



BENEMÉRITA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE PUEBLA

FACULTAD DE CIENCIAS DE LA ELECTRÓNICA

TESIS

ANÁLISIS NUMÉRICO DE LA BARRA ESTABILIZADORA TRASERA DEL VEHÍCULO VW JETTA HYBRID 2016

PARA OBTENER EL GRADO DE:

**LICENCIADO EN INGENIERÍA EN SISTEMAS
AUTOMOTRICES**

PRESENTA:

JUAN MIGUEL CASTRO MORALES

ASESOR:

M.C. JUAN MANUEL JIMÉNEZ RODRÍGUEZ

CO-ASESOR:

DR. ROBERTO CARLOS AMBROSIO LÁZARO



PUEBLA, PUE.

MAYO 2021

Resumen

El enfoque de este estudio fue con el objetivo principal de analizar la barra de estabilidad trasera del Vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016 [1], con un análisis numérico y analítico en condiciones estáticas y dinámicas. El realizar el análisis de dicha barra es de gran importancia, ya que gracias a esto es posible realizar una propuesta de mejora con materiales compuestos como material alternativo en el material empleado actualmente en la barra estabilizadora, todo esto en función de los resultados obtenidos en el análisis. Se realizó una validación de resultados de una investigación científica tanto numérica como analítica para usarlo como base para los análisis desarrollados en la barra de estabilidad de Vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016 [1]. En base a lo anterior, se creó el modelo con ayuda de la Tomografía Computarizada Industrial y el método de ingeniería inversa, escaneando la pieza real de la barra de estabilidad.

Posteriormente, se efectuó recopilación de parámetros y desarrolló del análisis estático y dinámico con el material usado actualmente de forma analítica y numérica.

Finalmente, se evaluaron materiales propuestos que son seleccionados a partir de datos experimentales reportados en diferentes publicaciones de investigación científica para proponer el material alternativo de la barra de estabilidad a partir de los resultados obtenidos.

Por último se concluye sobre la importancia del uso de herramientas numéricas como el software de elemento finito ANSYS Academic 2019 R3 en la validación de la investigación científica y en la barra de estabilidad para validar los cambios de materiales con lo cual reduce el número de diseños de prototipos que se someten a pruebas de laboratorio, a su vez propone realizar el análisis práctico con el fin de validar los resultados de la barra de estabilidad, así como validar los resultados de los materiales propuestos como material alternativo.

Contenido

Resumen.....	I
Contenido.....	II
Lista de Figuras.....	IV
Lista de Tablas.....	X

CAPITULO 1

1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Descripción del problema.....	4
1.2 Justificación.....	8
1.3 Objetivo general.....	9
1.4 Objetivos particulares.....	9
1.5 Alcance y limitaciones.....	10
1.6 Descripción de la solución.....	10
1.7 Organización de la tesis.....	11

CAPITULO 2

2. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.....	12
2.1 Fatiga.....	12
2.2 Ingeniería inversa.....	30
2.3 Análisis de barras de estabilidad en condiciones estáticas y dinámicas.....	35
2.4 Materiales compuestos en la industria automotriz.....	44

CAPÍTULO 3

3. DESARROLLO DE MODELO ANALÍTICO Y NUMÉRICO.....	53
3.1 Validación de resultados analíticos y numéricos de artículo de investigación científica.....	53
3.1.1 Análisis analítico en condiciones estáticas y dinámicas.....	54
3.1.2 Análisis numérico en condiciones estáticas y dinámicas.....	59
3.1.3 Validación de resultados analíticos y numéricos.....	64
3.2 Medición y modelado de la barra de estabilidad utilizada en el análisis numérico.....	65
3.3 Análisis analítico y numérico en condiciones estáticas y dinámicas.....	67
3.3.1 Análisis analítico en condiciones estáticas y dinámicas.....	67

3.3.2 Análisis numérico en condiciones estáticas y dinámicas.....	73
3.3.3 Validación de resultados analíticos y numéricos.....	78

