (64)$$

Dicho valor residual se necesita minimizar, y esto se logra mediante el uso de funciones de ponderación, estas funciones son escogidas de tal manera que la integral del residuo ponderado de la aproximación sea igual a cero, en todo el dominio. La cual se expresa como:

$$\int_{\Omega} w_i R d\Omega = 0 \quad (65)$$

Donde w_i corresponde las funciones de ponderación. Existen una serie de métodos derivados del método de residuos ponderados, los cuales son nombrados de acuerdo a la función de ponderación que estén utilizando. Dentro de estos se encuentra:

- Método de Galerkin ($w_i = N_i$).
- Método de Petrov-Galerkin ($w_i \neq N_i$).
- Método de subdominio ($w_i = 1$).
- Método de mínimos cuadrados ($w_i = \partial R / \partial u_i$).
- Método de colocación ($w_i = \delta_i$).

5.5 Métodos de integración directa para resolver análisis transitorios

Como se ha mencionado a través del capítulo el método de elemento finito es ampliamente utilizado para resolver diversos fenómenos, entre ellos los correspondientes a sistemas dinámicos. Existen dos tipos de análisis para resolver dichos sistemas: análisis modal y análisis transitorio, tomando como referencia el objeto de estudio de esta investigación se explicará de manera detalla el análisis transitorio.

El análisis transitorio tiene como objetivo determinar la respuesta dinámica de un sistema el cual es sometido a cargas dependientes del tiempo [52]. Para resolver este tipo de análisis se emplean métodos de integración directa, los cuales buscan satisfacer la ecuación de equilibrio dinámico de segundo orden, la cual se expresa como:

$$[M]\ddot{u}_t + [C]\dot{u}_t + [K]u_t = f_t \quad (66)$$

Donde $[M]$ es la matriz de masa, $[C]$ matriz de amortiguamiento, $[K]$ matriz de rigidez, \ddot{u} aceleración, \dot{u} velocidad, u desplazamiento y f_t la fuerza aplicada con respecto al tiempo.

Los métodos de integración directa pueden ser implícitos o explícitos. El esquema explícito obtiene el valor de velocidad y desplazamiento al tiempo $t + \Delta t$, en términos que se conocen al inicio del tiempo anterior t , por lo cual no es necesario invertir la matriz de masa y rigidez, de esta manera se omite el hecho de resolver un sistema de ecuaciones simultaneas en cada uno de los pasos de tiempo. Este método es condicionalmente estable, es decir el tamaño del paso del tiempo Δt se calcula automáticamente de manera que este valor sea menor que el paso de tiempo crítico. El valor máximo que puede tomar el paso de tiempo, está relacionado con la velocidad de propagación de la onda de esfuerzo sobre el elemento más pequeño del modelo [52-54].

El esquema implícito requiere invertir la matriz de masa y rigidez, por lo tanto en cada paso de tiempo Δt se resuelve el sistema de ecuaciones simultaneas, esto se ve reflejado en gasto computacional mayor. Este método por lo general es incondicionalmente estable,

por lo cual se puede determinar un valor de paso de tiempo Δt mayor que en el método explícito, cabe mencionar que si se utilizan valores de paso de tiempo pequeños se incrementa la convergencia del análisis pero el gasto computacional también incrementa.

Para determinar el tipo de esquema a utilizar es necesario establecer el comportamiento del fenómeno de estudio, Belytschko identifica a los problemas estructurales como inerciales porque el tiempo de respuesta es largo en comparación con el tiempo requerido para que las ondas atraviesen la estructura [55]. De esta manera, se visualiza al esquema implícito para análisis de fenómenos inerciales (dinámica de estructuras) y el esquema explícito para análisis de propagación de ondas.

Dentro de los métodos de integración directa se encuentra:

Implícito

- Método de Newmark.
- Método de Hilber-Huges-Taylor (HHT).

Explícito

- Método de diferencias centrales.

Estos métodos de integración directa son utilizados en programas computacionales actualmente. A continuación, se explican cada uno de ellos.

5.6 Método de Newmark

En el año 1959 el profesor Nathan M. Newmark desarrolló un método de integración de paso simple el cual tenía como principio la aceleración promedio, con este método se buscaba resolver problemas de dinámica estructural. Con el paso del tiempo se ha modificado y mejorado por otros investigadores [52].

El método de Newmark es un método utilizado para resolver ecuaciones diferenciales como la ecuación de equilibrio dinámico. Para solucionar esta ecuación, Newmark empleó la serie de Taylor con el fin de aproximar los valores de velocidad y desplazamiento al tiempo $n + 1 = t + \Delta t$. Las ecuaciones de velocidad y desplazamiento se expresan de la siguiente manera:

$$\dot{u}^{n+1} = \dot{u}^n + \Delta t[(1 - \gamma)\ddot{u}^n + \gamma \ddot{u}^{n+1}] \quad (67)$$

$$u^{n+1} = u^n + \Delta t\dot{u}^n + \Delta t^2 \left[\left(\frac{1}{2} - \beta \right) \ddot{u}^n + \beta \ddot{u}^{n+1} \right] \quad (68)$$

Como se puede observar las ecuaciones (67) y (68) no se pueden solucionar a menos que se conozca el valor de la aceleración al tiempo $n + 1$ (\ddot{u}^{n+1}). Por tanto, es necesario reorganizar las ecuaciones. Como primer paso se establece una diferencia entre dos pasos de tiempo consecutivos ($n + 1$) y (n) para desplazamiento, velocidad, aceleración y fuerza. La diferencia entre los pasos de tiempo consecutivos de cada uno de los términos antes mencionados, están dados por las siguientes ecuaciones de incrementos:

$$\Delta u^n = u^{n+1} - u^n \quad (69)$$

$$\Delta \dot{u}^n = \dot{u}^{n+1} - \dot{u}^n \quad (70)$$

$$\Delta \ddot{u}^n = \ddot{u}^{n+1} - \ddot{u}^n \quad (71)$$

$$\Delta f^n = f^{n+1} - f^n \quad (72)$$

Una vez obtenidas las diferencias, se reorganiza la ecuación de desplazamiento (68) para ser expresada como la ecuación de incremento en desplazamiento al aplicar las ecuaciones (69) y (71), teniendo como resultado:

$$\Delta u^n = \Delta t \dot{u}^n + \frac{\Delta t^2}{2} \ddot{u}^n + (\beta \Delta t^2) \Delta \ddot{u}^n \quad (73)$$

A partir de la ecuación (73) se puede despejar y obtener la ecuación de incremento en aceleración al multiplicar el termino $(1/\beta \Delta t^2)$ por ambos lados de la ecuación:

$$\Delta \ddot{u}^n = \frac{\Delta u^n}{\beta (\Delta t)^2} - \frac{1}{\beta \Delta t} \dot{u}^n - \frac{1}{2\beta} \ddot{u}^n \quad (74)$$

De la misma manera para expresar la ecuación de velocidad como ecuación de incremento en velocidad, se sustituye el valor de ecuación (74) y (70) en la ecuación (67) y reacomodando términos se obtiene:

$$\Delta \dot{u}^n = \frac{\gamma}{\beta \Delta t} \Delta u^n - \frac{\gamma}{\beta} \dot{u}^n + \Delta t \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta} \right) \ddot{u}^n \quad (75)$$

Finalmente se sustituyen los términos de las ecuaciones de incrementos por los términos de aceleración, velocidad, desplazamiento y fuerza para un tiempo t en la ecuación de equilibrio dinámico (66), teniendo como resultado:

$$M \Delta \ddot{u}^n + C \Delta \dot{u}^n + K \Delta u^n = \Delta f^n \quad (76)$$

Sustituyendo los valores de la ecuación (74) y (75) en la ecuación (76), se obtiene:

$$\left[\frac{[M]}{\beta \Delta t^2} + \frac{\gamma [C]}{\beta \Delta t} + K \right] \Delta u^n = \Delta f^n + \left[\frac{[M]}{\beta \Delta t} + \frac{\gamma [C]}{\beta} \right] \dot{u}^n + \left[\frac{[M]}{2\beta} + \Delta t \left(\frac{\gamma}{2\beta} - 1 \right) [C] \right] \ddot{u}^n \quad (77)$$

La ecuación (77) se puede expresar en forma simplificada de la siguiente manera:

$$[\hat{K}] \Delta u^n = \{\hat{F}\} \quad (78)$$

Tal y como se puede apreciar dentro de las ecuaciones del método de Newmark se muestran dos parámetros β y γ , los cuales determinan la precisión y estabilidad del método. Los valores designados para estos parámetros generan métodos derivados, dentro de lo más conocidos el método de aceleración lineal y el método de aceleración constante [56, 57].

El método de aceleración lineal tiene un esquema implícito y precisión de segundo orden además es condicionalmente estable, esta razón es por la cual no es comúnmente utilizado. Este método se caracteriza por tener valores de $\beta = 1/6$ y $\gamma = 1/2$.

El método de aceleración constante tiene un esquema implícito y precisión de segundo orden, a diferencia del método anterior, éste es incondicionalmente estable. Este método se utiliza para resolver problemas de dinámica de estructuras y emplea valores de $\beta = 1/4$ y $\gamma = 1/2$.

Al realizar un análisis dinámico se pueden presentar modos de alta frecuencia los cuales dificultan la solución del análisis, éstos se pueden presentar por problemas de contactos; la selección de un paso de tiempo pequeño no solucionaría la situación, al contrario, incrementaría la dificultad por lo cual es necesario amortiguar estos modos, los métodos de aceleración lineal y aceleración constante no poseen esta propiedad de amortiguamiento. En conclusión estos métodos no son recomendables para análisis con problemas de contactos [58, 59].

$$\dot{u}^n = \frac{1}{2\Delta t}(u^{n+1} - u^{n-1}) \quad (79)$$

Para determinar la aceleración en un tiempo medio n , primero se debe establecer el valor de velocidad a un tiempo $n - 1/2$ y $n + 1/2$, las cuales se expresan de la siguiente manera:

$$\dot{u}^{n-1/2} = \frac{1}{\Delta t}(u^n - u^{n-1}) \quad (80)$$

$$\dot{u}^{n+1/2} = \frac{1}{\Delta t}(u^{n+1} - u^n) \quad (81)$$

Una vez obtenidas las velocidades se puede expresar la aceleración a un tiempo medio n de la siguiente manera:

$$\ddot{u}^n = \frac{1}{\Delta t}(\dot{u}^{n+1/2} - \dot{u}^{n-1/2}) \quad (82)$$

Sustituyendo las ecuaciones (80) y (81) en la ecuación (82), se obtiene:

$$\ddot{u}^n = \frac{1}{\Delta t^2}(u^{n-1} - 2u^n + u^{n+1}) \quad (83)$$

Tal y como se puede observar en la ecuación (79) y (83), la velocidad y aceleración están expresadas en base a los desplazamientos. Posteriormente, se emplea la ecuación de equilibrio dinámico y sustituye el tiempo t por n , teniendo como resultado:

$$[M]\ddot{u}^n + [C]\dot{u}^n + [K]u^n = f^n \quad (84)$$

Sustituyendo los valores de las ecuaciones (79) y (83) en la ecuación (84) y despejando, se obtiene:

$$\left(\frac{[M]}{\Delta t^2} + \frac{[C]}{2\Delta t}\right)u^{n+1} = f^n - \left([K] - \frac{2[M]}{\Delta t^2}\right)u^n - \left(\frac{[M]}{\Delta t^2} - \frac{[C]}{2\Delta t}\right)u^{n-1} \quad (85)$$

En la ecuación (85) se puede visualizar que el desplazamiento al tiempo $n + 1$, se calcula a partir de los desplazamientos previos u^n y u^{n-1} , este esquema de integración es conocido como esquema de integración explícito. Además, no es necesario actualizar las matrices de masa $[M]$ y rigidez $[K]$ en cada uno de los pasos de tiempo, lo cual reduce el costo computacional.

El uso de este método se justifica para problemas de propagación de ondas así como también para aplicaciones de choque y procesos de formado en los cuales los efectos de la matriz de amortiguamiento $[C]$ es depreciable [60].

5.8 Método de Hilbert-Hughes-Taylor

El método de Hilbert-Hughes-Taylor (HHT) es una extensión del método de Newmark, la principal característica del método HHT es la amortiguación numérica para controlar los modos de alta frecuencia, sin degradar la precisión de segundo orden, en contraste al método de Newmark, el cual pierde la precisión de segundo orden al introducir amortiguación numérica [60-62]. El método HHT emplea las mismas ecuaciones que el método de Newmark correspondientes aceleración, velocidad y desplazamiento, pero la ecuación de equilibrio dinámico se ve modificada, esta se expresa de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} [M]\ddot{u}^{n+1} + (1 + \alpha)[C]\dot{u}^{n+1} - \alpha[C]\dot{u}^n + (1 + \alpha)[K]u^{n+1} - \alpha[K]u^n \\ = (1 + \alpha)f^{n+1} - \alpha f^n \end{aligned} \quad (86)$$

Como se mencionó con anterioridad el método HHT utiliza las mismas ecuaciones que método de Newmark por consiguiente se pueden emplear en la ecuación (86) y para

simplificar aún más dicha ecuación se emplea el siguiente incremento de fuerza, el cual expresa:

$$\Delta F = (1 + \alpha)f^{n+1} - \alpha f^n \quad (87)$$

Sustituyendo lo valores de aceleración, velocidad y desplazamiento al tiempo $n + 1$ por los términos de las ecuaciones de incrementos y aplicando la ecuación (87) en la ecuación (86) se tiene como resultado:

$$[M]\Delta\ddot{u}^n + (1 + \alpha)[C]\Delta\dot{u}^n + (1 + \alpha)[K]\Delta u^n = \Delta F + \alpha[C]\dot{u}^n + \alpha[K]u^n \quad (88)$$

Empleando los valores de la ecuaciones (74) y (75) en la ecuación (88) y simplificando se obtiene la siguiente forma:

$$[\hat{K}]\Delta u^n = [\hat{F}] \quad (89)$$

Donde $[\hat{K}]$ y $[\hat{F}]$ están dados por:

$$[\hat{K}] = \left[(1 + \alpha)[K] + (1 + \alpha)\frac{\gamma}{\beta\Delta t}[C] + \frac{1}{\beta\Delta t^2}[M] \right] \quad (90)$$

$$\begin{aligned} [\hat{F}] = & \Delta F + \alpha[K]u^n + \left[\frac{1}{\beta\Delta t}\dot{u}^n + \frac{1}{2\beta}\ddot{u}^n \right] [M] \\ & + \left[(1 + \alpha)\frac{\gamma}{\beta}\dot{u}^n - (1 + \alpha)\left(1 - \frac{\gamma}{2\beta}\right)\Delta t\ddot{u}^n + \alpha\dot{u}^n \right] [C] \quad (91) \end{aligned}$$

En las ecuaciones anteriormente expuestas se observa el término α , este proporciona amortiguamiento numérico y estabilidad al sistema, a menores valores de α los cuales son valores negativos, se incrementa el amortiguamiento numérico. Para que el método de HHT sea incondicionalmente estable y tenga segundo orden de precisión se utilizan estos valores $-\frac{1}{3} \leq \alpha < 0$ y los correspondientes a γ y β se calculan mediante:

$$\gamma = \frac{(1 - 2\alpha)}{2} \quad (92)$$

$$\beta = \frac{(1 - \alpha)^2}{4} \quad (93)$$

El método HHT es incondicionalmente estable y tiene un esquema implícito. Por lo tanto, resuelve un sistema de ecuaciones en cada paso de tiempo, es ampliamente utilizado para problemas de dinámica estructural en los cuales se presenta modos de alta frecuencia, los cuales pueden ser generados por problemas de contacto o por las altas no linealidades del sistema. Este método es empleado por diversos programas, entre ellos, ABAQUS.

5.9 No linealidad geométrica

En el método de elemento finito la geometría puede ser considerada como lineal y no lineal. Cuando la geometría es lineal las ecuaciones de equilibrio se plantean de acuerdo a la forma original del componente. Por otra parte, si la geometría es considerada no lineal las ecuaciones de equilibrio serán planteadas de acuerdo a la geometría deformada y para tomar en cuenta este cambio en la geometría, es necesario redefinir la relación esfuerzo-deformación.

La no linealidad geométrica se puede dividir en dos categorías: pequeñas y grandes deformaciones. La no linealidad geométrica debida a pequeñas deformaciones está relacionada con análisis en los cuales la geometría es sometida a pequeñas o grandes rotaciones. Mientras que la no linealidad geométrica debida a grandes deformaciones está relacionada a análisis de procesos de formado o aquellos en los cuales se presenta la deformación plástica del componente [33]. En la Figura 5-5 se aprecian ejemplos de estas categorías.

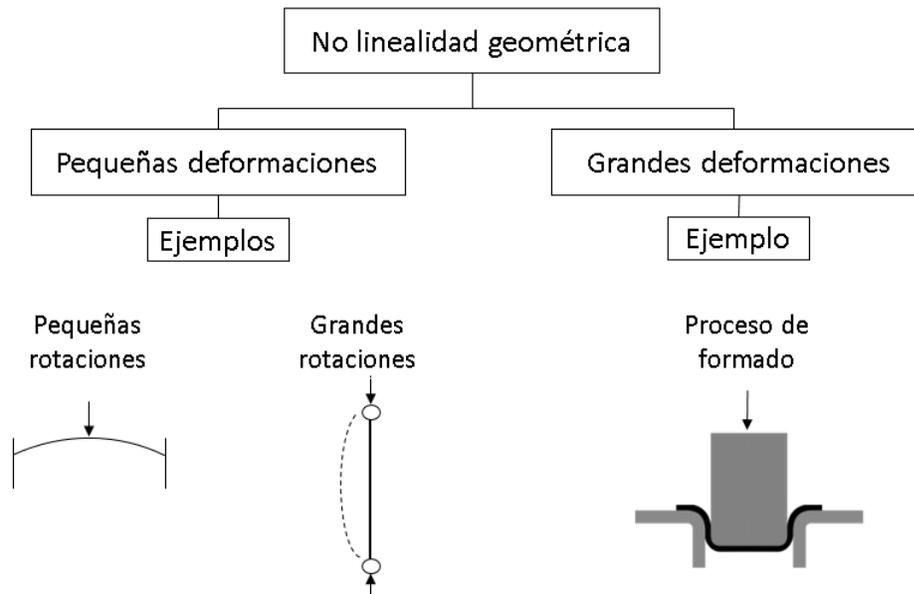


Figura 5-4 Categorías de no linealidad geométrica [33].

5.10 Método Newton-Raphson

El método de Newton-Raphson es un método iterativo que se caracteriza por su convergencia cuadrática, el cual es utilizado por el método de elemento finito para resolver sistemas de ecuaciones no lineales [63-65]. Ciertos análisis realizados con el método de elemento finito son expresados por estos sistemas. Como por ejemplo, los análisis transitorios (implícitos dinámicos), los cuales buscan la respuesta del desplazamiento al tiempo $n + 1$. En este tipo de análisis se busca resolver la siguiente ecuación:

$$R^{n+1} - F^{n+1} = 0 \quad (94)$$

Donde R^{n+1} es el vector que almacena las cargas externas aplicadas a los nodos y F^{n+1} es el vector de fuerza de los puntos nodales.

Para resolver la ecuación (94) es necesario emplear un método iterativo, como el método de Newton-Raphson, en donde la ecuación (94) se puede expresar en iteraciones (k) de la siguiente manera:

$$(K^{n+1})^k \Delta u = \Delta R^k \quad (95)$$

Donde ΔR^k es el vector de fuerzas de desbalance o residual, el cual está dado por:

$$\Delta R^k = R^{n+1} + (F^{n+1})^k \quad (96)$$

En cada una de las iteraciones se calcula el vector de fuerzas de desbalance ΔR^k , el cual a su vez producirá un cambio de desplazamiento Δu , las iteraciones continuarán hasta que se cumpla algún criterio de convergencia, los cuales establecen valores de tolerancia para ΔR^k , Δu o energía interna (contempla desplazamientos y fuerzas). Una vez que se calcula un valor aceptable de Δu , éste se suma con el valor de desplazamiento anterior para obtener un nuevo valor de desplazamiento, el cual se expresa de la siguiente manera:

$$(u^{n+1})^{k+1} = (u^{n+1})^k + \Delta u \quad (97)$$

Cabe mencionar, que en cada una de las iteraciones se calcula la matriz de rigidez tangente $(K^{n+1})^k$, por lo tanto, si el sistema posee un gran número de ecuaciones se incrementara el costo computacional. En la Figura 5-5 se puede visualizar el método iterativo Newton-Raphson aplicado a un sistema de un grado de libertad.

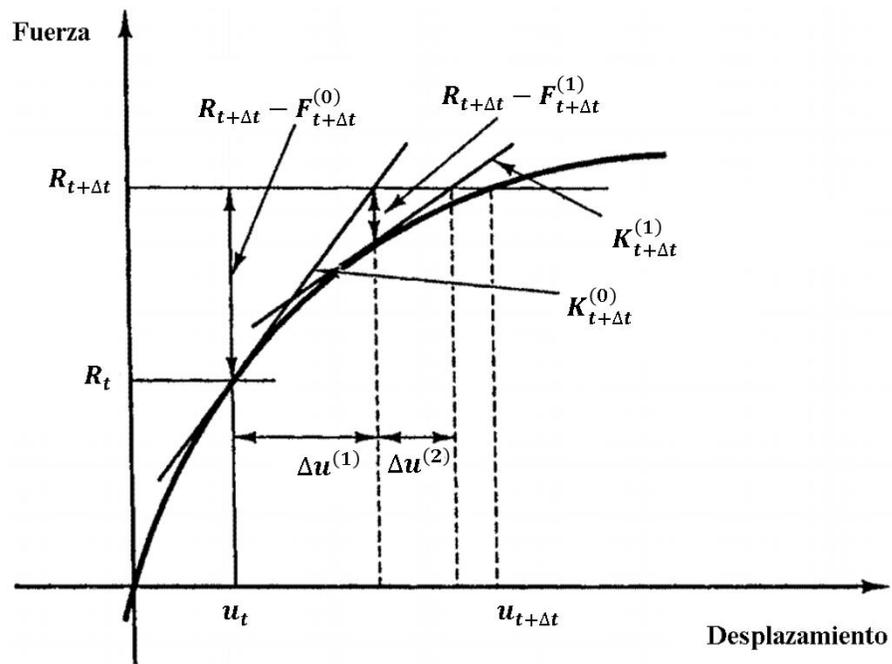


Figura 5-5 Representación esquemática del método de Newton-Raphson aplicado a un sistema de un grado de libertad [66].