CAPÍTULO 4

4. DESARROLLO DE MODELOS ANALÍTICO Y NUMÉRICO CON MATERIALES COMPUESTOS.....79

4.1 Material compuesto “SG/HS40/SG”.....	79
4.1.1 Análisis analítico en condición estático y dinámico.....	81
4.1.2 Análisis numérico en condición estático y dinámico.....	85
4.2 Material compuesto “SG ₂ /HS40/SG ₂ ”.....	89
4.2.1 Análisis analítico en condición estático y dinámico.....	90
4.2.2 Análisis numérico en condición estático y dinámico.....	94
4.3 Material compuesto “SG/TR30/SG”.....	99
4.3.1 Análisis analítico en condición estático y dinámico.....	102
4.3.2 Análisis numérico en condición estático y dinámico.....	104
4.4 Material compuesto “SG/T1000/SG”.....	108
4.4.1 Análisis analítico en condición estático y dinámico.....	109
4.4.2 Análisis numérico en condición estático y dinámico.....	113
4.5 Validación de resultados analíticos y numéricos con los materiales compuestos.....	118

CAPÍTULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....120

5.1 Conclusiones.....	120
5.2 Recomendaciones para trabajos futuros.....	121
5.3 Referencias.....	122

Lista de figuras

Figura 1.1 Suspensión de eje Oscilante [5].....	2
Figura 1.2 Diferencia de estabilización con y sin barra estabilizadora [6].....	3
Figura 1.3 Vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016 [1].....	3
Figura 1.4 Falla por fatiga en un avión comercial (1988) [9].....	4
Figura 1.5 Zonas de falla de fatiga, donde a) con solicitación variable suave, b) con solicitación variable intensa.....	6
Figura 1.6 Rotura en eje con flexión rotativa, a) solicitación variable suave, b) solicitación variable intensa [11].....	6
Figura 1.7 Rotura de eje bajo flexión rotativa donde, a) Vista general del eje del eje defectuoso en la condición de recepción, b) Primer plano de la localización de la fractura [12].....	7
Figura 1.8 Fractura en Barra Estabilizadora [8].....	7
Figura 1.9 Capas del Material Compuesto [13].....	8
Figura 2.1 Diagrama S-N que se graficó a partir de los resultados de ensayos a la fatiga axial completamente invertidos. Material: acero UNS G41300, normalizado; $S_{ut}= 116$ KPsi; S_{ut} máxima=125 KPsi [16].	16
Figura 2.2 Falla de una parte con endurecimiento superficial por flexión o torsión. En este ejemplo la falla ocurre en el núcleo [16].....	22
Figura 2.3 Relaciones esfuerzo-tiempo: a) esfuerzo fluctuante con pulsaciones de alta frecuencia; b) y c) esfuerzo fluctuante no sinusoidal; d) esfuerzo fluctuante sinusoidal; e) esfuerzo repetido; f) esfuerzo sinusoidal completamente invertido [16].....	24
Figura 2.4 Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla. Para cada criterio, los puntos en o “arriba” de la recta respectiva indican falla. Por ejemplo, un punto A en la recta de Goodman proporciona la resistencia S_m como el valor límite de σ_m correspondiente a la resistencia S_a , la cual, emparejada con σ_m , es el valor límite de σ_a [16].....	27
Figura 2.5 Proceso de ingeniería inversa [23].....	31
Figura 2.6 Ingeniería inversa en la industria automotriz [25].....	32
Figura 2.7 a) Diseños de las muestras con características internas diferentes, b) Imagen de las muestras tras la construcción [26].....	33
Figura 2.8 Medición de pieza con Tomografía Computarizada [27].....	34

Figura 2.9 Tomografía de Impeller en Ti6Al4V: las zonas de oclusión óptica no son problemas para los rayos X [29].....	35
Figura 2.10 Segmentación de la barra estabilizadora [30].....	36
Figura 2.11 Punto cotidiano de fractura en barra de estabilidad [31].....	37
Figura 2.12 Modelo de elemento finito de la barra de estabilidad [31].....	37
Figura 2.13 Distribución de tensión de Von-Mises en la barra antivuelco (unidades: MPa) [31].....	38
Figura 2.14 a) Simetría de barra de estabilidad y condiciones de frontera, b) la generación de mallas [33].....	39
Figura 2.15 Vida de la barra estabilizadora para varias combinaciones de gomas y espesores [33].....	39
Figura 2.16 Barra de estabilidad de autobús de pasajeros en estado de giro crítico [34].....	40
Figura 2.17 Dimensiones básicas de la barra estabilizadora [34].....	41
Figura 2.18 Diagrama de barra de estabilidad [35].....	42
Figura 2.19 Desplazamiento máximo en barra estabilizadora [35].....	43
Figura 2.20 Resultados obtenidos de optimización de barra estabilizadora [35].....	43
Figura 2.21 Modelo de eje con parámetros para análisis [36].....	46
Figura 2.22 Probetas para ensayos de tensión, adhesión y compresión con perforaciones cortadas con agua en una placa de aleación de aluminio 6061 T6 [37].....	47
Figura 2.23 Cortes para probetas de tensión, adhesión y compresión con perforación en placa de material compuesto de fibra de carbono [37].....	48
Figura 2.24 Estructura sándwich Al6061T6 – CFRC (Carbon Fiber Reinforced Composite) Al6061T6 [37].....	48
Figura 2.25 Grafica comparativa de la resistencia de las estructuras sándwich utilizando aluminio 6061 T6 y CFCF o CF-GF compuestos adheridos con un adhesivo estructural en un ensayo a tensión [37].....	49
Figura 2.26 Lista de materiales compuestos para análisis de tensión [13].....	50
Figura 2.27 Geometría de las muestras [13].....	50
Figura 2.28 Graficas de esfuerzo-deformación para materiales compuestos con epoxi y diferentes tipos de fibras de carbono [13].....	51
Figura 3.1 Diagrama de barra de estabilidad [35].....	53
Figura 3.2 Diseño virtual de barra de estabilidad con dos puntos de soporte.....	59
Figura 3.3 Propiedades mecánicas AISI 5160 de barra de estabilidad.....	60

Figura 3.4 Condiciones de frontera de barra de Estabilidad.....	60
Figura 3.5 Esfuerzo cortante XZ en punto marcado con azul.....	61
Figura 3.6 Esfuerzo normal X en punto marcado con azul.....	61
Figura 3.7 Esfuerzo Cortante Máximo en punto marcado de azul.....	61
Figura 3.8 Esfuerzo máximo principal en punto marcado en azul.....	62
Figura 3.9 Máximo Esfuerzo Principal en punto marcado con azul.....	62
Figura 3.10 Esfuerzo equivalente en punto marcado con azul.....	62
Figura 3.11 Factor de seguridad estático en punto marcado de color rojo.....	63
Figura 3.12 Esfuerzo Alternante Equivalente en punto marcado de color azul.....	63
Figura 3.13 Ciclos a la falla en punto marcado de rojo.....	63
Figura 3.14 Factor de seguridad para 1e6 ciclos en punto marcado de rojo.....	64
Figura 3.15 Tomógrafo Micro CT Nikon M1 225-450 kV.....	65
Figura 3.16 Cañón de 225 kV, 450 kV y mesa de trabajo.....	66
Figura 3.17 Barra de estabilidad sobre la mesa de trabajo.....	66
Figura 3.18 Barra de estabilidad con soporte.....	67
Figura 3.19 Medidas de barra de estabilidad trasera de Vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016.....	67
Figura 3.20 Barra de estabilidad trasero de Vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016.....	73
Figura 3.21 Propiedades mecánicas AISI 5160 de barra de estabilidad.....	73
Figura 3.22 Condiciones de frontera de barra de estabilidad.....	74
Figura 3.23 Esfuerzo cortante XZ en punto marcado con azul.....	74
Figura 3.24 Esfuerzo normal X en punto marcado con azul.....	75
Figura 3.25 Esfuerzo Cortante Máximo en punto marcado de azul.....	75
Figura 3.26 Esfuerzo máximo principal en punto marcado en azul.....	75
Figura 3.27 Máximo Esfuerzo Principal en punto marcado con azul.....	76
Figura 3.28 Esfuerzo equivalente en punto marcado con azul.....	76
Figura 3.29 Factor de seguridad estático en punto marcado de color rojo.....	76
Figura 3.30 Esfuerzo Alternante Equivalente en punto marcado de color azul.....	77
Figura 3.31 Ciclos a la falla en punto marcado de rojo.....	77
Figura 3.32 Factor de seguridad para 1e6 ciclos en punto marcado de rojo.....	77