El método de Hilbert-Hughes-Taylor presenta un desbalance entre fuerzas internas y externas. Por lo tanto, se puede emplear el método iterativo Newton-Raphson para balancear las fuerzas y encontrar los desplazamientos en cada uno de los pasos de tiempo. De esta manera, se utilizan estos dos métodos en conjunto para resolver problemas de dinámica estructural.

Capítulo 6. Experimentación

El presente capítulo tiene como objetivo describir de manera detallada los pasos que se siguieron para realizar el análisis, el cual consiste en la evaluación de dos enganches de remolque de diferentes modelos (2007 y 2017) los cuales corresponden a una estructura tipo monocasco, esta evaluación se llevó a cabo empleando ingeniería inversa, método de elemento finito y la norma SAE J684 en conjunto.

6.1 Metodología

Tomando como punto de partida la falta de las geometrías 3D de los enganches de remolque se optó por emplear el método de ingeniería inversa. La ingeniería inversa consiste en la reproducción de una pieza o componente sin planos o documentación, todo el proceso se realiza a partir de un componente físico y empleando métodos de análisis, medida y diseño, se obtiene la réplica del componente [67].

Una vez obtenidas las geometrías se utilizó el método de elemento finito en conjunto con la norma SAE J684 para evaluar cada uno de los enganches.

Dentro de los programas computacionales utilizados para realizar el análisis por medio del método de elemento finito, se encuentran: Hypermesh y ABAQUS. El programa de Hypermesh fue seleccionado debido a la gran cantidad de herramientas para crear mallas de buena calidad, sin mencionar que se puede utilizar en conjunto con otros programas, ya que posee la característica de exportar el pre-procesamiento (malla, cargas, condiciones de frontera, tipo de análisis y contactos) a otros programas tales como: ABAQUS, ANSYS, LsDyna, entre otros, los cuales se encargan de la etapa de solución.

Asimismo, se eligió el programa ABAQUS debido a que esta emplea el método de Hilbert-Hughes-Taylor. Tal y como se mencionó con anterioridad, este método posee un esquema implícito por lo cual contempla la inercia de los componentes. En vista que la norma SAE J684 tiene como objetivo evaluar la inercia del enganche a presentar deformación plástica hasta cierto punto, éste representa el esquema indicado. Cabe recalcar que los análisis son dinámicos y presentan contactos entre componentes, así como altas no linealidades (no linealidad geometría, no linealidad de material y no linealidad por contactos). Por lo cual, el método de Hilbert-Hughes-Taylor es el adecuado ya que posee el parámetro de amortiguamiento (α), el cual disipa los modos de alta frecuencia generados por problemas de contactos o altas no linealidades. El programa ABAQUS emplea método de Newton-Raphson en conjunto con el método Hilbert-Hughes-Taylor para resolver análisis dinámicos.

Una vez obtenidos los resultados de los análisis se evaluaron los valores correspondientes a esfuerzo y deformación además del criterio de evaluación establecido por la norma SAE J684. En la Figura 6-1 se puede visualizar un diagrama de la metodología empleada.

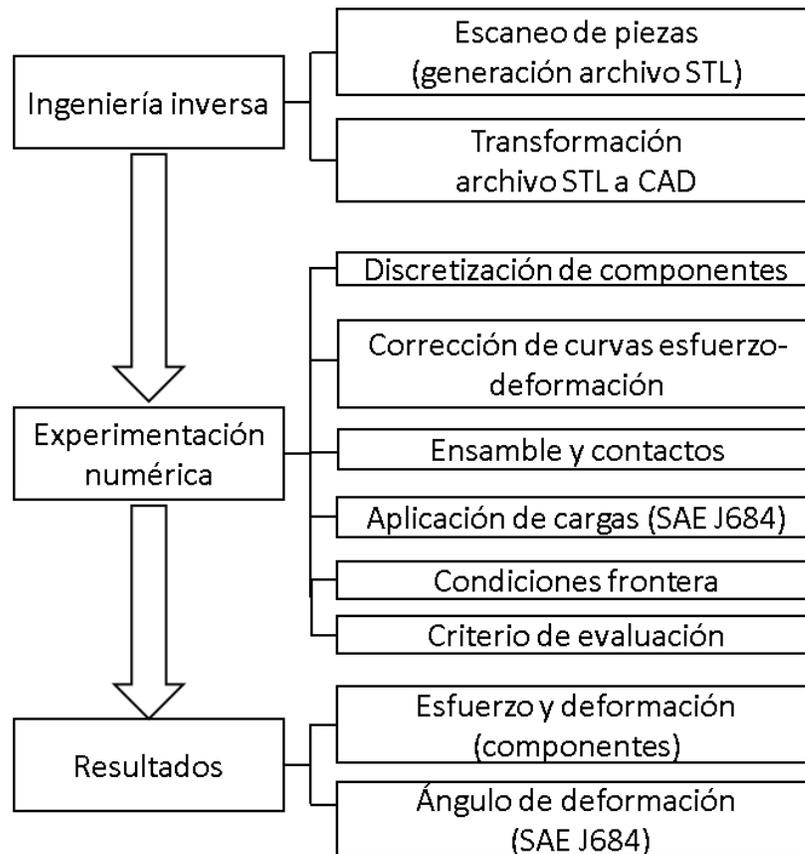


Figura 6-1. Diagrama de flujo correspondiente a la metodología.

En secciones posteriores se describe de manera detallada el proceso de ingeniería inversa y experimentación numérica.

6.2 Ingeniería inversa

Como se mencionó con anterioridad no se tenían las geometrías de los enganches por lo cual se decidió emplear el método de ingeniería inversa. La cual consistió en escanear los enganches de remolque con un escáner láser 3D para obtener el archivo STL (malla compuesta por triángulos) y reconstruir el archivo CAD [68, 69]. En la Figura 6-2 se muestra el enganche de remolque 2007 y 2017.



Figura 6-2. A)Enganche de remolque 2007 y B)Enganche de remolque 2017.

6.1.1 Escaneo de piezas

El proceso de escaneo fue realizado mediante el uso del escáner láser 3D MetraSCAN, el cual utiliza técnica de triangulación, la cual consiste en iluminar al objeto con un láser y utilizar una cámara para buscar la ubicación del punto láser que aparece en diferentes lugares del campo de visión de la cámara. Ésta es llamada técnica de triangulación porque el punto láser, el emisor láser y la cámara forman un triángulo [70]. El MetraSCAN utiliza un seguimiento óptico externo para establecer el posicionamiento, además de marcadores, los cuales vinculan el dispositivo de seguimiento al escáner. En la Figura 6-3 se observa el dispositivo MetraSCAN.



Figura 6-3. Escáner laser 3D MetraSCAN [71].

Como primer paso se calibró el equipo y posteriormente se colocaron los marcadores en el enganche de remolque 2007. En la Figura 6-4 se observa el enganche de remolque 2007 con los marcadores.

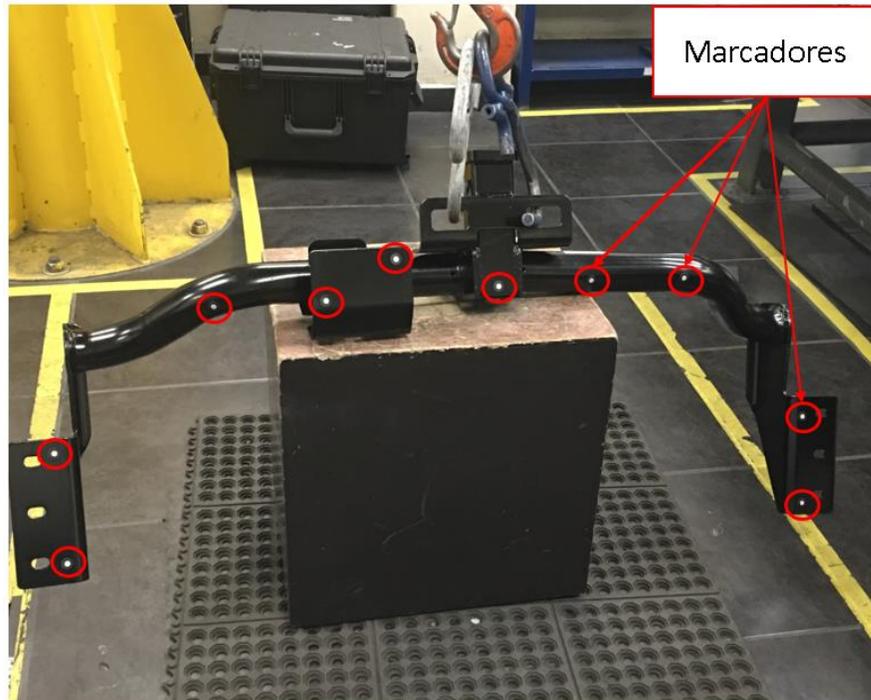


Figura 6-4. Enganche de remolque 2007 con marcadores colocados.

Una vez colocados los marcadores se escaneó todo el enganche, a medida que el láser recorría la superficie del enganche se registraban los datos. Cabe mencionar que el escaneo se realizó tres veces para recabar la mayor información posible. De este proceso se obtuvo un archivo STL, el cual tenía algunas irregularidades, para corregirlas se utilizó el programa VXelements (mismo que utiliza el MetraSCAN). En la Figura 6-5 se puede apreciar el archivo STL del enganche de remolque 2007.

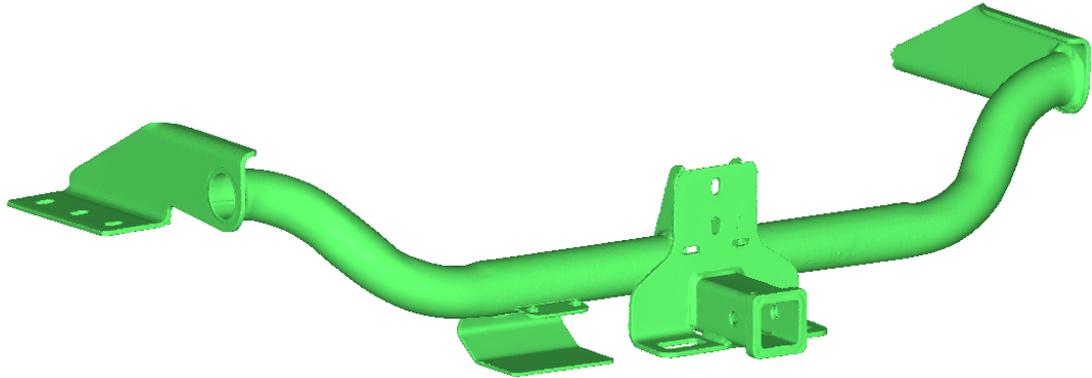


Figura 6-5. Archivo STL correspondiente al enganche de remolque 2007.

6.1.2 Transformación archivo STL a CAD

Una vez que se obtuvo el archivo STL, éste se utilizó para generar el archivo CAD. En esta etapa se empleó el programa SpaceClaim para la reconstrucción de cada uno de los componentes. Primero se realizó una geometría aproximada del enganche utilizando la malla. Posteriormente, se llevó a cabo una corroboración del modelo CAD obtenido con modelo real mediante dispositivos de medición. Esto para realizar los ajustes necesarios y establecer el modelo CAD final. En la Figura 6-6 se muestra el modelo CAD final del enganche 2007, en el cual se enumeran los componentes y en la Tabla 6-1 se muestran las especificaciones de cada uno de ellos.

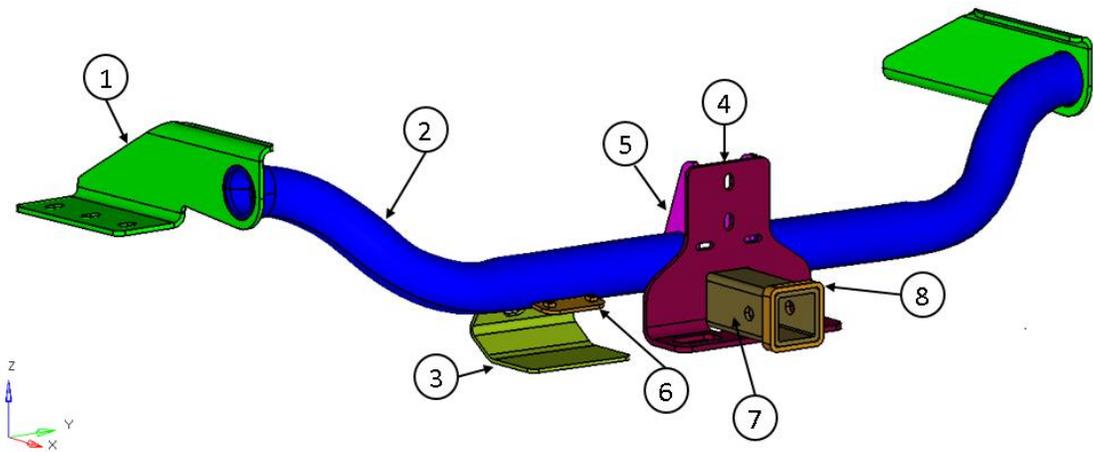


Figura 6-6. Modelo CAD final correspondiente al enganche de remolque 2007.

Tabla 6-1. Especificaciones de los componentes correspondientes al enganche de remolque 2007.

	Componente	Espesor (mm)	Material
1	Soporte de ensamble (SE)	6	A1
2	Soporte central (SC)	4.5	A6
3	Soporte de relevador inferior (SRI)	5	A3
4	Soporte de cadenas de seguridad (SCS)	6.5	A2
5	Placa central (PC)	6	A4
6	Soporte de relevador superior (SRS)	5	A3
7	Receptor (R)	6	A5
8	Refuerzo de receptor (RR)	6	A5
9	Soldaduras (S)	12.7, 9.2, 8	A6

Se utilizó la misma metodología para el enganche de remolque 2017. Cabe mencionar que el escaneo para este enganche en particular, fue realizado por un tercero. En la Figura 6-7 se puede visualizar el enganche 2017 con los componentes enumerados y en la Tabla 6-2 las especificaciones de cada uno de ellos.

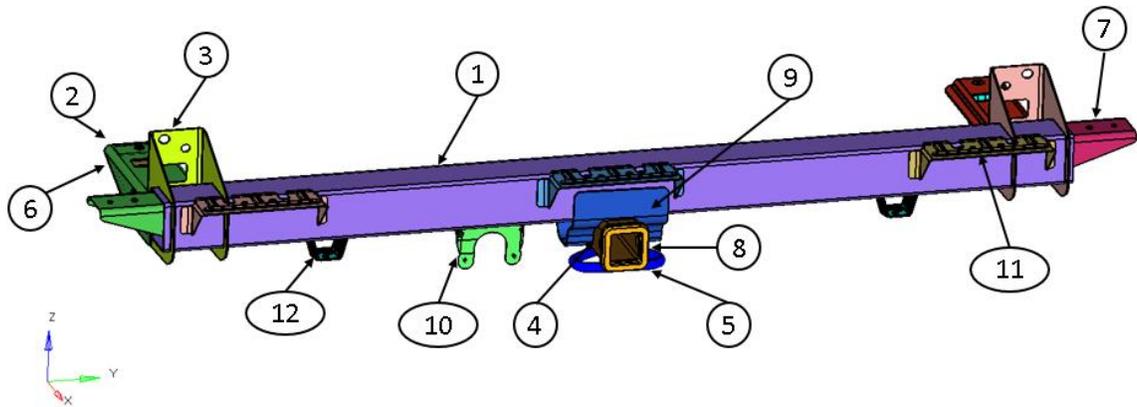


Figura 6-7. Modelo CAD enganche de remolque 2017.

Tabla 6-2. Especificaciones de los componentes correspondientes al enganche de remolque 2017.

	Componente	Espesor (mm)	Material
1	Soporte central (SC)	3.4	A9
2	Soporte de ensamble delantero (SD)	3.2	A8
3	Soporte de ensamble trasero (ST)	3	A8
4	Receptor (R)	6	A5
5	Soporte de cadenas de seguridad (SCS)	15.2	A5
6	Refuerzo de soporte de ensamble delantero (RSD)	3.2	A8
7	Refuerzo de soporte central (RC)	1.85	A7
8	Refuerzo de receptor (RR)	9	A5
9	Soporte de receptor (SR)	3.1	A5
10	Soporte de relevador (SRE)	2.5	A7
11	Soporte de parachoques (SP)	1.2	A7
12	Base (B)	2	A7
13	Soldaduras (S)	2.5-10.5	A9

6.3 Experimentación numérica

Una vez que se obtuvieron las geometrías de los enganches 2007 y 2017, se realizaron los modelos correspondientes para los casos de la norma SAE J684 en el programa de Hypermesh. Donde el primer paso consistió en la discretización de los componentes de cada uno de los enganches.

6.3.1 Discretización de componentes

Los componentes que conforman a los enganches presentaban dimensiones pequeñas de espesor en comparación con otras dimensiones, por lo tanto, se empleó la técnica de superficies medias. Donde las superficies medias son utilizadas para representar un modelo sólido de manera simplificada para disminuir el gasto computacional. Cabe mencionar que el modelo sólido debe poseer espesores delgados y constantes para aplicar la técnica [55]. Se generaron las mallas para las superficies medias empleando elementos carcasa (shell) con un tamaño de 6 mm, en la Figura 6-8 se visualiza el enganche de remolque 2007 discretizado con 15,763 elementos S4 (cuadriláteros) y 308 elementos S3 (triangulares).

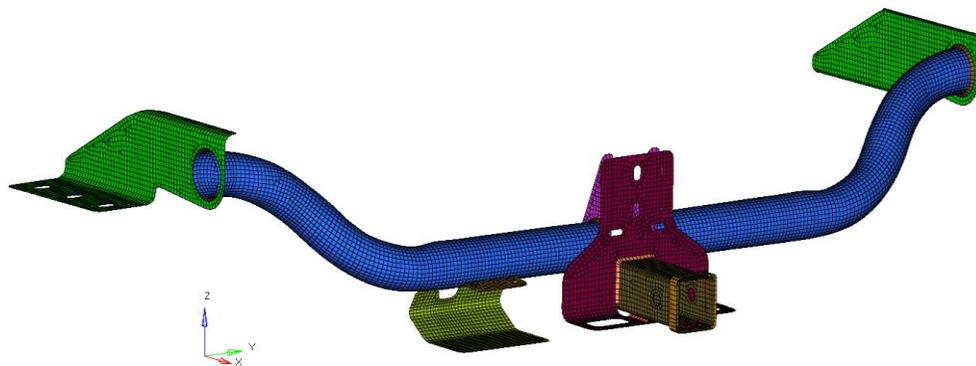


Figura 6-8. Enganche de remolque 2007 discretizado utilizando elementos carcasa.

Se siguió el mismo procedimiento para el enganche de remolque 2017, pero solo un componente (soporte de cadenas de seguridad) no cumplía con el requisito de espesor delgado, por lo cual se utilizaron elementos sólidos. En la Figura 6-9, se muestra el enganche 2017 discretizado con 28,479 elementos S4, 579 elementos S3 y 672 elementos

C3D8 (elementos hexaédricos). En ambos enganches de remolque se tomaron en cuenta las soldaduras, las cuales se representaron mediante elementos carcasa (S4).

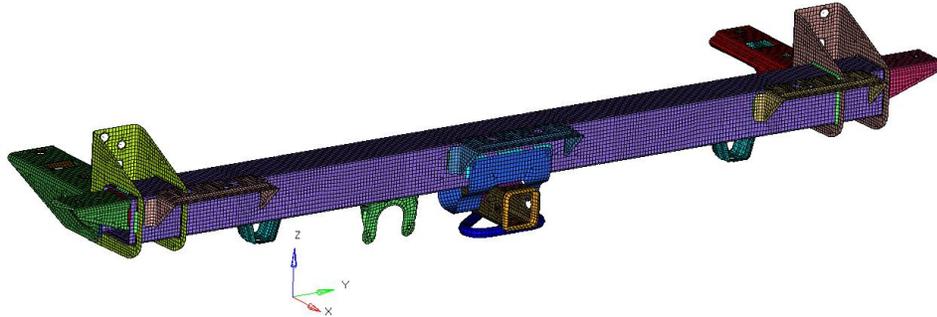


Figura 6-9. Enganche de remolque 2017 discretizado utilizando elementos carcasa y sólidos.

Posteriormente, se establecieron estructuras equivalentes las cuales representaron al vehículo remolcador, ya que la norma establece que no necesariamente se requiere la estructura del vehículo para realizar las pruebas [16]. Por lo tanto, se establecieron estructuras equivalentes para cada modelo 2007 y 2017. La estructura equivalente del enganche 2007 posee 37,669 elementos S4 y 134 elementos S3, en la Figura 6-10 se puede apreciar la estructura discretizada, la cual tiene enumerados los componentes y las especificaciones de éstos se visualizan en Tabla 6-3.