Figura 4.1	Diagrama Esfuerzo-Deformación de material compuesto SG/HS40/SG y SG ₂ /HS40/SG ₂	80
Figura 4.2	Diagrama Esfuerzo-Deformación de material compuesto SG/HS40/SG con el 0.2 % de offset.....	80
Figura 4.3	Propiedades mecánicas de material compuesto SG/HS40/SG.....	85
Figura 4.4	SG/HS40/SG, Esfuerzo cortante XZ en punto de interés, marcado en color azul.....	86
Figura 4.5	SG/HS40/SG, Esfuerzo normal X en punto de interés, marcado en color azul.....	86
Figura 4.6	SG/HS40/SG, Esfuerzo Cortante Máximo en punto de interés, marcado en color azul.....	86
Figura 4.7	SG/HS40/SG, Esfuerzo máximo principal en punto de interés, marcado en color azul.....	87
Figura 4.8	SG/HS40/SG, Máximo Esfuerzo Principal en punto de interés, marcado en color azul.....	87
Figura 4.9	SG/HS40/SG, Esfuerzo equivalente en punto de interés, marcado en color azul.....	87
Figura 4.10	SG/HS40/SG, Factor de seguridad estático en punto de interés, marcado en color rojo.....	88
Figura 4.11	SG/HS40/SG, Esfuerzo Alternante Equivalente en punto de interés, marcado en color azul.....	88
Figura 4.12	SG/HS40/SG, Ciclos a la falla en punto de interés, marcado en color rojo.....	88
Figura 4.13	SG/HS40/SG, Factor de seguridad para 1e6 ciclos en punto de interés, marcado en color rojo.....	89
Figura 4.14	Diagrama Esfuerzo-Deformación unitaria de material compuesto SG/HS40/SG y SG ₂ /HS40/SG ₂	89
Figura 4.15	Diagrama Esfuerzo-Deformación de material compuesto SG ₂ /HS40/SG ₂ con el 0.2 % de offset.....	90
Figura 4.16	Propiedades mecánicas de material compuesto SG ₂ /HS40/SG ₂	95
Figura 4.17	SG ₂ /HS40/SG ₂ , Esfuerzo cortante XZ en punto de interés, marcado en color azul.....	95
Figura 4.18	SG ₂ /HS40/SG ₂ , Esfuerzo normal X en punto de interés, marcado en color azul.....	96
Figura 4.19	SG ₂ /HS40/SG ₂ , Esfuerzo Cortante Máximo en punto de interés, marcado en color azul.....	96

Figura 4.20	SG ₂ /HS40/SG ₂ , Esfuerzo máximo principal en punto de interés, marcado en color azul.....	96
Figura 4.21	SG ₂ /HS40/SG ₂ , Máximo Esfuerzo Principal en punto de interés, marcado en color azul.....	97
Figura 4.22	SG ₂ /HS40/SG ₂ , Esfuerzo equivalente en punto de interés, marcado en color azul.....	97
Figura 4.23	SG ₂ /HS40/SG ₂ , Factor de seguridad estático en punto de interés, marcado de color rojo.....	97
Figura 4.24	SG ₂ /HS40/SG ₂ , Esfuerzo Alternante Equivalente en punto de interés, marcado en color azul.....	98
Figura 4.25	SG ₂ /HS40/SG ₂ , Ciclos a la falla en punto de interés, marcado en color rojo.....	98
Figura 4.26	SG ₂ /HS40/SG ₂ , Factor de seguridad para 1e6 ciclos en punto de interés, marcado en color rojo.....	98
Figura 4.27	Diagrama Esfuerzo-Deformación unitaria de materiales compuestos SG/TR30/SG (1), SG/TR30 ₂ /SG (2), SG/TR30 ₃ /SG (3) y SG/TR30 ₄ /SG (4).....	99
Figura 4.28	Diagrama Esfuerzo-Deformación de material compuesto SG/TR30/SG con el 0.2 % de offset.....	99
Figura 4.29	Propiedades mecánicas de material compuesto SG/TR30/SG.....	104
Figura 4.30	SG/TR30/SG, Esfuerzo cortante XZ en punto de interés, marcado en color azul.....	105
Figura 4.31	SG/TR30/SG, Esfuerzo normal X en punto de interés, marcado en color azul.....	105
Figura 4.32	SG/TR30/SG, Esfuerzo Cortante Máximo en punto de interés, marcado en color azul.....	105
Figura 4.33	SG/TR30/SG, Esfuerzo máximo principal en punto de interés, marcado en color azul.....	106
Figura 4.34	SG/TR30/SG, Máximo Esfuerzo Principal en punto de interés, marcado en color azul.....	106
Figura 4.35	SG/TR30/SG, Esfuerzo equivalente en punto de interés, marcado en color azul.....	106
Figura 4.36	SG/TR30/SG, Factor de seguridad estático en punto de interés, marcado en color rojo.....	107
Figura 4.37	SG/TR30/SG, Esfuerzo Alternante Equivalente en punto de interés, marcado en color azul.....	107

Figura 4.38 SG/TR30/SG, Ciclos a la falla en punto de interés, marcado de color rojo.....	107
Figura 4.39 SG/TR30/SG, Factor de seguridad para 1e6 ciclos en punto de interés, marcado en color rojo.....	108
Figura 4.40 Diagrama Esfuerzo-Deformación unitaria de material compuesto SG/T1000/SG (negro) y SG/MR40/SG (rojo).....	108
Figura 4.41 Diagrama Esfuerzo- Deformación unitaria de material compuesto SG/TR30/SG con el 0.2 % de offset.....	109
Figura 4.42 Propiedades mecánicas de material compuesto SG/T1000/SG	114
Figura 4.43 SG/T1000/SG, Esfuerzo cortante XZ en punto de interés, marcado en color azul.....	114
Figura 4.44 SG/T1000/SG, Esfuerzo normal X en punto de interés, marcado en color azul.....	115
Figura 4.45 SG/T1000/SG, Esfuerzo Cortante Máximo en punto de interés, marcado en color azul.....	115
Figura 4.46 SG/T1000/SG, Esfuerzo máximo principal en punto de interés, marcado en color azul.....	115
Figura 4.47 SG/T1000/SG, Máximo Esfuerzo Principal en punto de interés, marcado en color azul.....	116
Figura 4.48 SG/T1000/SG, Esfuerzo equivalente en punto de interés, marcado en color azul.....	116
Figura 4.49 SG/T1000/SG, Factor de seguridad estático en punto de interés, marcado en color rojo.....	116
Figura 4.50 SG/T1000/SG, Esfuerzo Alternante Equivalente en punto de interés, marcado en color azul.....	117
Figura 4.51 SG/T1000/SG, Ciclos a la falla en punto de interés, marcado en color rojo.....	117
Figura 4.52 SG/T1000/SG, Factor de seguridad para 1e6 ciclos en punto de interés, marcado de color rojo.....	117

Lista de tablas

Tabla 2.1 Parámetros del factor de la condición superficial de Marin (ecuación 2.1.3) [16].....	19
Tabla 2.2 Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero. * (ST = Resistencia a la tensión a la temperatura de operación, SRT = Resistencia a la tensión a temperatura ambiente; $0.099 \leq \hat{\sigma} \leq 0.110$) [16].....	20
Tabla 2.3 Factores de confiabilidad K_e correspondientes a ocho desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga [16].....	21
Tabla 2.4 Volúmenes nominales y reales de los huecos [26].....	33
Tabla 2.5 Cálculo de Máximo esfuerzo y masa con diferentes valores de radios y largos [34].....	41
Tabla 2.6 Resultados de análisis de eje [36].....	46
Tabla 3.1 Distancias y diámetros de barra de estabilidad [35].....	54
Tabla 3.2 Propiedades mecánicas AISI 5160 [35].....	54
Tabla 3.3 Comparación de resultados analítico-numérico de artículo de investigación.....	64
Tabla 3.4 Distancias y diámetros de barra de estabilidad.....	68
Tabla 3.5 Comparación de resultados analítico-numérico de vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016.....	78
Tabla 4.1 Comparación de resultados analítico-numérico de materiales compuestos.....	118
Tabla 4.2 Comparación de material compuesto SG/HS40/SG y acero AISI 5160.....	119

Capítulo 1

1. Introducción

El diseño mecánico concierne a la creación de máquinas y/o componentes que trabajen de forma segura, confiable, simple y que puedan fabricarse al menor costo posible [2].