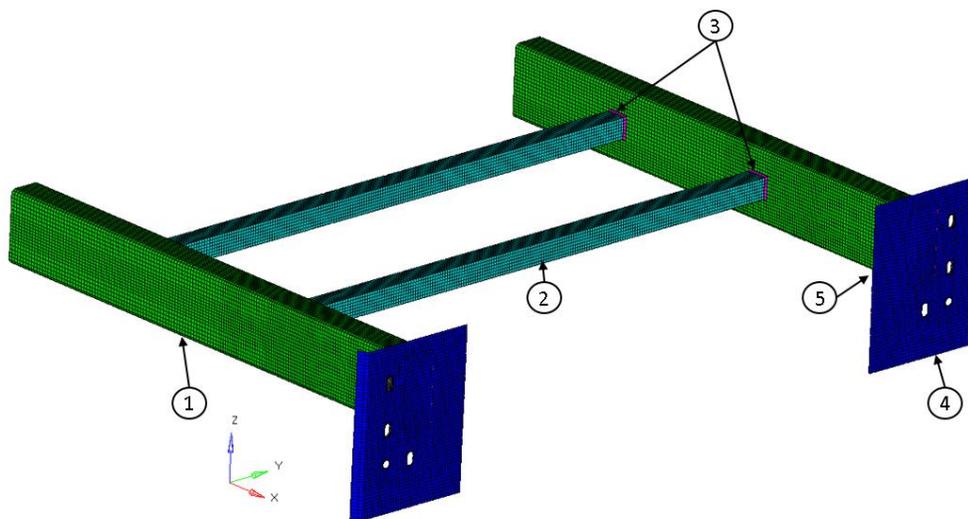


Figura 6-10. Estructura equivalente discretizada correspondiente al enganche 2007.

Tabla 6-3. Especificaciones de la estructura equivalente correspondiente al enganche 2007.

	Componente	Espesor (mm)	Material
1	Larguero	6.35	A10
2	Travesaño	6.35	A10
3	Soldadura	9	A6
4	Soporte	5.5	A10
5	Refuerzo	4	A10

Asimismo, se estableció la estructura equivalente para el enganche 2017, en la Figura 6-11 se visualiza la estructura con los componentes enumerados y en la Tabla 6-4 se muestran las características de los componentes de la estructura equivalente 2017.

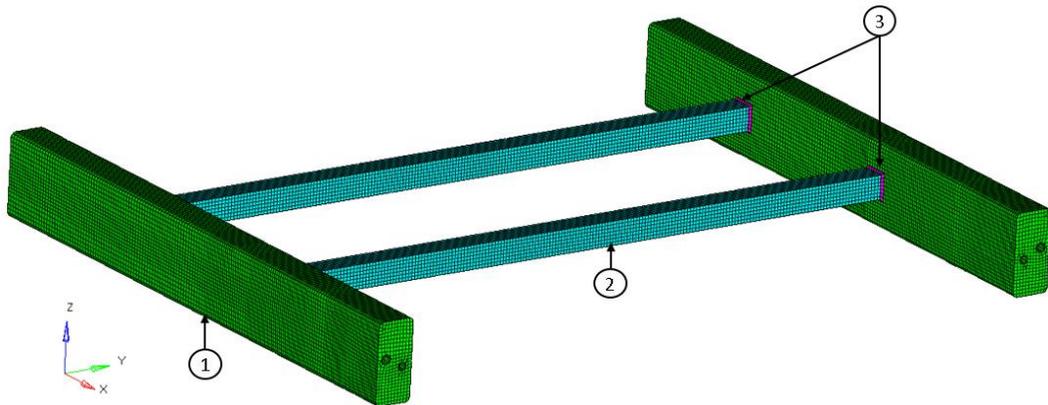


Figura 6-11. Estructura equivalente discretizada correspondiente al enganche 2017.

Tabla 6-4. Especificaciones de la estructura equivalente correspondiente al enganche 2017.

	Componente	Espesor (mm)	Material
1	Larguero	6.35	A10
2	Travesaño	6.35	A10
3	Soldadura	9	A6

Las razones principales por la cuales se utilizaron dos estructuras equivalentes corresponde a que los enganches 2007 y 2017 son diferentes en cuanto a geometrías, y además presentan distintos puntos de ensamble entre enganche y vehículo remolcador.

6.3.2 Propiedades mecánicas de los materiales empleados en el modelo

Tomando en cuenta que se presenta deformación plástica en los casos de la norma SAE J684, se optó por caracterizar los materiales mediante un ensayo de tensión. Posteriormente, se utilizó la ecuación de Hollomon para transformar la curva esfuerzo-deformación ingenieril a real. En la Tabla 6-5 se aprecia los valores más importantes de las curvas de los materiales correspondientes al enganche de remolque 2007.

Tabla 6-5. Materiales correspondientes al enganche de remolque 2007.

Material	Esfuerzo de cedencia (MPa)	Esfuerzo máximo (MPa)	Esfuerzo de fractura (MPa)
A1	280-310	500-530	550-580
A2	280-310	500-530	540-570
A3	380-410	560-590	640-670
A4	300-330	560-590	640-670
A5	500-530	540-570	610-640
A6	410-440	510-540	550-580

De la misma manera se transformaron las curvas esfuerzo-deformación correspondientes al enganche de remolque 2017, en la Tabla 6-6 se aprecian los valores más importantes.

Tabla 6-6. Materiales correspondientes al enganche de remolque 2017.

Material	Esfuerzo de cedencia (MPa)	Esfuerzo máximo (MPa)	Esfuerzo de fractura (MPa)
A5	500-530	540-570	610-640
A7	310-340	510-540	550-580
A8	480-510	690-720	740-770
A9	500-530	660-690	710-740

En cuanto a las estructuras equivalentes se emplearon los mismos materiales para las dos estructuras, en la Tabla 6-7 se muestran dichos materiales.

Tabla 6-7. Materiales correspondientes a la estructura equivalente.

Material	Esfuerzo de cedencia (MPa)	Esfuerzo máximo (MPa)	Esfuerzo de fractura (MPa)
A6	410-440	510-540	550-580
A10	305-335	410-440	470-500

En todos los materiales se utilizó un módulo de elasticidad de 210 GPa, un coeficiente de Poisson de 0.3 y una densidad de 7830 kg/m³.

6.3.3 Ensamble enganche-estructura equivalente

Los ensambles entre enganches y estructuras equivalentes, se realizaron tomando en cuenta los puntos de ensamble que marcaba el manual de instalación del proveedor. En la Figura 6-12 se muestran los puntos de ensamble entre la estructura equivalente y el enganche 2007.

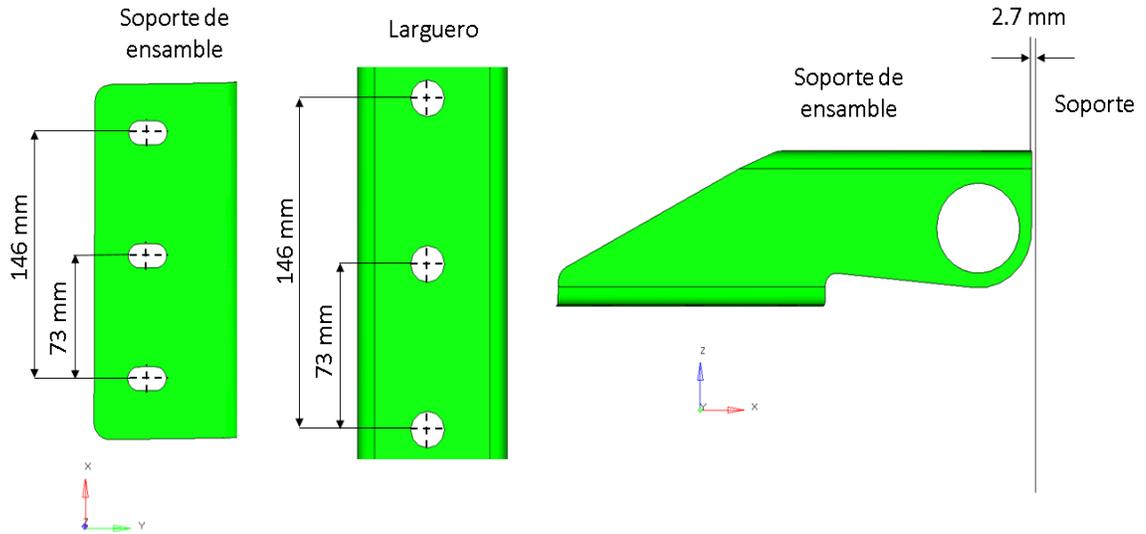
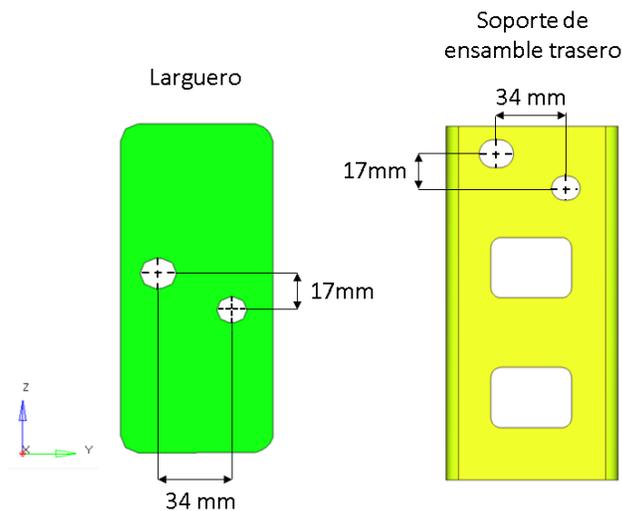


Figura 6-12. Puntos de ensamble entre estructura equivalente y enganche de remolque 2007.

Asimismo, se realizaron los cambios necesarios en la estructura equivalente para instalar el enganche 2017. En la Figura 6-13 se muestran los puntos de instalación.



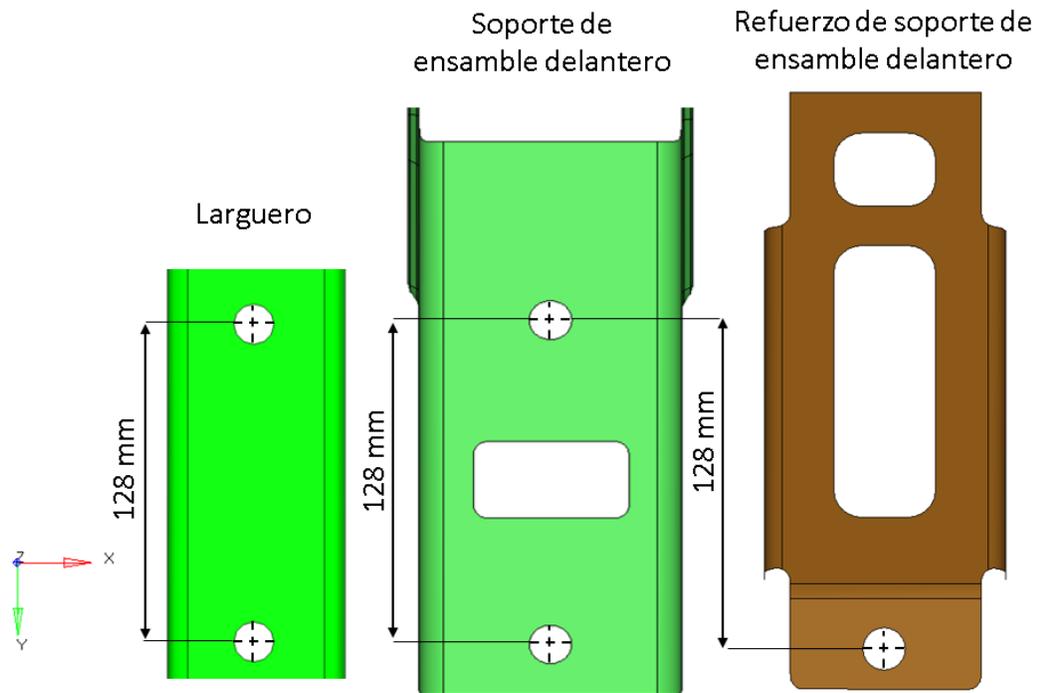


Figura 6-13. Puntos de ensamblaje entre estructura equivalente y enganche de remolque 2017.

Consideraciones:

- Para unir los puntos de ensamblaje se emplearon elementos rígidos (Tie y Beam), a excepción del espacio entre el soporte de ensamblaje y soporte de la estructura equivalente 2007, en el cual sólo se mantuvo la distancia.
- Las superficies mostradas en las figuras anteriores (Figura 6-12 y Figura 6-13) entran en contacto durante el análisis. Por lo tanto, se utilizó el comando contact pair para establecerlos, las únicas superficies que no entran en contacto son los refuerzos de soporte de ensamblaje delantero correspondientes al enganche 2017.

6.3.3 Casos de carga y condiciones frontera

Como se mencionó con anterioridad se emplearon los casos de carga correspondientes a la norma SAE J684 (Tabla 2-1). Las cargas se calcularon en base al máximo peso bruto del remolque que podía arrastrar el enganche y el máximo peso de extensión. Los enganches 2007 y 2017 poseen las mismas capacidades de arrastre y peso de extensión, 5000 Ib (22241N) y 500 Ib (2224N), respectivamente. En la Tabla 6-8 se muestran las cargas aplicadas a los enganches, las direcciones de las cargas se pueden visualizar en la Figura 2-37.

Tabla 6-8. Casos de carga correspondientes a los enganches de remolque 2007 y 2017.

Casos de carga para enganche de remolque				
Caso	Transportador de carga		Distribuidor de peso	
	Fuerza N	Dirección	Fuerza N	Dirección
A	$V= 12,589$	Hacia abajo	$V= 8,340$	Hacia abajo
	$L=12,589$	Compresión	$M= 5,762,000$	En la misma dirección que el caso E
B	$L= 11,921$	Tensión	$L= 10,698$	Tensión
	$V= 3,337$	Hacia abajo	$V= 3,337$	Hacia abajo
C	$L= 11,921$	Compresión	$L= 10,698$	Compresión
	$V= 3,337$	Hacia abajo	$V= 3,337$	Hacia abajo
D	$T= 6,672$	Hacia la izquierda	$T= 6,672$	Hacia la izquierda
E	$T= 6,672$	Hacia la derecha	$T= 6,672$	Hacia la derecha
F	No aplica	No aplica	$M= 7,636,000$	En la misma dirección que el caso E
			$V=3,337$	Hacia abajo

Las unidades empleadas para el par de fuerza nivelador (M) en la Tabla 6-8 corresponden a N mm, esto con el fin de mantener la compatibilidad de unidades en el modelo.

Tomando en cuenta que la norma establece que las fuerzas se deben aplicar en la esfera de enganche, se decidió simplificar el modelo y en lugar de discretizar la base y esfera, éstos fueron representados mediante elementos rígidos (kinematic coupling). Este supuesto se establece dado que la esfera de enganche, así como su base, se diseñan con mayor resistencia que el propio enganche. Este supuesto se aplicó a los dos enganches. En la Figura 6-14 se muestra el ensamble entre base y esfera así como las medidas tomadas para representar el elemento rígido.

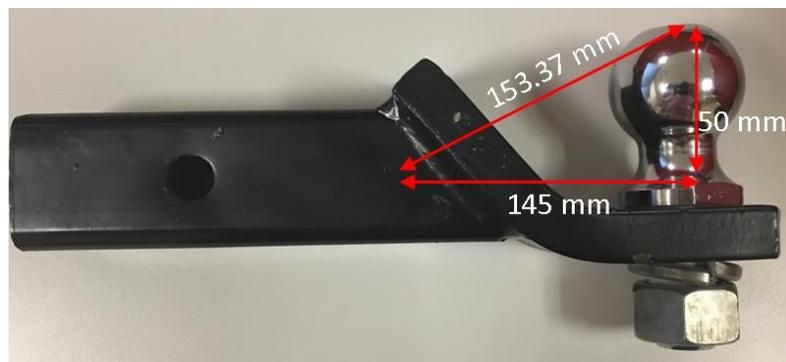


Figura 6-14. Ensamble entre base y esfera de enganche (2007).

En la Figura 6-15 se muestra el elemento rígido en el modelo del enganche 2007, así como la forma en que se aplican la fuerzas del caso A. Cabe señalar que la dirección de las fuerzas cambia de acuerdo al caso de carga.

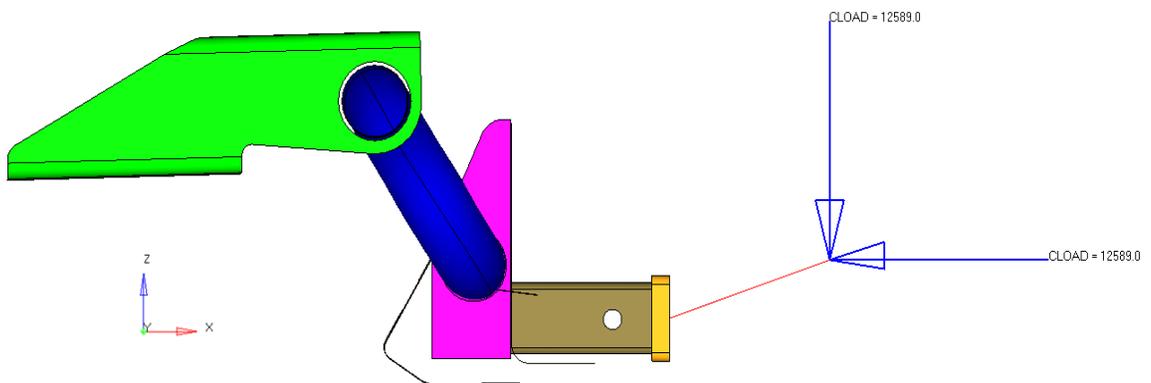


Figura 6-15. Aplicación de fuerzas correspondiente al caso A, en el enganche de remolque 2007.

Las condiciones de frontera fueron establecidas de manera que la estructura equivalente al ser sometida a los casos de carga, presentará una deformación mínima. En las Figuras 6-16 y 6-17 se pueden visualizar las condiciones de frontera, donde U y UR corresponden a los grados de libertad de traslación y rotación, respectivamente. Cabe señalar que cuando se iguala a cero un grado de libertad, éste queda restringido. Una vez finalizado el pre-procesamiento se exportaron los modelos para ser resueltos en el programa ABAQUS.

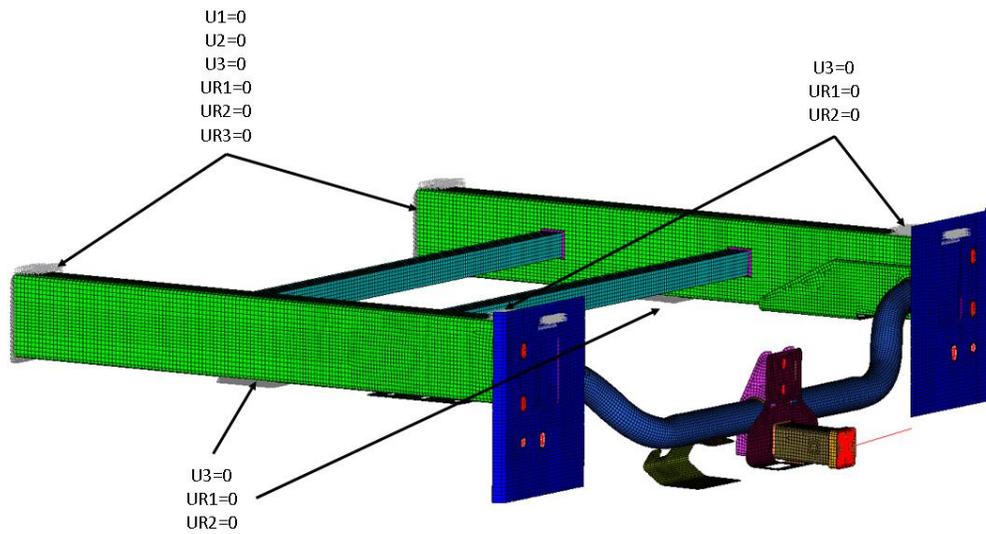


Figura 6-16. Condiciones de frontera aplicadas a la estructura equivalente 2007.

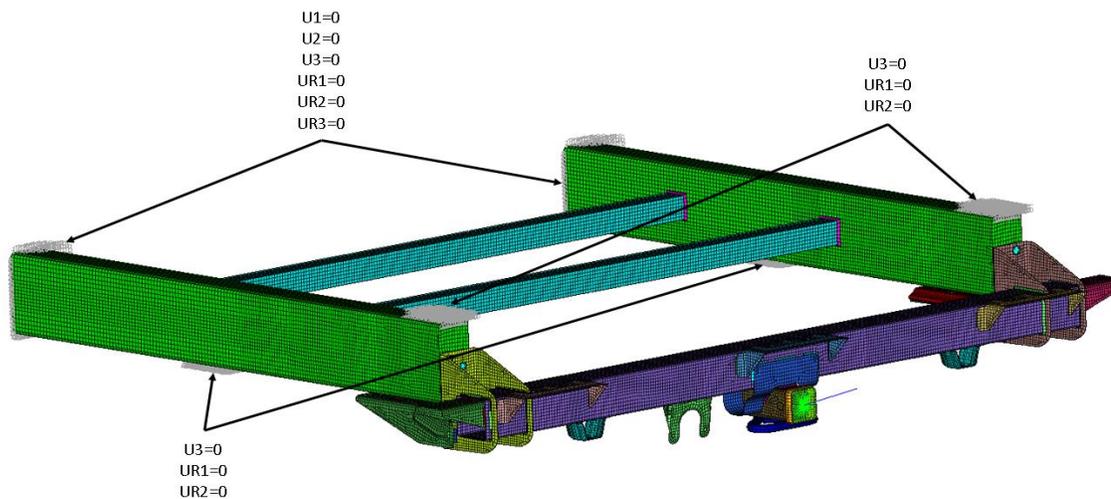


Figura 6-17. Condiciones de frontera aplicadas a la estructura equivalente 2017.