Por otra parte, cuando las piezas de una máquina fallan estáticamente, es muy frecuente que las mismas presenten grandes deflexiones dado que fue sobrepasado el límite de fluencia del material y la pieza se reemplaza antes de que se produzca la falla. Así mismo, la falla estática tiene la ventaja de señalar o “avisar” de su presencia. No obstante, las fallas dinámicas no proporcionan evidencia y surgen de manera repentina y fatal en muchos de los casos. El diseño y cálculo contra la falla estática son tareas relativamente sencillas debido a que el conocimiento del fenómeno de falla estática es bastante completo desde el punto de vista experimental y su modelación matemática. Sin embargo, el diseño de piezas contra la falla dinámica o bien contra la fatiga es algo de mayor complejidad y actualmente solo es comprendido en forma parcial y los métodos de cálculo que pueden emplearse se deben entender en términos estadísticos. Una visión muy conservadora consiste en no emplear métodos de cálculo por fatiga y multiplicar por tres o cuatro los coeficientes de seguridad comúnmente empleados, pero esta práctica conduce a diseños poco competitivos, lo cual conduce a potenciales fracasos en el mercado profesional [3].

A partir de lo mencionado anteriormente, dentro de la industria automotriz existen muchas piezas del auto que son analizadas con detalle debido a la importancia en seguridad, comodidad, etc., ya que son más factibles de sufrir algún daño por fatiga, para ello, esta propuesta se enfoca en el análisis de la suspensión del vehículo, particularmente en la barra estabilizadora [4]. Un sistema de suspensión utiliza resortes, juntas giratorias, dispositivos de amortiguación, brazos móviles y otros componentes para realizar las funciones de:

- a) Soportar el peso del vehículo (chasis, carrocería, motor, transmisión, etc.)
- b) Proporcionar una marcha suave y confortable permitiendo a las ruedas y los neumáticos subir y bajar con movimiento mínimo de la carrocería del vehículo.
- c) Mantener los neumáticos en contacto firme con la carretera.

- d) Evitar sentadillas excesivas o zambullidas corporales.
- e) Permitir a las ruedas delanteras girar de lado a lado para la dirección.
- f) Trabajar con el sistema de dirección para ayudar a mantener las ruedas en alineación correcta.

Hay varios tipos básicos de suspensiones, entre los que destacan los de tipo rígido, semirrígido e independiente. Para el caso del vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016 cuenta con una suspensión trasera independiente de ejes oscilantes debido a su simplicidad, fiabilidad, ocupación de un espacio reducido y relativamente bajo costo, además de una buena estabilidad. La suspensión de eje oscilante usa solo un brazo triangular que oscila alrededor de una articulación y en ella está sujeto un amortiguador telescópico puntal junto a un muelle helicoidal. El extremo superior del puntal está aislado por el soporte del chasis el cual mantienen el peso del auto con la llanta posicionada verticalmente. Una barra estabilizadora es conectada a ambos brazos por la suspensión independiente trasera y sujeta al chasis por medio de bujes puestos a presión y atornillados [5], este tipo de suspensión se muestra en la figura 1.1.



Figura 1.1 Suspensión de eje Oscilante [5].

La barra estabilizadora se usa para evitar que el cuerpo se incline excesivamente en giros bruscos. Está fabricada en acero y sujeta ambos brazos de control inferiores al marco, los casquillos de goma encajan entre la barra, los brazos de control y cuadro. Cuando un vehículo avanza en una curva, la fuerza centrífuga hace que el exterior del cuerpo caiga y el interior del cuerpo se levanta como se muestra en la figura 1.2., donde, hace referencia “exterior” al lado del piloto y el “interior” al lado del copiloto. Esto tuerce la barra estabilizadora, la resistencia a este giro limita la inclinación del cuerpo en las esquinas, en general, las barras estabilizadoras están sujetas a una banda ancha de cargas aleatorias en servicio y son un caso principal para prueba de carga realista [6].

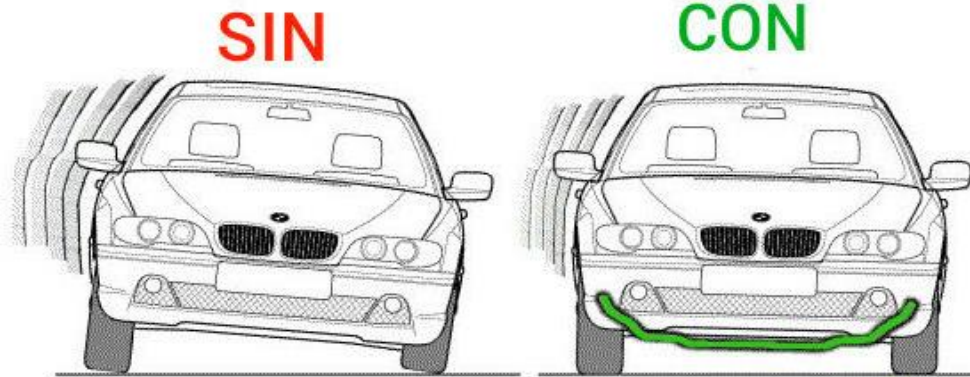


Figura 1.2 Diferencia de estabilización con y sin barra estabilizadora [6].

Dicho lo anterior, la propuesta de tesis se enfoca en analizar la barra estabilizadora trasera de un vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016 [1], mostrada en la figura 1.3, a través de un análisis numérico y analítico en condiciones estáticas y dinámicas, todo esto para realizar una propuesta de mejora con el uso de materiales compuestos utilizados como materiales alternativos en algunas aplicaciones automotrices [7]. También, se presenta un panorama general del análisis realizado que incluye el modelo virtual de la barra estabilizadora y la determinación de los parámetros necesarios para un análisis analítico y numérico, en condiciones estáticas y dinámicas, similar al análisis presentado en la referencia [8].



Figura 1.3 Vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016 [1].

1.1 Descripción del problema

El fenómeno de fatiga es uno de los fenómenos más complejos en el estudio de falla de componentes mecánicos sometidos a cargas cíclicas. Este fenómeno puede aparecer súbitamente y sin aviso previo. Está asociado principalmente a la presencia de patrones de cargas dinámicas de tipo cíclico, ya sea, constante o variable dependiendo la acción que se esté llevando a cabo. El fenómeno de rotura súbita ya era conocido desde los principios de la era industrial asociado a la rotura o falla catastrófica, por ejemplo, la cubierta superior de un avión comercial Boeing 737-200, la cual se separó en el aire y cuya causa fue la fatiga del material asociada con micro corrosión [9] , un claro ejemplo que se puede observar en la figura 1.4.



Figura 1.4 Falla por fatiga en un avión comercial (1988) [9].

Desde mediados del siglo XIX se sabe que, en aquellas piezas sometidas a cargas variables, con un gran número de aplicaciones se producía la rotura de la pieza prácticamente sin deformaciones; a este fenómeno se le llamo “fatiga”, por semejanza al cansancio humano, los distintos estudios efectuados condujeron a distintas teorías, que tomadas en su conjunto pueden dejar las siguientes conclusiones [9].

- a) Los aceros de construcción de máquinas y en general los metales, no poseen homogeneidad en su estructura, ni continuidad de resistencia (aun a pesar de la hipótesis del continuo de la elasticidad clásica) en los metales que poseen cristales de una sola fase, que varían de tamaño y orientación, hacen que la resistencia promedio sea sólo válida para solicitaciones estáticas, debido a que estas solicitaciones permiten un acomodamiento adaptativo de los cristales a medida que aumenta la carga.
- b) Las cargas variables tienen su aplicación prácticamente instantánea, lo cual no deja mucho margen temporal para el acomodamiento elástico, siendo este el motivo de la separación de los cristales en aquellos lugares donde hay menor cohesión intercrystalina, generando el inicio de una micro fisura, la que por el

efecto de concentración de tensiones producida por la micro entalla, crea en esa zona un incremento de tensiones que va aumentando rápidamente la fisura hasta que la sección resistente no puede soportar la carga, produciéndose en ese instante la rotura súbita de la pieza.

- c) Las micro fisuras o grietas iniciales de fatiga comienzan sobre la superficie de las piezas en varios puntos simultáneamente y se propagan a los sustratos inferiores. Estas grietas que son normalmente muy pequeñas y difíciles de observar, pero que se propagan en conjunto ante la presencia de un defecto dominante, pueden llevar rápidamente a la catástrofe.