6.3.4 Criterio de Evaluación

Tal y como se mencionó anteriormente la norma SAE J684 posee un criterio de evaluación de 5 grados de deformación plástica con respecto a la posición inicial de la esfera de enganche. Este criterio se ve ligeramente modificado, debido a que al realizar la prueba experimental es complicado aplicar la fuerza en un punto y al mismo tiempo, medir el cambio de posición que presenta la esfera de enganche durante el análisis. En un programa computacional no existe ningún inconveniente en realizar el cálculo, pero se realizó de la misma manera que la prueba experimental para establecer una correlación de los resultados obtenidos. En las Figuras 6-18 y 6-19 se observa el ángulo que se utilizó para evaluar los casos.

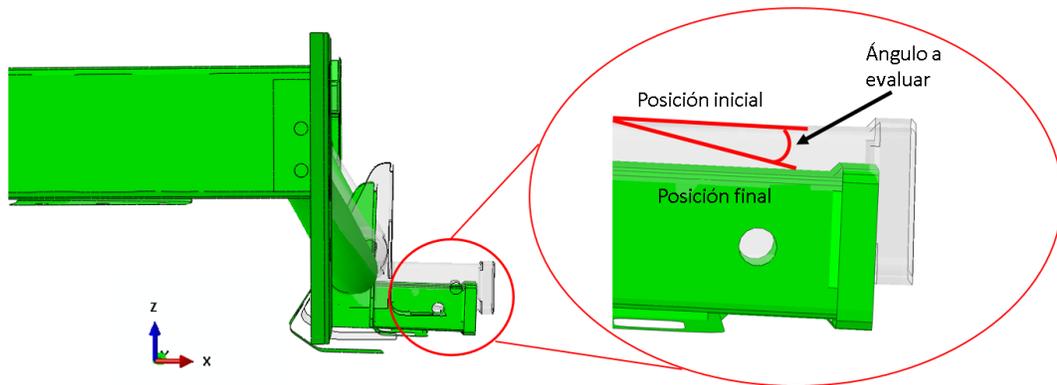


Figura 6-18. Ángulo empleado para evaluar los casos A, B, C y F.

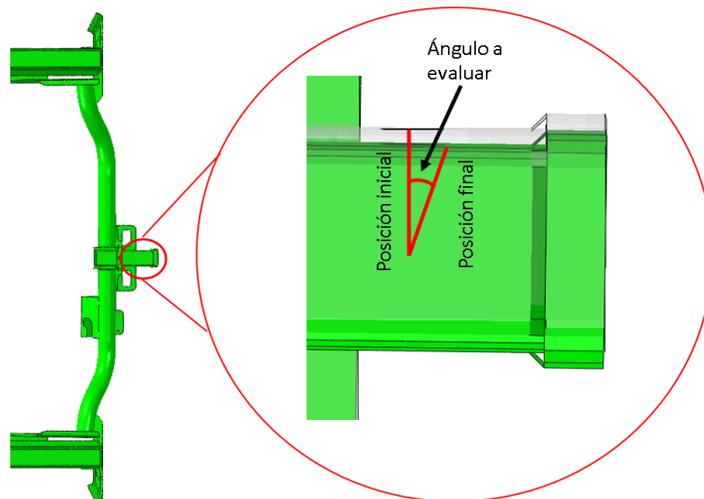


Figura 6-19. Ángulo empleado para evaluar los casos D y E.

Para realizar el cálculo del ángulo, se utilizó la siguiente ecuación [72]:

$$\theta = \tan^{-1} \frac{m_2 - m_1}{1 + m_2 m_1} \quad (98)$$

Donde el valor de m corresponde al valor de las pendientes de cada una de las rectas y θ el ángulo. El valor del ángulo obtenido de la ecuación (98) está expresado en radianes, por lo cual, se multiplica por 57.3 para obtener el valor en grados. Cabe mencionar que el ángulo que evalúa la norma SAE J684, corresponde al ángulo que se mantiene al retirar todas las cargas del enganche. Dado que en un programa computacional es posible calcular el historial del ángulo, esto se llevó a cabo, pero tomando el ángulo final como el más importante. Además de la norma, se contemplaron los resultados correspondientes a esfuerzo (von Mises) y deformación plástica en cada uno de los casos de carga.

Capítulo 7. Resultados

En el presente capítulo se muestran los resultados obtenidos de los casos de carga de la norma SAE J684, a los cuales fueron sometidos los enganches de remolque 2007 y 2017 empleando el método de elemento finito. Dentro de los resultados que fueron plasmados, se encuentran: esfuerzo von Mises, deformación plástica y el criterio de la norma SAE J684.

7.1 Introducción

El esfuerzo von Mises fue seleccionado debido a que los materiales (aceros) de los enganches, se comportan de manera dúctil en los casos de carga de la norma SAE J684. Tal y como se mencionó anteriormente, el esfuerzo von Mises tiene la mejor aproximación para predecir el valor de esfuerzo de cedencia, en los materiales que presenta comportamiento dúctil. Por lo tanto, éste se empleó como indicador de los componentes que entraban en la región plástica de la curva esfuerzo-deformación. Cabe señalar que la

unidad de medida para representar el esfuerzo von Mises corresponde a Megapascal (MPa).

Asimismo, se contempló la deformación plástica de los componentes, esto con el motivo de evaluar, si los materiales contaban con la ductilidad necesaria para soportar los casos de carga.

Por otra parte, la norma SAE J684 establece su propio criterio de evaluación, el cual como se mencionó anteriormente consiste en no sobrepasar los 5 grados del ángulo de deformación, de acuerdo a la posición del receptor, (en el capítulo 6 se mencionan las razones por las cuales fue modificado este criterio).

De los resultados mencionados en esta sección, el que posee mayor importancia es el criterio de la norma, ya que a partir de él se establece si el enganche de remolque es aceptado o rechazado, mientras que el esfuerzo von Mises y deformación plástica son resultados adicionales, que permiten visualizar el comportamiento que presentan los componentes en los casos de carga.

En todos los casos de carga se contemplaron los resultados finales del criterio de la norma, esfuerzo von mises y deformación plástica, es decir, los valores que se mantuvieron al retirar las cargas del enganche de remolque.

7.2 Resultados del caso A con transportador de carga

En la Figura 7-1 se visualiza la distribución de esfuerzos correspondiente al caso A con transportador de carga. En este caso el enganche de remolque 2007 presentó un esfuerzo máximo de 890 MPa. Dentro de los componentes que presentaron concentración de esfuerzos se encuentran: soldaduras, soporte de ensamble, soporte central y placa central. Por otra parte, el enganche de remolque 2017 alcanzó un esfuerzo máximo 733 MPa, donde las zonas con mayor concentración de esfuerzos se aprecian en los puntos de ensamble y en el soporte de receptor.

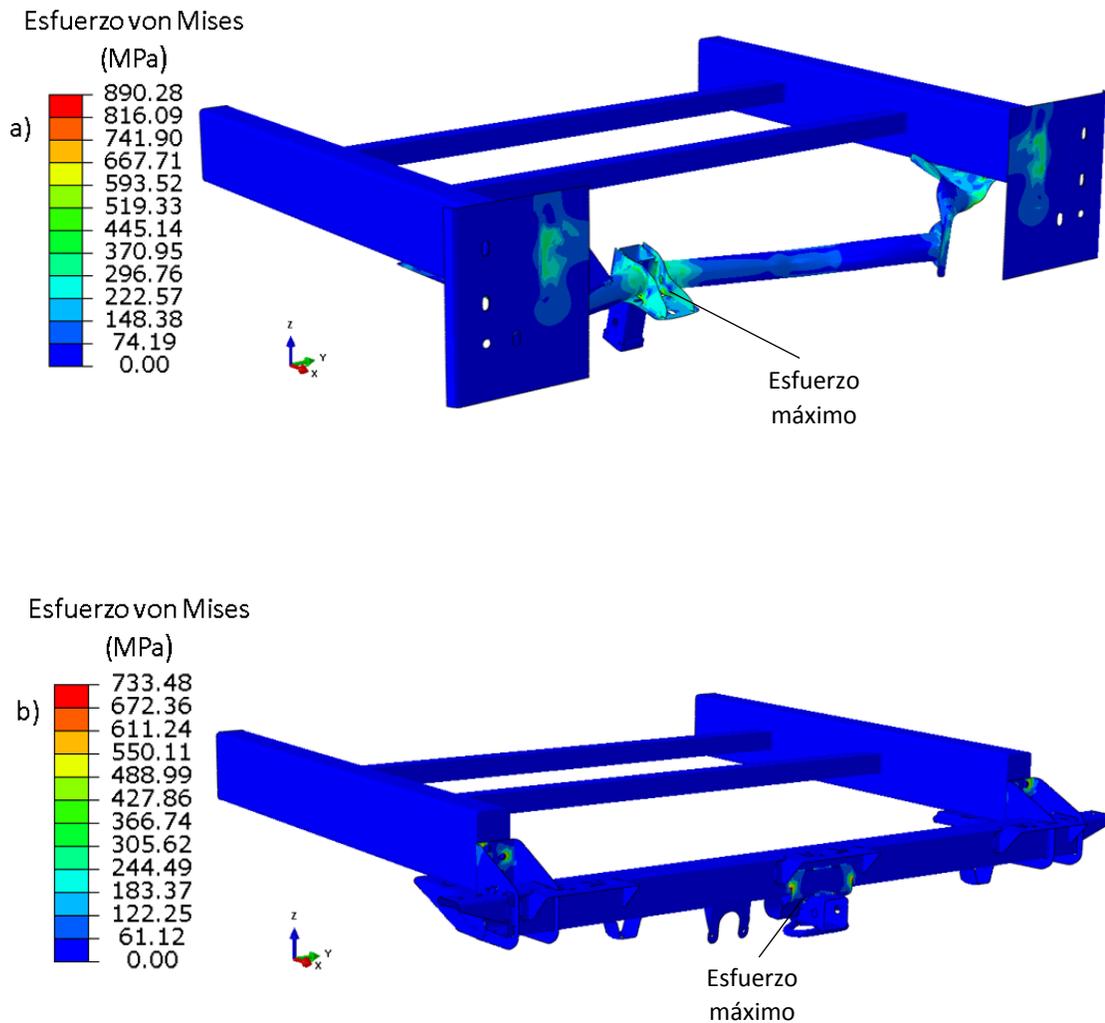


Figura 7-1. Distribución de esfuerzos correspondiente al caso A con transportador de carga, concerniente a la norma SAE J684, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.

En la Figura 7-2 se muestran los resultados del ángulo de deformación correspondiente al caso A con transportador de carga. Debido al resultado de esfuerzo que presentó el enganche 2007 para este caso, el ángulo fue superior al límite de 5 grados (76 grados). En cambio, el enganche 2017 alcanzó un ángulo de 1.87 grados al aplicar la carga máxima y a pesar de haber obtenido un esfuerzo máximo 733 MPa, sólo presentó un ángulo final de 0.14 grados, el cual está por debajo del rango. Por lo tanto, es aceptado por la norma.

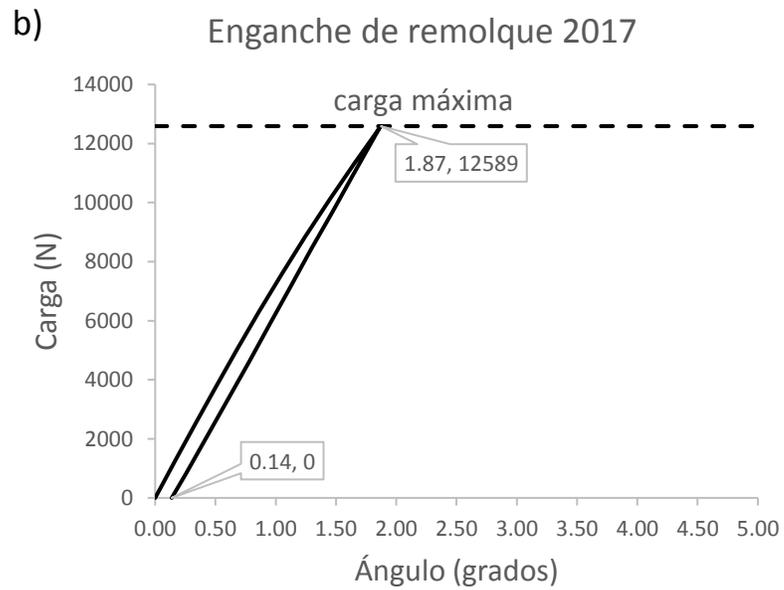
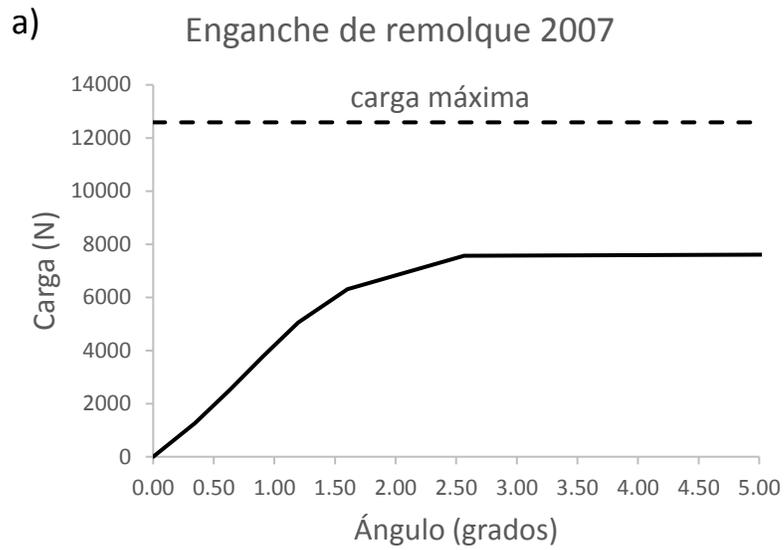


Figura 7-2. Resultados del ángulo de deformación correspondientes al caso A con transportador de carga, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.

7.3 Resultados del caso B con transportador de carga

En la Figura 7-3 se visualiza la distribución de esfuerzos del caso B con transportador de carga. En donde el enganche 2007 presentó un esfuerzo máximo de 608 MPa, los componentes tales como: soporte de ensamble, placas centrales y soporte central, presentaron concentración de esfuerzos. Por otra parte, el enganche 2017 presentó un esfuerzo máximo mayor que el enganche 2007, con un valor de 786 MPa, dentro de los componentes que mostraron concentración de esfuerzos se encuentran: soldaduras, soporte de receptor y soporte de ensamble trasero.

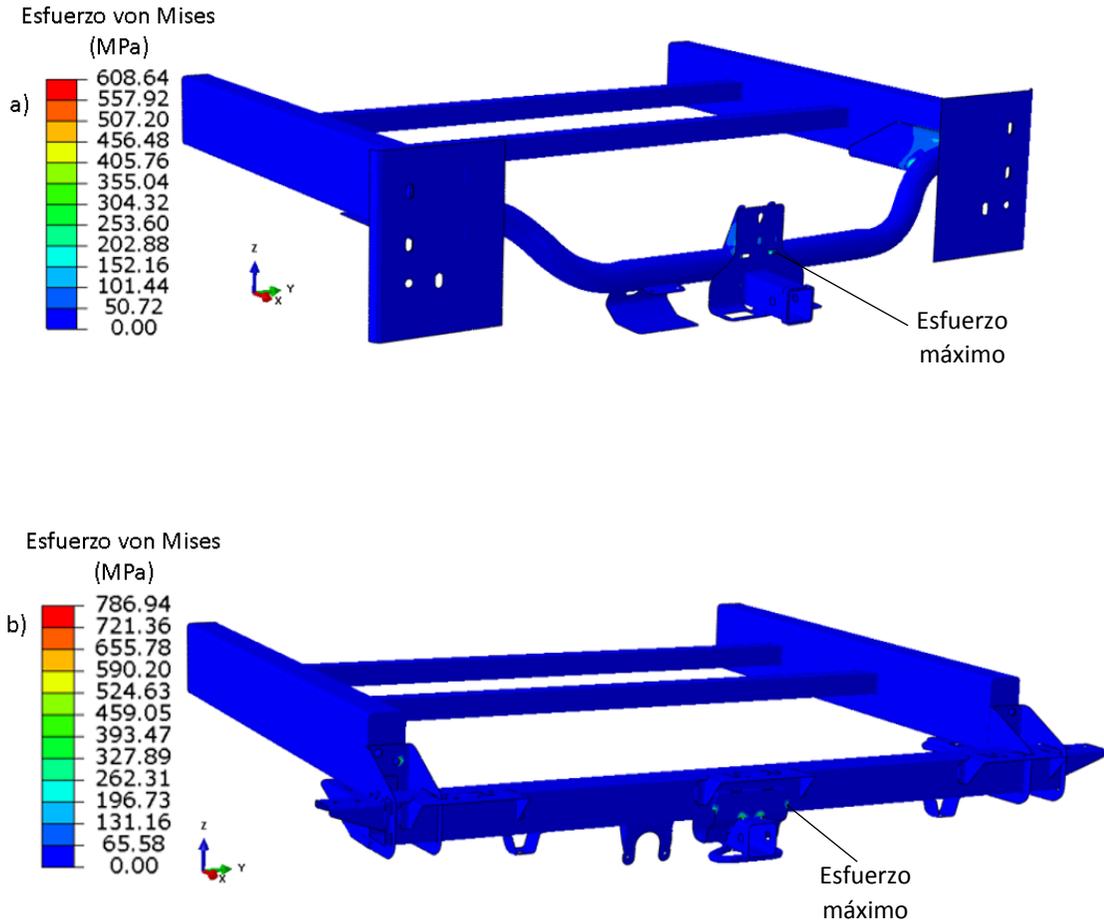


Figura 7-3. Distribución de esfuerzos correspondiente al caso B con transportador de carga, concerniente a la norma SAE J684, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.

Asimismo, en la Figura 7-4 se muestran los resultados de ángulo de deformación correspondiente al caso B con transportador de carga. Donde el enganche de remolque 2007 alcanzó un ángulo de 0.66 grados al aplicar la carga máxima y ángulo final de 0.08 grados. Por otra parte, el enganche 2017 a pesar de haber presentado un esfuerzo máximo mayor, alcanzó ángulos de deformación menores que el 2007, tales como: un ángulo de 0.45 grados al aplicar la fuerza máxima y un ángulo final casi nulo de 0.01 grados. Como se puede apreciar los dos enganches mostraron ángulos finales por debajo del rango, por lo cual son aceptados.

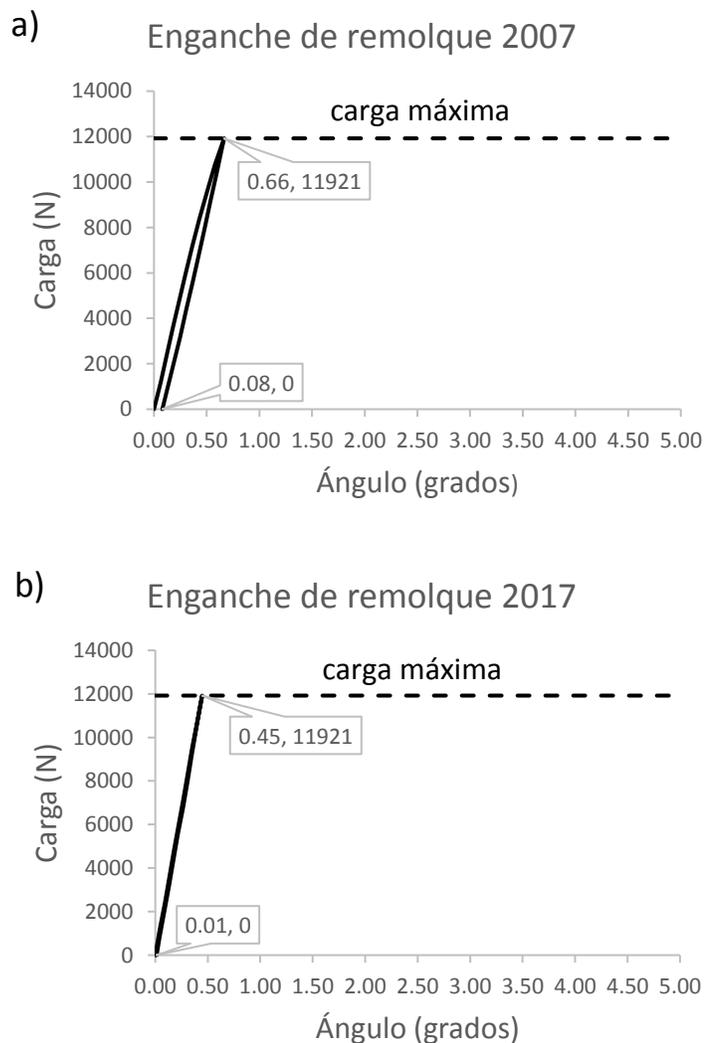


Figura 7-4. Resultados del ángulo de deformación correspondientes al caso B con transportador de carga, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.

7.4 Resultados del caso C con transportador de carga

En la Figura 7-5 se puede apreciar la distribución de esfuerzos correspondiente al caso C con transportador de carga. El enganche 2007 presentó un esfuerzo máximo de 675 MPa, en este caso se hace más evidente la concentración de esfuerzo en los componentes como: soporte de ensamble, soporte central, placa central y soporte de cadenas de seguridad. Por otro lado, el enganche 2017 presentó un esfuerzo máximo de 798 MPa, los componentes que presentaron concentración de esfuerzo fueron: soporte de ensamble trasero y soporte de receptor. En este caso se observa un incremento en los esfuerzos máximos en comparación con el caso B.

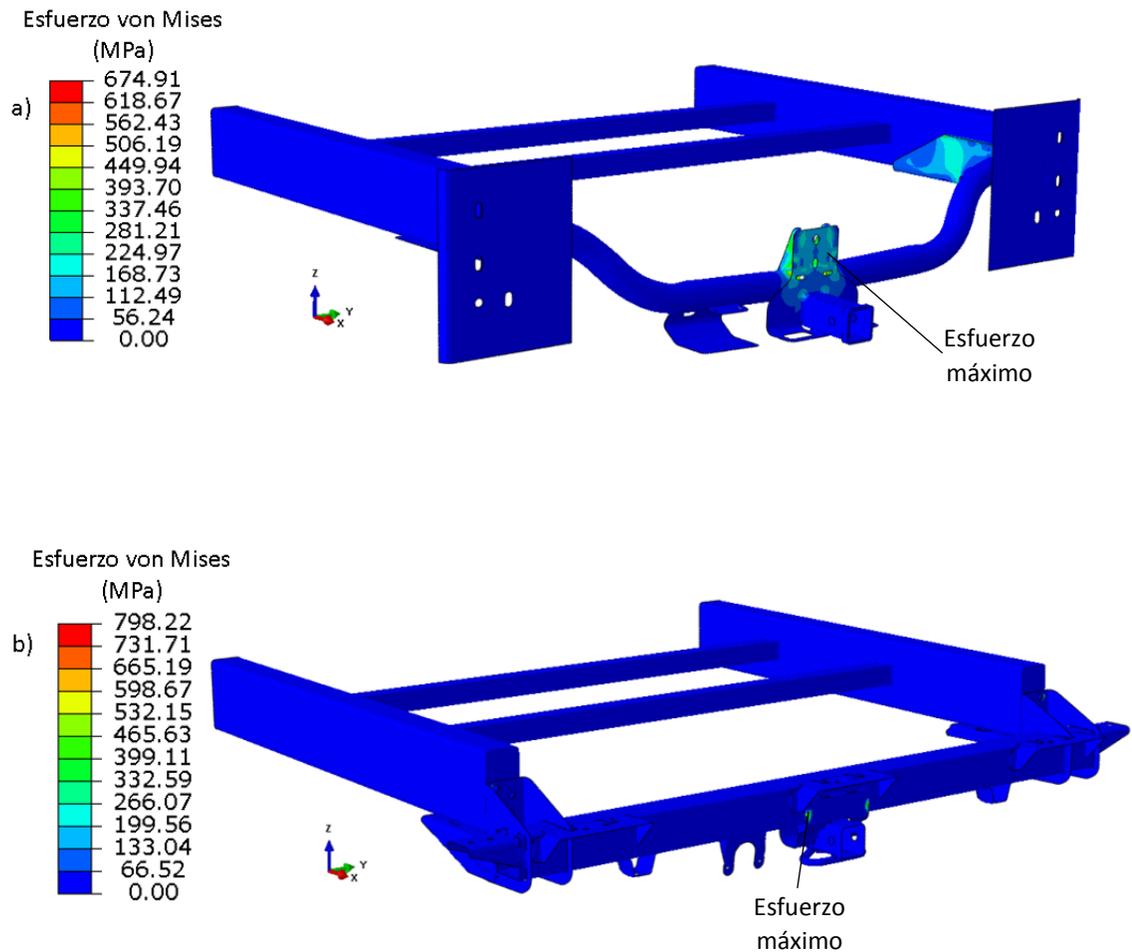


Figura 7-5. Distribución de esfuerzos correspondiente al caso C con transportador de carga, concerniente a la norma SAE J684, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.

En la Figura 7-6 se muestran los valores de los ángulos de deformación correspondientes al caso C con transportador de carga. Como se puede apreciar el enganche 2007 presentó un ángulo de 2.45 grados al aplicar la carga máxima y un ángulo final 0.72 grados. Estos valores son superiores a los mostrados en el caso B, la principal diferencia entre el caso B y C, es el sentido en el cual se aplica fuerza longitudinal (en el caso C es a compresión), por lo cual se puede deducir que el enganche 2007 tiene a presentar mayor deformación plástica cuando es sometido a compresión. Por otro lado, el enganche 2017 mostró los mismos valores que en caso B, 0.46 grados al aplicarla carga máxima y un ángulo final de 0.01 grados. Ambos enganches están dentro del rango de los 5 grados.

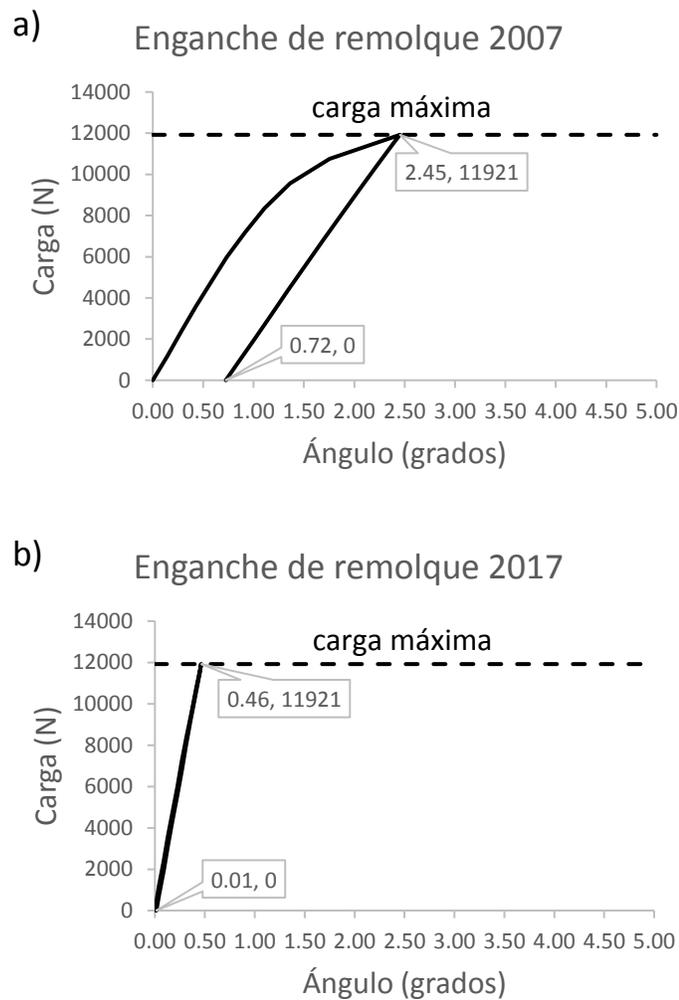


Figura 7-6. Resultados del ángulo de deformación correspondientes al caso C con transportador de carga, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.

7.5 Resultados del caso D

En la Figura 7-7 se presentan los resultados del caso D, cabe recalcar que para este caso tanto la magnitud, dirección y sentido de la carga se aplican igual, si se emplea distribuidor de peso o transportador de carga. Por lo tanto, se puede simplificar a un solo resultado. El enganche 2007 presentó un esfuerzo máximo de 340 MPa, donde el componente que mostró mayor concentración de esfuerzo fue el soporte de ensamblaje. En cambio, el enganche 2017 obtuvo un esfuerzo máximo de 0.04 MPa ubicado en el soporte de receptor.

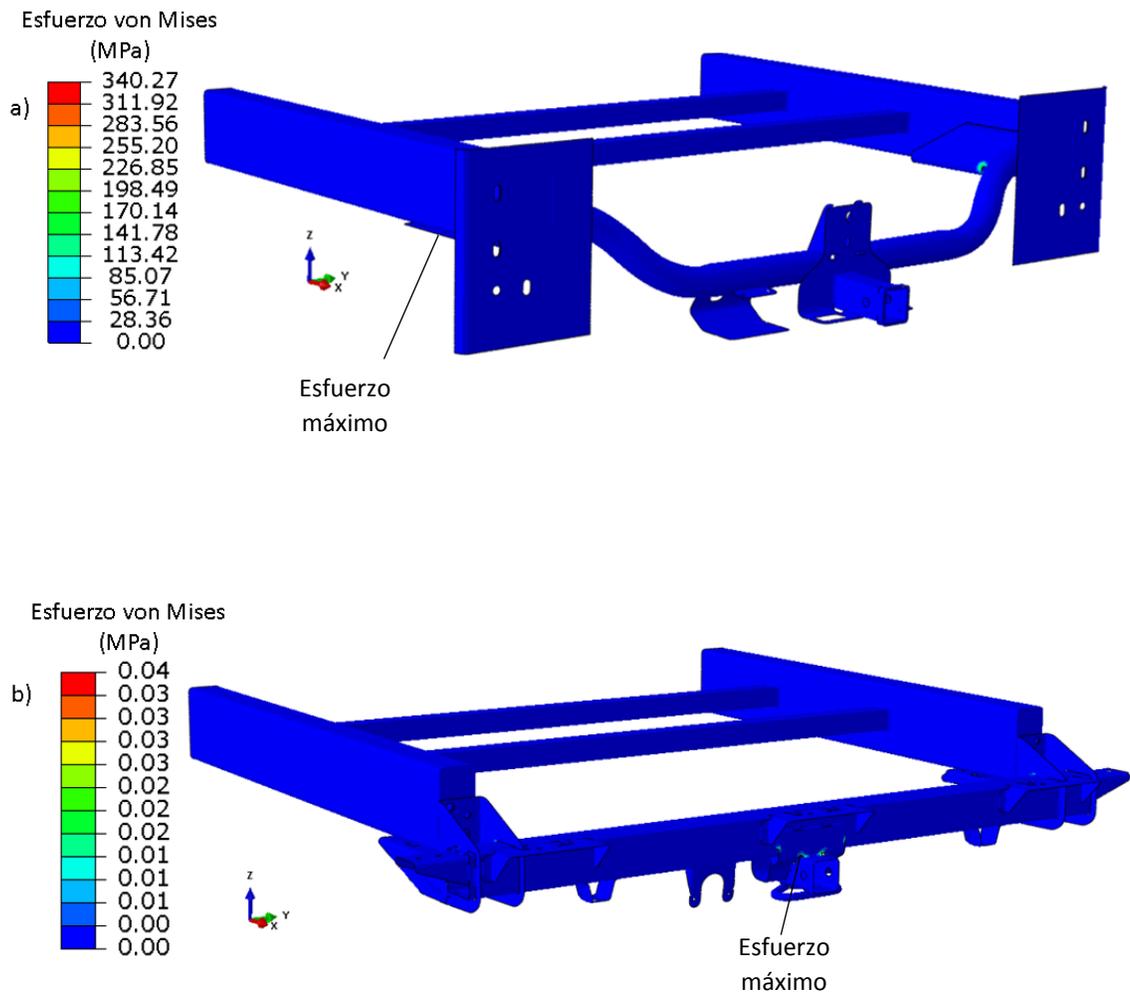


Figura 7-7. Distribución de esfuerzos correspondiente al caso D, de la norma SAE J684, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.

En la Figura 7-8 se muestran los resultados obtenidos del ángulo de deformación correspondientes al caso D. El enganche de remolque 2007 alcanzó un ángulo de 0.56 grados al aplicar la carga máxima y un ángulo final de 0 grados. A pesar que el enganche 2007 presentó deformación plástica, no se generó ningún ángulo. Asimismo, el enganche 2017 tampoco presentó ángulo de deformación final. De lo anterior se puede inferir que el caso D no es caso crítico, debido que no generó ángulos de deformación y sólo produjo una deformación plástica mínima en el enganche 2007. Como se puede visualizar ambos enganches están por debajo del rango.

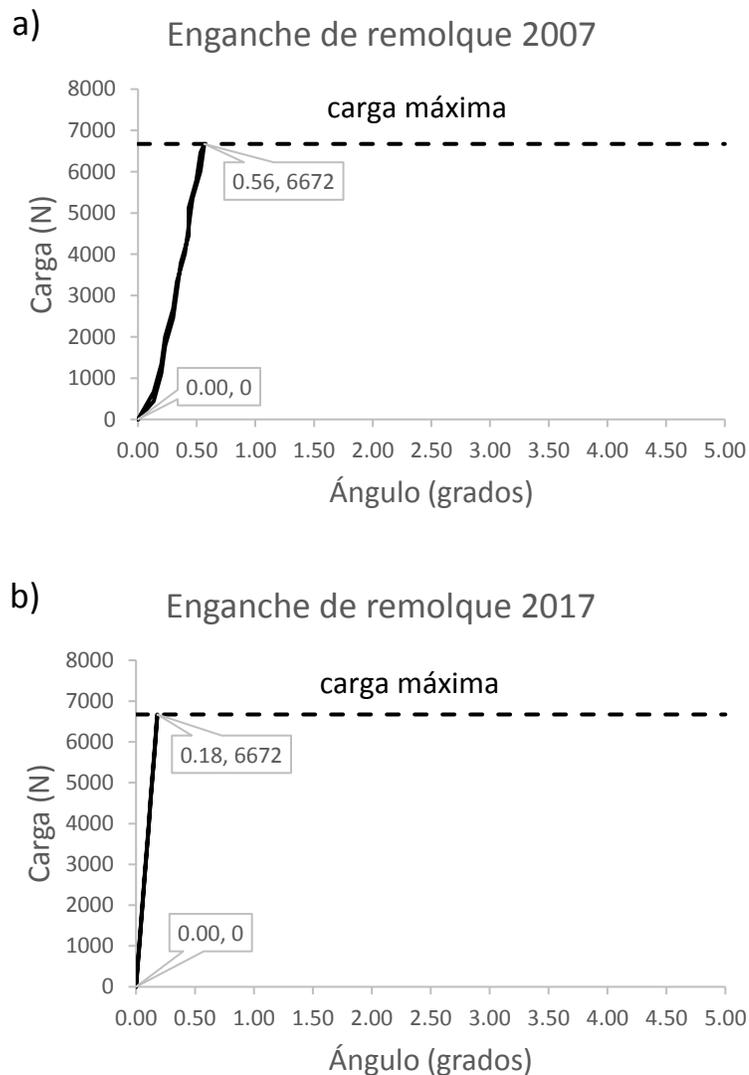


Figura 7-8. Resultados del ángulo de deformación correspondientes al caso D, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017

7.6 Resultados del caso E

En la Figura 7-9 se muestran los resultados del caso E, en este caso sucede lo mismo que en el caso D, es decir, el resultado obtenido con transportador de carga y distribuidor de peso es el mismo. El enganche de remolque 2007 alcanzó un esfuerzo máximo de 336 MPa y la concentración de esfuerzos se presentó en el soporte de ensamble. Por otra parte, el enganche 2017 presentó un esfuerzo máximo de 0.04 MPa situado en el soporte de receptor. Estos resultados son prácticamente iguales que el caso anterior y esto se debe a que la carga es la misma, solamente se aplica en sentido contrario que el caso D.

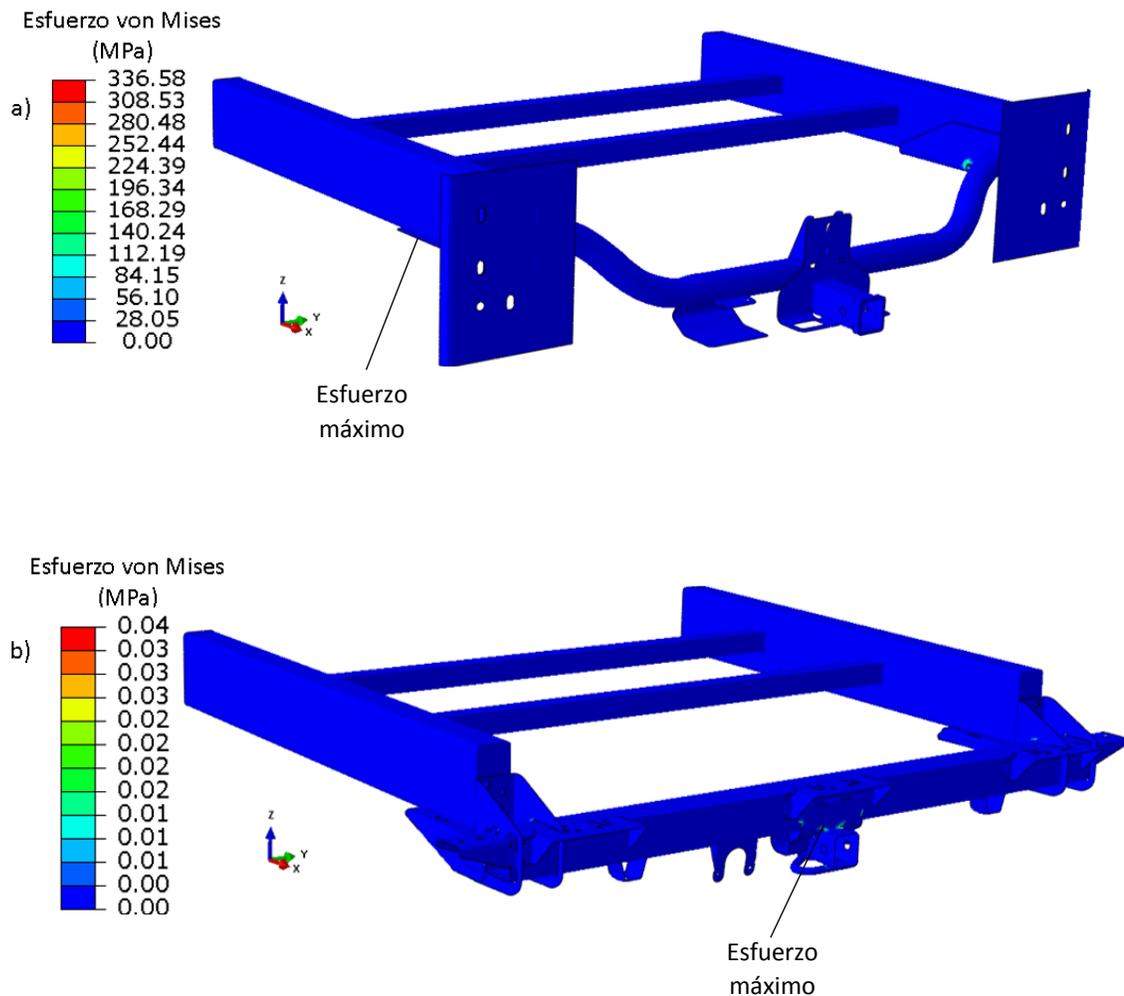


Figura 7-9. Distribución de esfuerzos correspondiente al caso E, de la norma SAE J684, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.

En la Figura 7-10 se presentan los resultados de ángulo de deformación correspondientes al caso E. Los resultados del ángulo final son los mismos que el caso anterior, no se generó ningún ángulo de deformación y ambos enganches fueron aceptados.

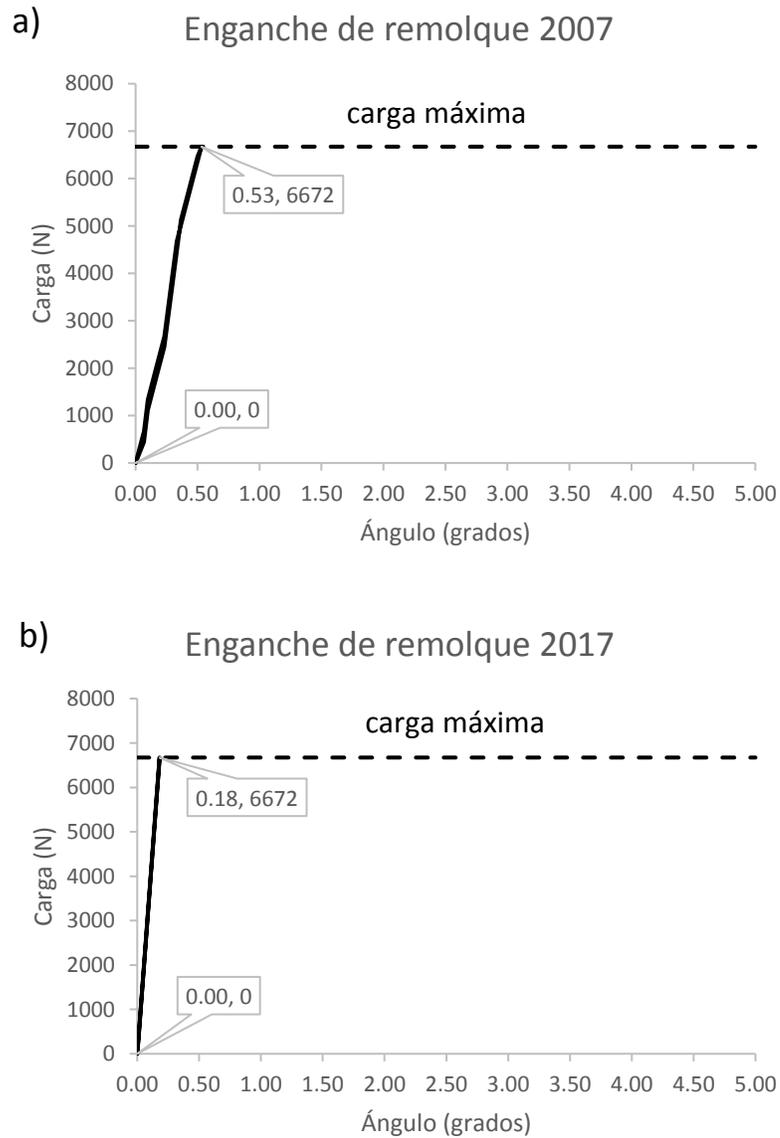


Figura 7-10. Resultados del ángulo de deformación correspondientes al caso E, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.

7.7 Resultados del caso A con distribuidor de peso

En la Figura 7-11 se visualizan los resultados obtenidos del caso A con distribuidor de peso. El enganche 2007 presentó un esfuerzo máximo de 560 MPa y la concentración de esfuerzos se puede identificar en los componentes tales como: soldaduras, soporte de ensamble, soporte de cadenas de seguridad, soporte central y placa central. Por otra parte, el enganche 2017 obtuvo un esfuerzo máximo de 730 MPa, donde los componentes soporte de receptor y soporte de ensamble trasero mostraron concentración de esfuerzos.

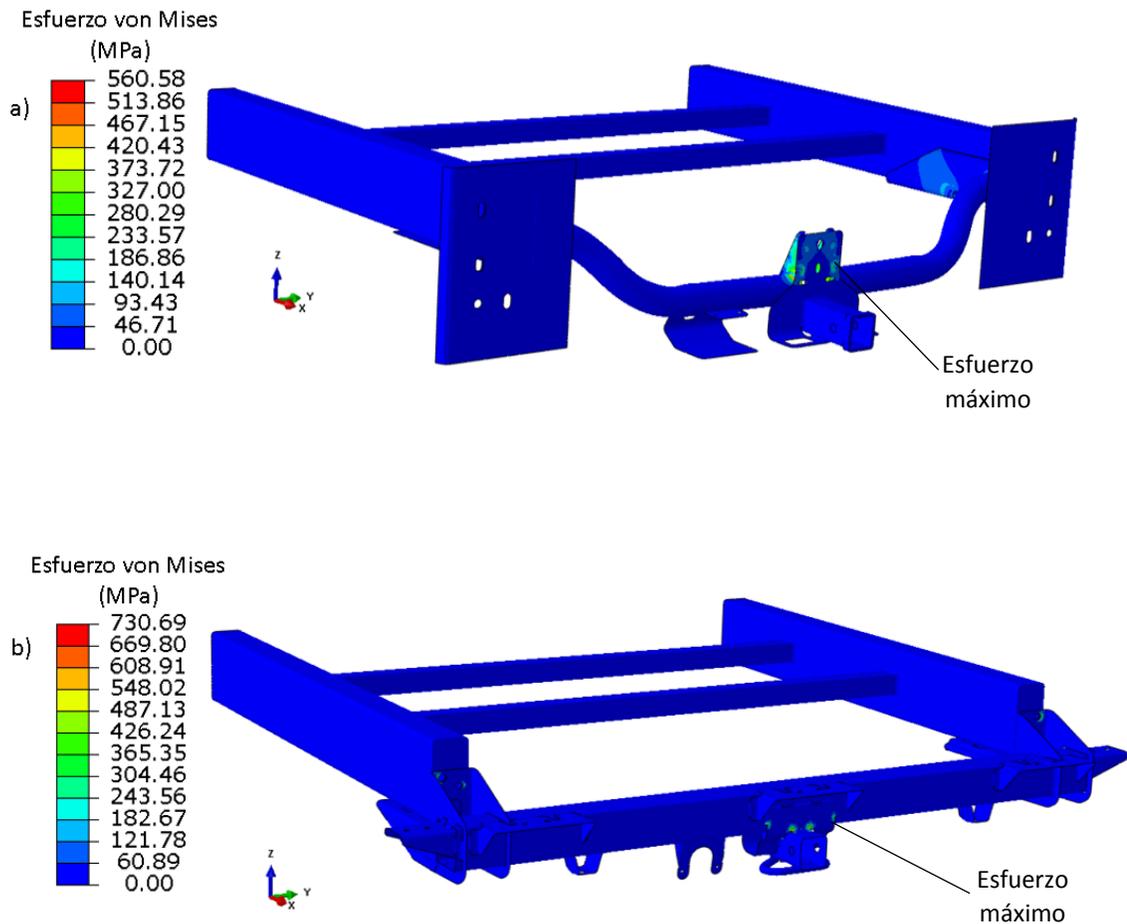


Figura 7-11. Distribución de esfuerzos correspondiente al caso A con distribuidor de peso, concierne norma SAE J684, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.

En la Figura 7-14 se observan los resultados obtenidos de ángulo de deformación correspondientes al caso A con distribuidor de peso. Los ángulos de deformación finales de los enganches 2007 y 2017, son muy cercanos con valores de 0.05 grados y 0.04 grados, respectivamente, ambos están por debajo del rango. También se visualiza que el enganche 2017 presentó un ángulo máximo mayor que el 2007, por lo cual se puede deducir, que el enganche 2017 tienden presentar mayor desplazamiento cuando es sometido a un par de fuerza nivelador, pero esto no genera necesariamente una deformación plástica importante en el enganche.

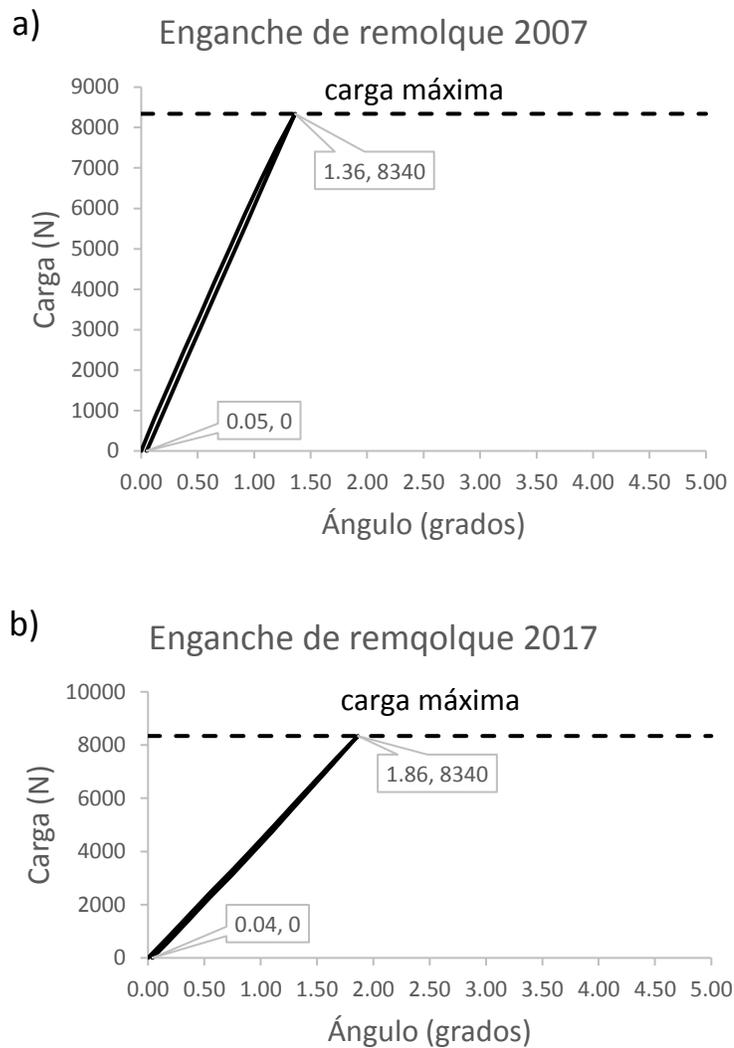


Figura 7-12. Resultados del ángulo de deformación correspondientes al caso A con distribuidor de peso, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.

7.8 Resultados del caso B con distribuidor de peso

En la Figura 7-13 se muestran los resultados del caso B con distribuidor de peso. El enganche de remolque 2007 alcanzó un esfuerzo máximo de 625 MPa y los componentes que mostraron concentración de esfuerzo fueron: soporte de ensamble, placa central y soporte central. En cambio, el enganche 2017 presentó un esfuerzo máximo mayor que el 2007, con un valor de 761 MPa, y la concentración de esfuerzo se presentó en el soporte de ensamble trasero.

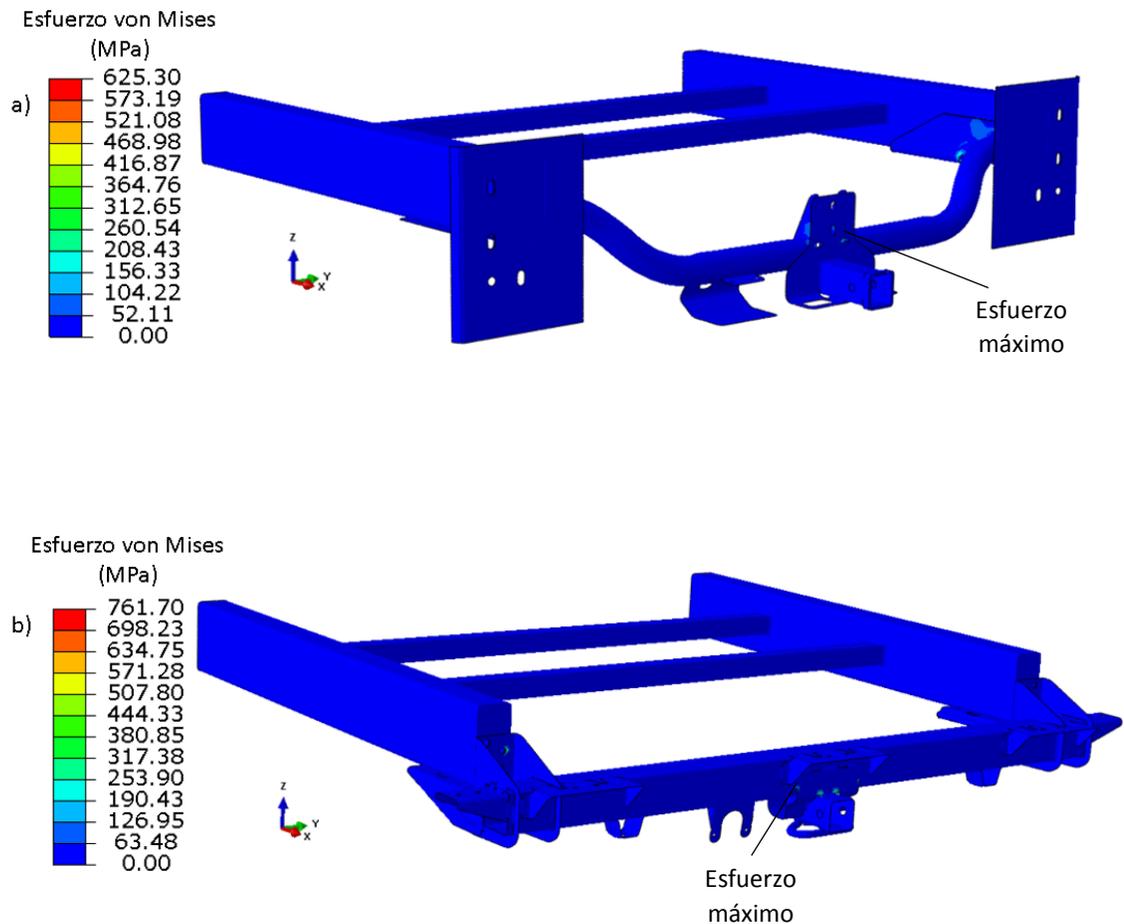


Figura 7-13. Distribución de esfuerzos correspondiente al caso B con distribuidor de peso, concerniente norma SAE J684, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.

En la Figura 7-14 se muestran los resultados de ángulo de deformación correspondientes al caso B con distribuidor de peso. El enganche 2007 presentó un ángulo final 0.07 grados mientras que el enganche 2017 alcanzó un ángulo final de 0.01 grados, ambos por debajo del rango.

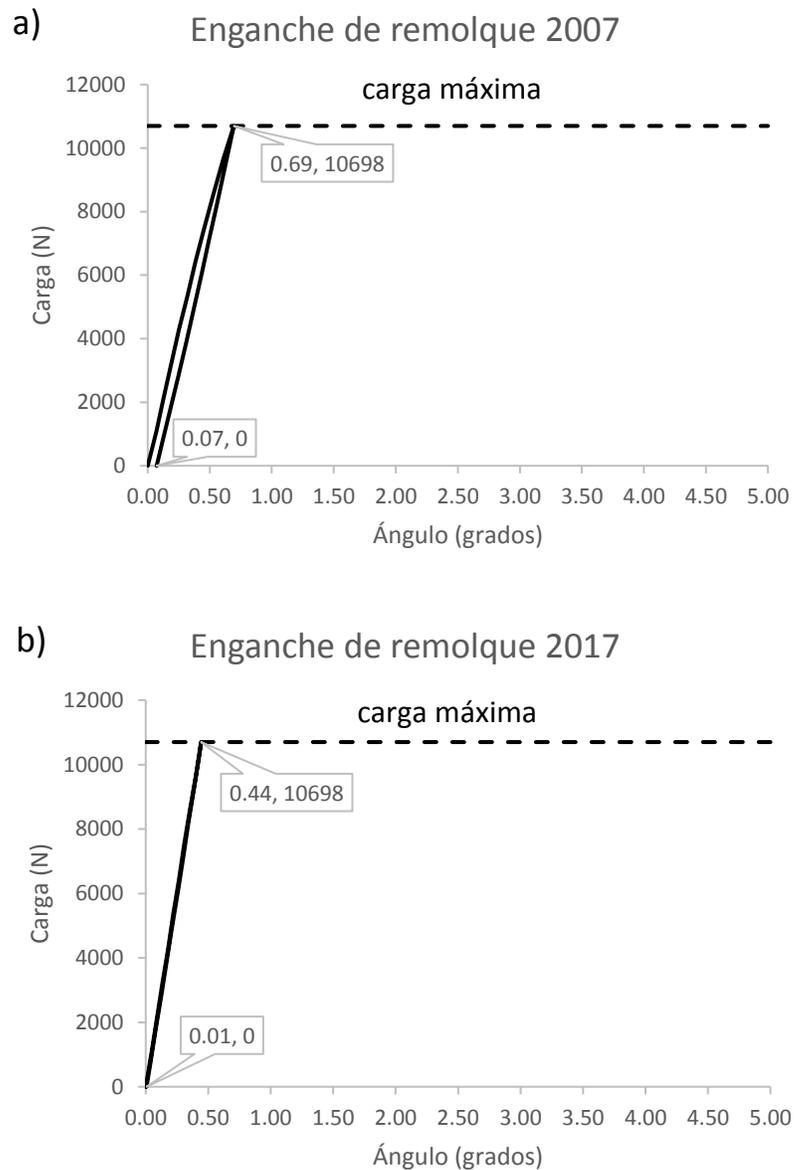


Figura 7-14. Resultados del ángulo de deformación correspondientes al caso B con distribuidor de peso, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.

7.9 Resultados caso C con distribuidor de peso

En la Figura 7-15 se muestran los resultados obtenidos del caso C con distribuidor de peso. El enganche 2007 alcanzó un esfuerzo máximo de 676 MPa, dentro de los componentes que presentaron concentración de esfuerzos se encuentran: soporte central, placa central, sección central y soporte de cadenas de seguridad. Por otro lado, el enganche 2017 alcanzó un esfuerzo máximo de 100 MPa mayor que el 2007, la concentración de esfuerzos se aprecia en los componentes: soporte de receptor y soporte de ensamble trasero.

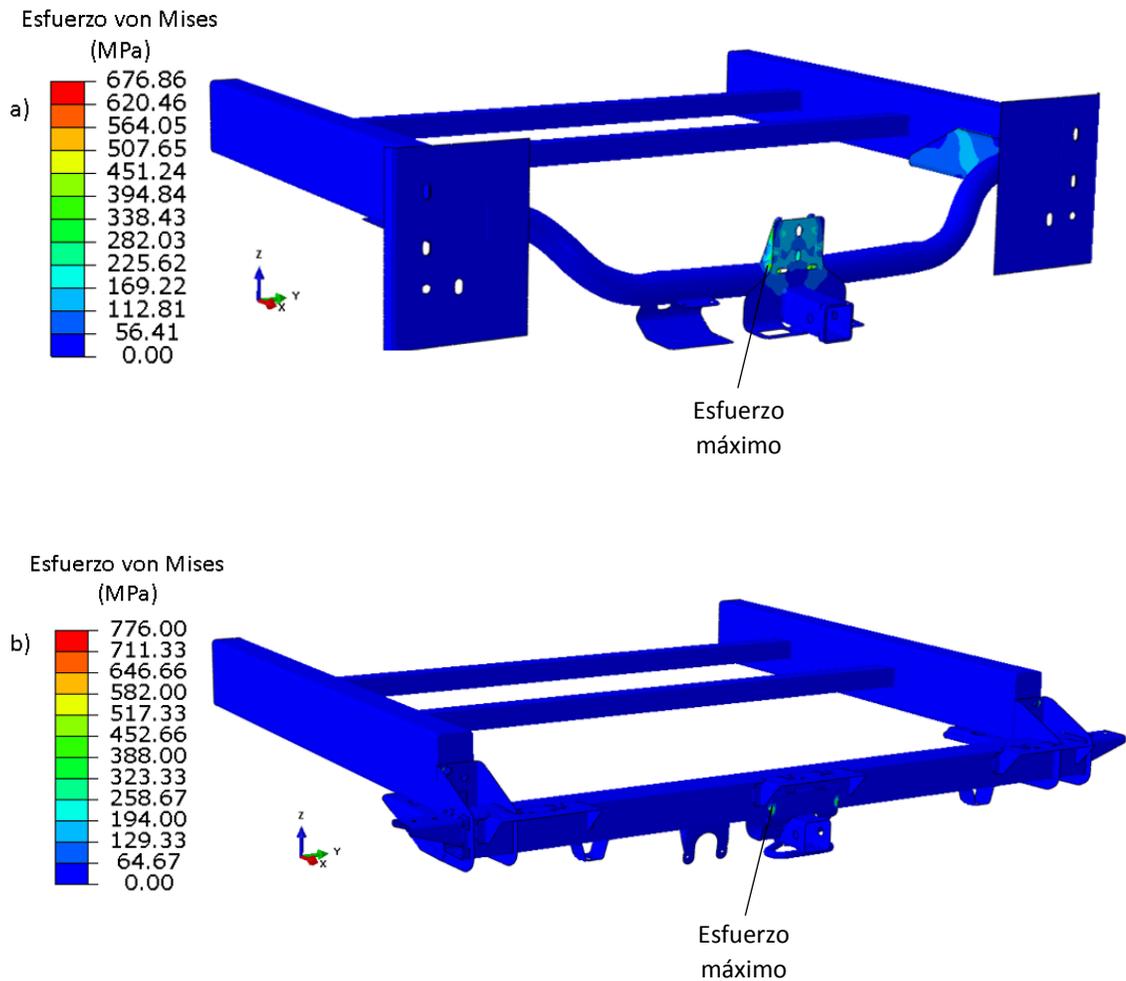


Figura 7-15. Distribución de esfuerzos correspondiente al caso C con distribuidor de peso, concierne norma SAE J684, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.

En la Figura 7-16 se observan los resultados de ángulo de deformación correspondientes al caso C con distribuidor de peso. De la misma manera que en el caso C con transportador de carga, el enganche 2007 alcanzó un ángulo considerable de 2.02 grados al aplicar la carga máxima y un ángulo final de 0.44 grados. Este resultado hace evidente que el enganche 2007, tiende a presentar mayor deformación cuando es sometido a compresión. Mientras, el enganche 2017 presentó un ángulo final de 0.01 grados, el cual es igual al caso anterior, por lo cual se puede deducir que el enganche de remolque 2017, tiende a presentar la misma deformación ya sea en tensión o compresión. Ambos enganches fueron aceptados para este caso.

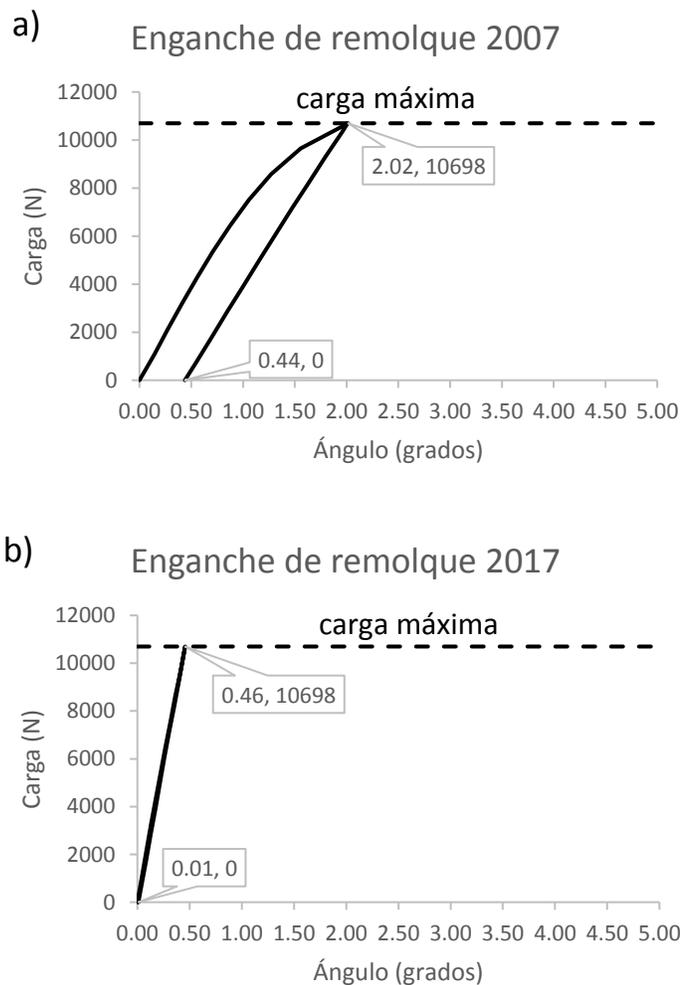


Figura 7-16. Resultados del ángulo de deformación correspondientes al caso C con distribuidor de peso, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.

7.10 Resultado caso F con distribuidor de peso

En la Figura 7-17 se observa los resultados de esfuerzo correspondiente al caso F con distribuidor de peso. El enganche de remolque 2007 alcanzó un esfuerzo máximo de 586 MPa, dentro de los componentes que presentaron concentración de esfuerzos se encuentran: soporte de ensamble, placa central, soporte central, soporte de cadenas de seguridad y receptor. Por el contrario, el enganche 2017 presentó un esfuerzo máximo de 822 MPa. Los componentes que mostraron concentración de esfuerzos fueron: soporte de receptor, soporte de ensamble trasero y refuerzo de soporte de ensamble trasero.

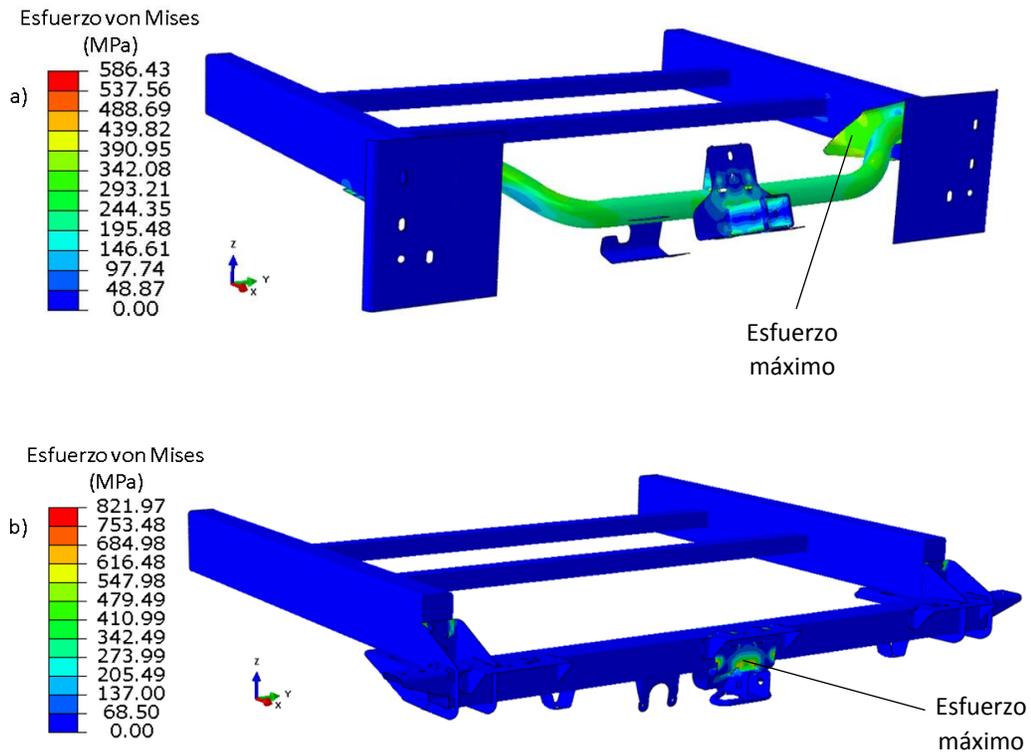


Figura 7-17. Distribución de esfuerzos correspondiente al caso F con distribuidor de peso, concerniente norma SAE J684, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.

En la Figura 7-18 se presentan los resultados del ángulo de deformación correspondiente al caso F con distribuidor de peso. Como se puede apreciar el enganche 2007 superó los cinco grados (23 grados), por lo cual fue rechazado. Por otro lado, el enganche 2017 alcanzó un ángulo máximo de 4 grados y ángulo final de 0.69 grados, los cuales fueron los valores más significativos comparados con los demás casos de carga correspondientes al enganche 2017. También resalta el hecho que presentó un gran desplazamiento y en este caso también se aplica un par de fuerza nivelador.

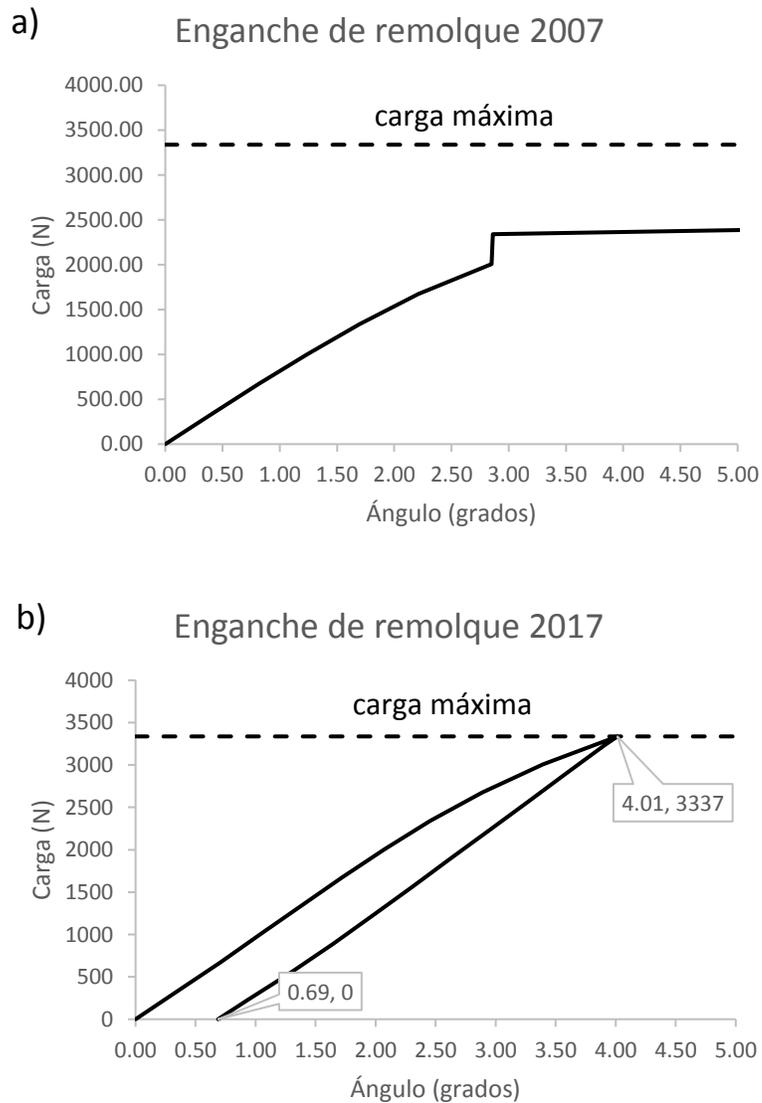


Figura 7-18. Resultados del ángulo de deformación correspondientes al caso F con distribuidor de peso, a) Enganche de remolque 2007 y b) Enganche de remolque 2017.

7.11 Resumen de resultados de esfuerzo von Mises en los componentes

En las secciones anteriores se mostraron los resultados de esfuerzo von Mises de cada uno de los casos de carga correspondientes a la norma SAE J684. A continuación, se presentan los componentes de los enganches evaluados en base al esfuerzo de cedencia que poseen los materiales y el esfuerzo von Mises que presentaron en el análisis. Esto se estableció con el motivo de identificar los componentes que tienden a presentar deformación plástica en los casos de carga. Para establecer la evaluación de los componentes se empleó la siguiente relación:

$$x_1 = \frac{\sigma'_1}{\sigma_{ced1}} \tag{99}$$

Donde σ'_1 representa el esfuerzo von Mises del componente obtenido del análisis, y σ_{ced1} representa el esfuerzo de cedencia del material. La evaluación se realizó en base al valor obtenido de x_1 . Si el valor de $x_1 \geq 1$, el componente presenta deformación plástica. En la Tabla 7-1 y Tabla 7-2 se visualizan los componentes de los enganches evaluados para cada uno de los casos, en color rojo se muestran los componentes que sobrepasaron el valor de x_1 . Cabe mencionar que se utilizaron abreviaturas de los nombres de los componentes, las cuales corresponden a las Tablas 6-1 y 6-2.

Tabla 7-1. Evaluación de los componentes del enganche de remolque 2007 en base al esfuerzo von Mises.

		Componentes								
	Caso	SRI	SC	PC	SE	SCS	R	RR	SRS	S
Transportador de carga	A	0.63	1.51	2.38	2.34	1.31	1.43	0.00	0.16	2.05
	B	0.04	1.19	1.53	1.14	0.31	1.15	0.00	0.03	1.40
	C	0.03	1.36	1.78	1.29	1.30	1.13	0.00	0.03	1.56
	D	0	0.45	0.70	1.16	0.01	0.01	0.00	0.00	0.53
	E	0	0.46	0.71	1.15	0.01	0.01	0.00	0.00	0.53
Distribuidor de peso	A	0.04	1.23	1.47	1.13	1.20	0.34	0.00	0.03	1.29
	B	0.03	1.35	1.58	1.16	0.20	1.05	0.00	0.02	1.44
	C	0.02	1.46	1.53	1.26	1.24	0.89	0.00	0.02	1.56
	F	0.20	1.23	1.12	2.00	1.01	1.10	0.43	0.11	1.11

Como se puede apreciar en la Tabla 7-1, los componentes del enganche 2007 que presentaron deformación plástica fueron: soporte de cadenas de seguridad, soporte central, placa central, receptor y soldaduras, en su mayoría componentes que se encuentran en el centro del enganche. Cabe recalcar que el soporte de ensamble presentó deformación plástica en todos los casos.

Tabla 7-2. Evaluación de los componentes del enganche de remolque 2017 en base al esfuerzo von Mises.

		Componentes												
	Caso	SC	SRE	SCS	SP	SR	R	RR	ST	SD	RSD	RC	S	B
Transportador de carga	A	0.46	0.01	0.00	0.19	1.31	0.07	0.01	1.44	0.72	1.08	0.04	1.43	0.00
	B	0.15	0.00	0.00	0.00	1.02	0.02	0.01	1.15	0.02	0.01	0.00	1.53	0.00
	C	0.24	0.00	0.00	0.01	1.05	0.02	0.00	1.19	0.02	0.01	0.00	1.55	0.00
	D	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	E	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Distribuidor de peso	A	0.08	0.00	0.00	0.01	1.30	0.12	0.02	1.15	0.05	0.10	0.01	1.42	0.00
	B	0.11	0.00	0.00	0.00	0.88	0.01	0.00	1.14	0.01	0.01	0.00	1.48	0.00
	C	0.21	0.00	0.00	0.01	1.31	0.01	0.00	1.17	0.01	0.01	0.00	1.51	0.00
	F	0.81	0.03	0.01	0.78	1.24	0.89	0.32	1.11	0.29	1.05	0.01	1.60	0.00

En la Tabla 7-2, se observan los componentes del enganche 2017 que presentaron plasticidad, tales como: soporte de receptor, soldaduras, soporte de ensamble trasero así como su refuerzo. Además, se observa que un número menor de componentes tienden a presentar plasticidad en comparación con el enganche 2007. Esto se debe principalmente a que el enganche 2017, emplea aceros de muy alta resistencia, los cuales poseen valores más altos de esfuerzo máximo y esfuerzo de cedencia, en el capítulo 3 se hace mención de estos.

7.12 Deformación plástica

Se evaluó la cantidad de deformación plástica que presentaron los componentes de los enganches 2007 y 2017. El análisis fue realizado tomando en cuenta el parámetro *PEEQ* (deformación plástica equivalente) de la simulación, debido a que es un parámetro escalar, y así mismo, corresponde a un valor de deformación plástica en la diagrama esfuerzo-deformación [55]. Por lo tanto, se realizó la comparativa entre el valor de *PEEQ* que presentaron cada uno de los componentes y la deformación plástica de la curva esfuerzo-deformación de los materiales. La comparativa se realizó en base a la siguiente relación:

$$x_2 = \frac{PEEQ}{\epsilon^p} \quad (100)$$

Donde *PEEQ* representa el valor de deformación plástica del componente, obtenida de la simulación y ϵ^p la deformación plástica del material. La evaluación se realizó en base al valor obtenido de x_2 , estableciendo lo siguiente: si valor de $x_2 \geq 1$ el material está por debajo de las características necesarias para el caso de carga. En la Tabla 7-3 y Tabla 7-4 se puede apreciar la evaluación de los enganche 2007 y 2017 en base a deformación plástica. En color rojo se resaltaron los componentes que superaron el rango establecido para x_2 . Se utilizaron las mismas abreviaturas que en las tablas anteriores.

Tabla 7-3. Evaluación de los componentes del enganche de remolque 2007 en base a deformación plástica.

		Componentes								
	Caso	SRI	SC	PC	SE	SCS	R	RR	SRS	S
Transportador de carga	A	0.08	2.33	1.27	3.83	0.22	0.72	0.00	0.00	3.23
	B	0.00	0.13	0.12	0.04	0.00	0.07	0.00	0.00	0.21
	C	0.00	0.47	0.39	0.14	0.09	0.14	0.00	0.00	0.80
	D	0.00	0.00	0.00	0.01	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	E	0.00	0.00	0.00	0.01	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Distribuidor de peso	A	0.00	0.08	0.10	0.01	0.07	0.00	0.00	0.00	0.21
	B	0.00	0.12	0.09	0.03	0.00	0.05	0.00	0.00	0.13
	C	0.00	0.25	0.26	0.09	0.07	0.07	0.00	0.00	0.50
	F	0.00	0.04	0.03	1.69	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Tal y como se puede observar en la Tabla 7-3, en sólo dos casos los componentes superaron el rango establecido para x_2 . En el caso A con transportador de carga, cuatro componentes no presentaron la ductilidad necesaria para soportar el caso, dentro de los componentes encuentran: soporte central, placa central, soldaduras y soporte de ensamble, el cual presentó la mayor cantidad de deformación plástica. Cabe resaltar que la mayoría de los componentes que no cumplieron con el rango establecido, se encuentran ubicados en la parte central del enganche 2007. Asimismo, en el caso F se presentó el mismo suceso y de la misma forma sucede con el soporte ensamble. Como dato adicional, el soporte de ensamble es uno de los componentes que posee un esfuerzo de cedencia relativamente bajo en comparación con los demás componentes.

Tabla 7-4. Evaluación de los componentes del enganche de remolque 2017 en base a deformación plástica.

		Componentes												
	Caso	SC	SRE	SCS	SP	SR	R	RR	ST	SD	RSD	RC	S	B
Transportador de carga	A	0.01	0.00	0.00	0.00	0.18	0.00	0.00	0.27	0.02	0.03	0.00	0.22	0.00
	B	0.00	0.00	0.00	0.00	0.04	0.00	0.00	0.04	0.00	0.00	0.00	0.06	0.00
	C	0.00	0.00	0.00	0.00	0.06	0.00	0.00	0.03	0.00	0.00	0.00	0.12	0.00
	D	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	E	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Distribuidor de peso	A	0.00	0.00	0.00	0.00	0.06	0.01	0.00	0.04	0.00	0.00	0.00	0.03	0.00
	B	0.00	0.00	0.00	0.00	0.03	0.00	0.00	0.04	0.00	0.00	0.00	0.04	0.00
	C	0.00	0.00	0.00	0.00	0.05	0.00	0.00	0.02	0.00	0.00	0.00	0.09	0.00
	F	0.02	0.00	0.00	0.01	0.62	0.15	0.00	0.05	0.00	0.02	0.00	0.24	0.00

Como se puede observar en la Tabla 7-4 todos los componentes del enganche 2017 cumplieron con el rango, esto se debió principalmente a que está fabricado con aceros de muy alta resistencia, como se mencionó en el capítulo 3, estos aceros poseen valores superiores de esfuerzo de cedencia y esfuerzo máximo con respecto a los aceros de alta resistencia (los cuales son utilizados en el enganche 2007). El incremento de estos valores de esfuerzos, se vio reflejado al obtener valores de deformación plástica menores.

Capítulo 8. Discusión

En este capítulo se lleva a cabo la discusión de los resultados que fueron mostrados en el capítulo 7. Como se mencionó con anterioridad, el criterio más importante de los análisis es el correspondiente a la norma SAE J684, por lo cual se discuten los ángulos de deformación que presentaron los enganches 2007 y 2017, así como también la relación de los ángulos obtenidos, con los valores de esfuerzo von Mises y deformación plástica que presentaron los componentes. Otro punto que se tomó en cuenta fueron las diferencias entre los enganches de remolque 2007 y 2017.

8.1 Ángulo de deformación del enganche de remolque 2007

Como se mostró en el capítulo anterior de todos los casos de la norma SAE J684, en dos de éstos, el enganche de remolque 2007 sobrepasó el criterio de la norma, esto debido a que, durante el análisis de estos casos, algunos componentes del enganche de remolque presentaron un desempeño inferior al requerido. En la Tabla 8-1 se visualiza de manera simplificada todos los resultados del enganche 2007.

Tabla 8-1. Resultados obtenidos del enganche de remolque 2007.

	Caso	Esfuerzo máximo (MPa)	Máxima deformación plástica (mm/mm)	Componentes críticos	Ángulo de deformación (grados)	Criterio de la norma SAE J684
Transportador de carga	A	890	1.34	SC, PC, SE y S	$\theta > 5$	Rechazado
	B	608	0.05	N/A	0.08	Aceptado
	C	675	0.19	N/A	0.72	Aceptado
	D	340	0	N/A	0	Aceptado
	E	336	0	N/A	0	Aceptado
Distribuidor de peso	A	560	0.05	N/A	0.05	Aceptado
	B	625	0.03	N/A	0.07	Aceptado
	C	676	0.12	N/A	0.44	Aceptado
	F	586	0.59	SE	$\theta > 5$	Rechazado

De acuerdo a la tabla anterior los casos que sobrepasaron los cinco grados de deformación plástica fueron: caso A con transportador de carga y caso F con distribuidor de peso. Cabe señalar que los componentes críticos son aquellos que obtuvieron el desempeño más bajo durante los casos.

El caso A con transportador de carga es uno de los casos más críticos de la norma SAE J684, esto se debe principalmente a que se aplica entre 5 a 6 veces el peso máximo de extensión que puede soportar el enganche. A pesar de esto, el enganche debe ser capaz de soportar este caso. Por lo contrario, el análisis realizado a través del método de elemento finito, mostró que el enganche 2007 fue rechazado para éste, debido a los materiales de los componentes no poseen las propiedades mecánicas necesarias tales como: ductilidad y resistencia máxima.

El componente que presentó la mayor cantidad de deformación plástica fue el soporte de ensamble, cabe mencionar que este componente poseía uno de los valores más bajos de esfuerzo de cedencia, asimismo, otros componentes tales como la placa central, sección

central y soldaduras, tuvieron un bajo desempeño. Por lo tanto, se puede deducir que el modelo del enganche 2007 no cuenta con los requerimientos para soportar un peso de extensión excesivo, y esto se debe a que los componentes ubicados en centro del enganche no tienen la resistencia mecánica necesaria, además del diseño, debido a que los esfuerzos se concentraban en las zonas con menor resistencia.

El caso F con distribuidor de peso es otro de los casos críticos de la norma, debido a que se aplica un par nivelador de $7.64E+06$ N mm, el cual supera el valor que se debería aplicar en el enganche. El enganche 2007 también fue rechazado para este caso y de manera similar al caso anterior, se debe al desempeño que presentó el soporte de ensamble, y como se mencionó anteriormente esto se debe a las propiedades mecánicas del material.

En cuanto al resto de los casos de carga el enganche 2007 fue aceptado por la norma, ya que presentó ángulos con valores dentro del rango, y esto se debió en gran medida a que, en los casos restantes el peso máximo de extensión aplicado equivale al 15% del peso bruto del remolque, el cual corresponde al peso establecido por el fabricante (este puede variar entre el 10 al 15%). En algunos casos no se aplica peso de extensión tales como en los casos D y E, pero estos no generaron ángulo y tampoco generaron deformación plástica considerable en los componentes.

8.2 Ángulo de deformación del enganche de remolque 2017

El enganche de remolque 2017 fue aceptado en todos los casos de carga, pero presentó ángulo de deformación para los casos más críticos. En la Tabla 8-2 se muestra de manera simplificada todos los resultados del enganche 2017.

Tabla 8-2. Resultados obtenidos del enganche de remolque 2017.

	Caso	Esfuerzo máximo (MPa)	Máxima deformación plástica (mm/mm)	Componentes críticos	Ángulo de deformación (grados)	Criterio de la norma SAE J684
Transportador de carga	A	733	0.07	N/A	0.14	Aceptado
	B	786	0.01	N/A	0.01	Aceptado
	C	798	0.02	N/A	0.01	Aceptado
	D	0.04	0	N/A	0	Aceptado
	E	0.04	0	N/A	0	Aceptado
Distribuidor de peso	A	730	0.01	N/A	0.04	Aceptado
	B	761	0.01	N/A	0.01	Aceptado
	C	776	0.01	N/A	0.01	Aceptado
	F	822	0.08	N/A	0.69	Aceptado

Como se puede apreciar en la Tabla 8-2 el enganche 2017 fue aceptado incluso en los más críticos, en los cuales, a pesar de haber presentado ángulo de deformación, no se generó una deformación plástica importante en los componentes. Debido a que los materiales poseen valores de resistencia máxima entre 550-720 MPa.

Otra de las razones por las cuales el enganche 2017 fue aceptado para los casos críticos se debe a los puntos de ensamble con la estructura equivalente, debido a que se restringieron un mayor número de grados de libertad (traslaciones y rotaciones). Además, el enganche 2017 contaba con un mayor número de componentes, entre ellos refuerzos los cuales proporcionaban mayor rigidez al enganche.

8.3 Diferencias entre enganche de remolque 2007 y 2017

Tal y como se pudo observar en los resultados, el enganche 2007 no fue aceptado por la norma en los casos más críticos (caso A con transportador de carga y caso F con distribuidor de peso), al contrario del enganche 2017. Esto se debió a las diferencias entre los modelos de enganche 2007 y 2017. Las diferencias principales fueron:

- **Materiales:** los materiales empleados en el enganche 2007 corresponden a aceros de alta resistencia, los cuales poseen valores de resistencia máxima de entre 500-590 MPa. Estos valores se ven reflejados en los casos críticos en el enganche 2007, por ejemplo, el soporte de ensamble es uno de los componentes con menor resistencia máxima, por lo cual presentó un bajo desempeño para los casos críticos. Mientras que el enganche 2017 utiliza aceros de muy alta resistencia con valores de resistencia máxima de entre 550-720 MPa.
- **Diseño:** los componentes del enganche 2007 poseían un espesor entre 4 a 6 mm con un total de 9 componentes. En cambio, el enganche 2017 tenía 13 componentes con espesores entre 1.2 a 4 mm en promedio y dentro de estos se contemplaban una serie de refuerzos, los cuales estaban colocados de manera estratégica en las zonas de mayor concentración de esfuerzos.
- **Puntos de ensamble:** Tal y como se mencionó anteriormente los puntos de ensamble del enganche 2017, proporcionaron mayor rigidez al restringir un mayor número de grados de libertad, a diferencia del enganche 2007. Por ejemplo, en el caso F con distribuidor de peso al aplicar el par nivelador se observó que el enganche 2007 presentaba una gran rotación en el eje y, esto se debía en gran medida a que no existía un punto de ensamble que mantuviera el enganche en la posición inicial. De la misma manera sucedió en el caso A con transportador de carga, pero con el grado de libertad correspondiente al desplazamiento en el eje z.

Capítulo 9. Conclusiones y recomendaciones

En el presente capítulo se muestran las conclusiones del trabajo de investigación, así como las recomendaciones para complementarlo.

9.1 Conclusiones

- Se estableció una nueva metodología para evaluar enganches de remolque.
- Fue posible obtener geometrías 3D prácticamente idénticas a los componentes de los enganches de remolque, al aplicar la ingeniería inversa.
- Se observó que enganche de remolque 2007 está diseñado para casos de carga convencionales de la norma SAE J684, en los cuales el peso de extensión aplicado corresponde al 15% del peso bruto del remolque, debido que al ángulo de deformación que presentó para estos casos fue menor a cinco grados.

- Se apreció que el enganche 2007 no es capaz de soportar los casos más críticos de la norma SAE J684, tales como el caso A con transportador de carga y el caso F con distribuidor de peso.
- Se determinaron las causas por las cuales el enganche de remolque 2007 fue rechazado para los casos críticos de la norma, dentro de las cuales se pueden mencionar: propiedades los materiales debido que no poseen la resistencia máxima y ductilidad para soportar las cargas, puntos de ensamble ya que no proporcionan la rigidez necesaria al enganche y el diseño, dado que al aplicar las cargas se generaba concentración de esfuerzos en las mismas zonas del enganche tales como los componentes ubicados en el centro (placa central, soporte central) y soporte de ensamble.
- En base a los resultados obtenidos se estableció que enganche de remolque 2017 cuenta con el diseño y los materiales con las propiedades mecánicas necesarias para soportar todos los casos de carga de la norma SAE J684.
- Se visualizó el avance tecnológico que presento enganche 2017 con respecto al 2007. Puesto que el enganche 2017 emplea materiales avanzados como aceros de muy alta resistencia y las mejoras que presentó con el rediseño.

9.2 Recomendaciones

- Se recomienda realizar las pruebas experimentales del enganche 2007 y 2017 correspondientes al caso A con transportador de carga y caso F con distribuidor de peso, debido a que son los más críticos de la norma SAE J684, esto con el motivo de validar y establecer un porcentaje de correlación con los resultados obtenidos en este trabajo.

- Realizar las simulaciones de los casos en los cuales el enganche de remolque 2007 fue rechazado por la norma, empleado la estructura del vehículo remolcador. Esto con el motivo de verificar, si el enganche 2007 será capaz de soportar los casos críticos empleado la estructura del vehículo. En la Figura 9-1 se visualizan los resultados de esfuerzo de un modelo propuesto en esta investigación, el cual corresponde al caso A con transportador de carga. Este análisis solo completó 18 segundos. Cabe mencionar que para el mismo tiempo de análisis el enganche 2007 utilizando la estructura equivalente, presentó resultados de esfuerzo y deformación plástica similares, pero con ángulo diferente, por lo cual se recomienda terminar la solución y análisis de los resultados.

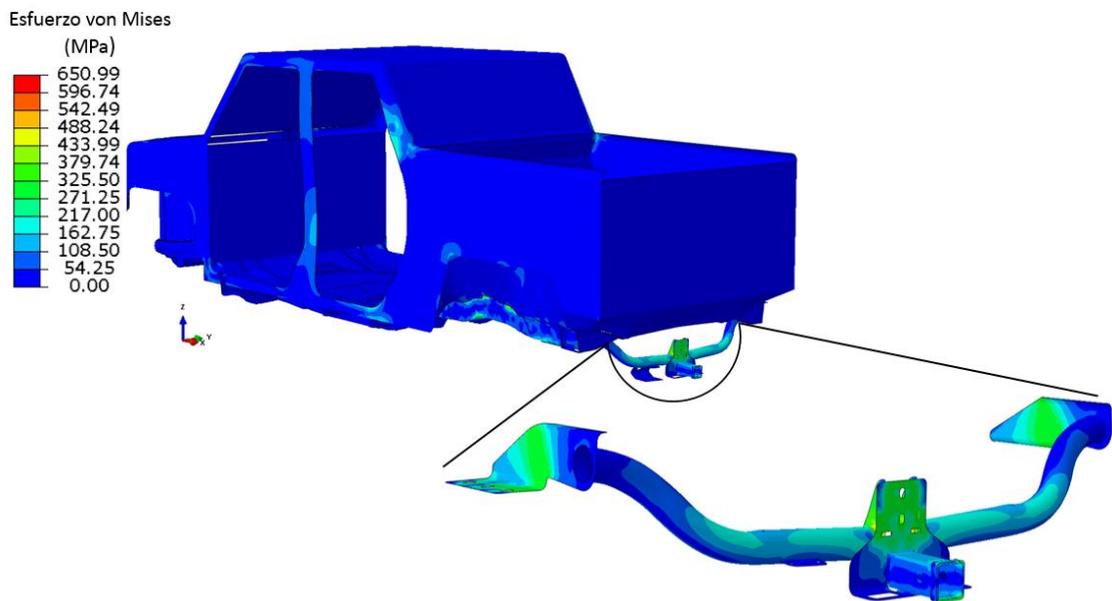


Figura 9-1. Distribución de esfuerzos correspondiente al caso A del enganche 2007 utilizando la estructura del vehículo remolcador.

- Realizar la ingeniería inversa y caracterización de los materiales correspondientes al componente del parachoques trasero y refuerzo, así como el tipo de uniones que presentan con el vehículo remolcador 2007, debido a que existen puntos de ensamble entre el soporte de cadenas de seguridad del enganche 2007 y el refuerzo

del parachoques, estos puntos de ensamble ayudarán a restringir un mayor número de grados de libertad.

- Realizar los análisis correspondientes a la norma SAE J684 empleando los puntos de ensamble entre el soporte de cadenas de seguridad y el refuerzo del parachoques, ya existe la posibilidad de reducir la concentración de esfuerzos, así como la deformación plástica que presentan los componentes del enganche 2007, lo cual se vería reflejado en un ángulo de deformación menor para los todos los casos.
- Realizar análisis de choque como en los trabajos [73-75]. Esto con el motivo de establecer si los enganches de remolque 2007 y 2017, poseen las propiedades mecánicas para soportar impactos. Por otra parte, se puede realizar un análisis comparativo de la deformación plástica que presenta el vehículo remolcador al sufrir un impacto trasero sin emplear el enganche de remolque y utilizado el enganche, para comprobar si el uso del enganche beneficia a la estructura del vehículo o lo perjudica provocando mayor deformación plástica en los componentes.
- Realizar los análisis de fatiga correspondientes a los enganches de remolque 2007 y 2017, esto con el motivo de establecer la cantidad de ciclos para los cuales fueron diseñados y si estos cumplen con el requerimiento de alguna norma de manera similar al [76].

Referencias

- [1] H. Aguero Avala and J. Saldaña Balandra, *Historia del automóvil*. Lima-Perú: Universidad Tecnológica del Perú, 2012.
- [2] R. C. Garza Alvarez, “Propuesta de reducción del peso estructural de autobuses empleando herramientas de elemento finito,” Tesis de licenciatura, Universidad Nacional Autónoma de México, 2012.
- [3] P. E. González Jiménez, “Optimización topológica de la estructura de una suspensión de autobús mediante paquetería de elemento finito,” Tesis de licenciatura, Universidad Nacional Autónoma de México, 2014.
- [4] “El invento del automovil,” *Inventionary*. Accesado febrero 2018. Disponible: http://www.inventionary.com.ar/2013/06/15/el-invento-del-automovil/triciclo_karl_benz/.
- [5] F. Alizon, S. B. Shooter, and T. W. Simpson, “Henry Ford and the Model T: lessons for product platforming and mass customization,” *Des. Stud.*, vol. 30, no. 5, pp. 588–605, 2009.
- [6] G. V. Viñas, *Estructuras del vehículo*. Madrid: Editex, 2014.
- [7] T. Gómez Morales, J. Martín Navarro, E. Águeda Casado, and J. García Jiménez, José Luis Gonzalo Garcia, *Elementos estructurales del vehículo*. Madrid: Paraninfo, 2016.
- [8] T. Águeda Casado, Eduardo Gomez Morales and J. Martin Navarro, *Automoción: estructuras del vehículo*. Madrid: Paraninfo, 2006.
- [9] J. A. Parra Plazas and R. A. Rios Linares, “Estudio del comportamiento bajo carga de un chasis para transporte de pasajeros por medio de tecnologia de elementos finitos en la empresa Equitel Cumandes S.A.,” *Av. Investig. Ing.*, vol. 6, 2007.
- [10] A. M. Providell, “Rediseño estructural para vehículo utilitario y evaluación

mediante el uso de paquetría FEM,” Tesis de licenciatura, Universidad Nacional Autónoma de México, 2015.

- [11] W. E. Dotterweich, “Standard J684c Its Early History and Current Developments,” *Soc. Automot. Engineers*, 1971.
- [12] M. K. Taylor, “A history of transporting cars to auto recyclers as remembered by industries founders,” *Automotive Recycling Magazine*, 2013.
- [13] E. Holmes, “Hoisting Apparatus for Automoblies,” U. S. Patent 1,254,804, January 29, 1918.
- [14] M. Brice and A.. Brice, “Pole coupling,” U. S. Patent 1,254,199, January 22, 1918.
- [15] “Understanding towing,” *CURT*. Accesado marzo 2018. Disponible: http://www.curtmfg.com/page/towing101_ch4.
- [16] “Trailer Couplings, Hitches, and Safety Chains—Automotive Type,” *SAE International*, 2005.
- [17] “What Is Weight Distribution?,” *etrailer.com*. Accesado marzo 2018. Disponible: <https://www.etrailer.com/faq-weightdistribution.aspx>.
- [18] “Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials,” *ASTM International*, 2009.
- [19] “Autocasión,” *Tipos de aceros en las carrocerías y su reparabilidad*. Accesado Marzo2018 Disponible: <https://www.autocasion.com/actualidad/reportajes/tipos-de-aceros-en-las-carrocerias>.
- [20] A. L. Alvarado Gutiérrez, “Análisis microestructural y de propiedades mecánicas a temperaturas elevadas de aceros avanzados de alta resistencia para el conformado en caliente,” Tesis de maestría, Universidad Autónoma de Nuevo León, 2013.
- [21] N. C. Barajas Aguilar, A. M. García Lara, J. E. Camporredondo Saucedo, F. Equihua Guillén, and L. Castruita Ávila, “Tendencia de los aceros y su aplicación en la industria automotriz,” *CienciAcierta*, vol. 48, 2016.

- [22] R. Pla Ferrando, S. Sánchez Caballero, M. Á. Sellés Cantó, and J. E. Crespo Amorós, “Nuevos aceros TWIP/TRIP en los automóviles del futuro,” *3 Ciencias*, 2012.
- [23] M. Cervera Ruiz and E. Blanco Díaz, *Mecánica de Estructuras. Libro 1: Resistencia de materiales*. Barcelona: Edicions UPC, 2001.
- [24] S. Timoshenko and J. N. Goodier, *TEORIA DE LA ELASTICIDAD*, 2nd. ed. URMO, 1975.
- [25] X. Oliver Olivella and C. Agelet de Saracibar Bosch, *Mecánica de medios continuos para ingenieros*. Barcelona: Edicions UPC, 2002.
- [26] E. Chaves and R. Mínguez, *Mecánica computacional en la ingeniería con aplicaciones en matlab*. Ciudad Real: Universidad de Castilla-La Mancha, 2010.
- [27] R. E. Rivera López, “Algunas consideraciones sobre la teoría de la elasticidad lineal,” Tesis de maestría, Universidad Nacional Autónoma de México, 2006.
- [28] I. M. Ramos, *Mecánica de medios continuos para ingenieros geólogos*. Alicante: Universidad de Alicante servicio de publicaciones, 2004.
- [29] O. Bejarano Grández, “Diseño de una máquina experimental para la deformación en frío en una dirección de láminas no ferrosas, mediante fuerzas de compresión,” Tesis de maestría, Pontificia Universidad Católica del Perú, 2013.
- [30] C. Zendejas Morales, “Evaluación del comportamiento no lineal de perdidas de metal en tuberías de pared delgada bajo presión interna,” Tesis de licenciatura, Instituto Politécnico Nacional, 2008.
- [31] G. R. Vergara Zamora, “Estudio del comportamiento mecánico de elementos estructurales compuestos (concreto-acero), por medio de simulaciones numéricas basadas en el método de los elementos finitos,” Tesis de licenciatura, Instituto Politécnico Nacional, 2010.
- [32] H. A. Di Rado, “Simulación numérica de problemas con no linealidad física y geométrica. Análisis de consolidación de suelos no saturados.,” Tesis de doctorado,

Universidad Nacional del Nordeste, 2006.

- [33] A. . Becker, *Understanding Non-linear Finite Element Analysis Through Illustrative Benchmarks*. United kingdom: NAFEMS, 2001.
- [34] R. C. Hibbeler, *Mecánica de Materiales*, 6th. ed. México: Pearson Educación, 2006.
- [35] R. G. Budynas and K. J. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. 8th. ed. México: McGraw-Hill, 2008.
- [36] B. Hortigón Fuentes, “Definición de un modelo de comportamiento plástico durante la estricción para los aceros corrugados de alta ductilidad,” Tesis de doctorado, Escuela Politécnica Superior Universidad de Sevilla, 2015.
- [37] P. Arasaratnam, K. S. Sivakumaran, and M. J. Tait, “True Stress-True Strain Models for Structural Steel Elements,” *ISRN Civ. Eng.*, 2011.
- [38] A. Gennifer, H. D’Armas, and M. Ciaccia, “Comportamiento elastoplástico en tracción de láminas de acero ASTM A-569,” *Rev. Ing. UC*, vol. 14, no. 1, pp. 57–63, 2007.
- [39] E. D. Fliess, *Estabilidad II*. Buenos Aires: KAPELUSZ, 1974.
- [40] F. Martínez Contreras, “Propiedades Mecánicas en aceros de bajo carbono laminados en frío,” Tesis de maestría, Universidad Autónoma de Nuevo León, 2002.
- [41] E. Carrillo Navarro, “Análisis de esfuerzos a los que son sometidas las tuberías con alto ángulo de curvatura,” Tesis de maestría, Universidad Nacional Autónoma de México, 2009.
- [42] S. S. Rao, *The Finite Element Method in Engineering*, 5th. ed. United States of America: Elsevier, 2010.
- [43] T. N. Martinez Perez, “El método del elemento finito aplicado en la solución de problemas de mecánica de materiales en una dimensión,” Tesis de maestría, Universidad Autónoma de Nuevo León, 1998.

- [44] D. L. Logan, *A First Course in the Finite Element Method*, 5th. ed. United States of America: Cengage Learning, 2012.
- [45] J. Fish and T. Belytschko, *A First Course in Finite Elements*. Great Britain: Wiley, 2007.
- [46] E. Real Saladrigas, “Aportaciones al estudio del comportamiento a flexión de estructuras de acero inoxidable,” Tesis de doctorado, Universidad Politécnica de Cataluña, 2001.
- [47] E. Frias Valero, “Aportaciones al estudio de las máquinas eléctricas de flujo axial mediante la aplicación del método de los elementos finitos,” Tesis de doctorado, Universidad Politécnica de Cataluña, 2004.
- [48] Altair University, *Practical Aspects of Finite Element Simulation*. Altair, 2015.
- [49] O. J. Zapata Hernández, “Simulación de la evolución microestructural de aceros al silicio durante su deformación en caliente,” Tesis de doctorado, Universidad Autónoma de Nuevo León, 2012.
- [50] J. N. Reddy, *An introduction to the finite element method*, 2nd. ed. United States of America: McGraw-Hill, 1993.
- [51] D. V. Hutton, *Fundamentals of Finite Element Analysis*, 1st. ed. United States of America: McGraw-Hill, 2004.
- [52] K. H. Yang, *Basic Finite Element Method as Applied to Injury Biomechanics*. 1st. ed. United States of America: Elsevier, 2017.
- [53] M. A. Amaya Cerón, “Estabilidad del método- α en presencia de sismos de fuente cercana aplicado a estructuras del período largo,” Tesis de licenciatura, Universidad Austral de Chile, 2010.
- [54] J. G. Valdés Vázquez, “Nonlinear analysis of orthotropic membrane and shell structures including fluid-structure interaction,” Tesis de doctorado, Universidad Politécnica de Cataluña, 2007.

- [55] *Manual Abaqus 6.14*. United States of America: Dassault Systemes, 2016.
- [56] M. Paz and W. Leigh, *Structural Dynamics: Theory And Computation*. 5th. ed. United States of America: Kluwer Academic, 2004.
- [57] J. C. Anderson and F. Naeim, *Basic structural dynamics*. United States of America: Wiley, 2012.
- [58] M. Bhuiyan and R. Leon, “Choice of Numerical Integration Method for Wind Time History Analysis of Tall Buildings,” *Int. J. Eng. Sci.*, vol. 6, no. 10, pp. 21–30, 2016.
- [59] A. Czekanski, N. El-Abbasi, and S. A. Meguid, “Optimal time integration parameters for elastodynamic contact problems,” *Commun. Numer. Methods Eng.*, vol. 17, no. 6, pp. 379–384, 2001.
- [60] P. Paultre, *Dynamics of structures*. 1st. ed. Great Britain: Wiley, 2011.
- [61] P. C. Nguyen, N. T. Nghiem Doan, C. Ngo-Huu, and S. E. Kim, “Nonlinear inelastic response history analysis of steel frame structures using plastic-zone method,” *Thin-Walled Struct.*, vol. 85, pp. 220–233, 2014.
- [62] L. M. Lacoma and I. Romero, “Error estimation for the HHT method in non-linear solid dynamics,” *Comput. Struct.*, vol. 85, pp. 158–169, 2007.
- [63] K. H. Huebner, D. L. Dewhurst, D. E. Smith, and T. G. Byrom, *The Finite Element Method for Engineers*. 4th. ed. United States of America: Wiley, 2001.
- [64] T. A. Laursen, *Computational Contact and Impact Mechanics*. 1st. ed. Germany: Springer, 2002.
- [65] S. Hartmann, “A remark on the application of the Newton-Raphson method in non-linear finite element analysis,” *Comput. Mech.*, vol. 36, pp. 100–116, 2005.
- [66] K.-J. Bathe, *Finite element procedures*. 2nd. ed. United States of America: K.J Bathe, 2014.
- [67] M. N. Montoya Quezada, “Algunas consideraciones sobre la integración de la

ingeniería inversa, el CAD y los prototipos rápidos,” Tesis de maestría, Universidad Nacional Autónoma de México, 2013.

- [68] M. Paulic *et al.*, “Reverse engineering of parts with optical scanning and additive manufacturing,” *Procedia Eng.*, vol. 69, pp. 795–803, 2014.
- [69] N. Anwer and L. Mathieu, “From reverse engineering to shape engineering in mechanical design,” *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, vol. 65, no. 1, pp. 165–168, 2016.
- [70] CREAFORM, “Reverse Engineering of Physical Objects – Teaching Manual.” 2014.
- [71] CREAFORM, “An introduction to 3D Scanning,” 2015.
- [72] J. H. Kindle, *Teoría y Problemas de Geometría Análítica Plana y del Espacio*. México: McGraw-Hill, 1989.
- [73] I. R. Begosso Silva, B. Sales Silva, D. Modes Lessio, G. Prada Rossi, A. F. Fragoso Lima, and K. Santiago, “The trailer hitch influence on rear crash for small hatchback vehicle,” *SAE International*, 2016.
- [74] W. D. Collins, “EA12-005 Reconstruction Testing for KJ Jeep Liberty and ZJ Grand Cherokee,” National Highway Traffic Safety Administration, East Liberty OH, Rep. DCD3208, 2014
- [75] M. Gert Y., “The Crash Pulse in Rear-End Car Accidents The Influence of : Under-ride , Over-ride , Offset and a Tow-bar,” Chalmers University of Technology, 2002.
- [76] C. Roszkos, J. Bocko, and T. Kula, “Fatigue Analysis of a Fire Truck Drop Tow Hitch for an O1 Category Water Pump Trailer,” *Am. J. Mech. Eng.*, vol. 4, no. 7, pp. 312–319, 2016.