En consecuencia, la vida o duración de una pieza se puede maximizar si se tienen en cuenta las siguientes pautas [9].

- a) **Minimizando defectos superficiales.** Con esto se tiene un gran cuidado de no generar superficies demasiado rugosas y en consecuencia susceptibles a los fenómenos de fatiga, y en consecuencia las superficies son cuidadosamente protegidas.
- b) **Maximizando el tiempo de iniciación.** Se ha observado que las tensiones residuales superficiales se reducen por medio de procesos de acabado de manufactura como el granallado o el bruñido.
- c) **Maximizando el tiempo de propagación.** También son importantes las propiedades del sustrato superficial, dado que las grietas se propagan más rápido por las fronteras reticulares que a través de los granos. De esta manera empleando materiales que no presenten granos alargados en la dirección de propagación de la grieta permite maximizar el tiempo de propagación.
- d) **Maximizando la longitud crítica de la grieta.** Existe una condición para la cual la grieta puede mantenerse estable

Las roturas por fatiga tienen dos zonas características. En las figura 1.5 se muestra las diferentes zonas de la sección fallada. El área (1) es la zona de rotura por fatiga neta, donde puede apreciarse un granulado liso y fino, casi aterciopelado al tacto. Por otro lado, el área (2) es la zona de rotura súbita, es aquella parte de la sección resistente original que por ser menor que la sección necesaria a la carga nominal se rompe abruptamente, dejando una superficie de grano grueso y deforme con un cierto brillo en los aceros.

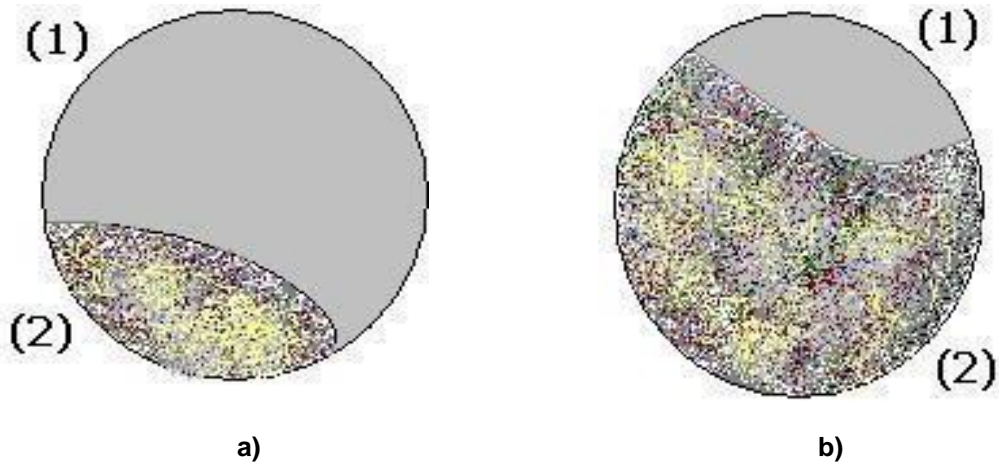


Figura 1.5 Zonas de falla de fatiga, donde a) con sollicitación variable suave, b) con sollicitación variable intensa [10].

Sin embargo, la zona (2) puede presentar dos subzonas, una característica y apariencia superficial más bien gruesa en comparación con la zona (1), luego la zona de falla final (normalmente pequeña) puede presentar un aspecto que da la idea de una fractura frágil o bien presentar un aspecto de ligero deslizamiento fibroso que sugiere una rotura dúctil. Así pues, en las figura 1.5 se muestra esquemáticamente dos aspectos típicos de la falla por fatiga a causa de una flexión rotativa [10]. En la figura 1.6 se muestran dos fotografías de fracturas reales ocurridas en ejes de transmisión con sus patrones de rotura fibrosos marcados [11].



Figura 1.6 Rotura en eje con flexión rotativa, a) sollicitación variable suave, b) sollicitación variable intensa [11].

Otro de los tantos casos que existen en fallo por fatiga se muestra en la figura 1.7, donde se presenta la fractura de un eje trasero de un automóvil a causa de que el eje fue expuesto a una flexión rotativa [12].

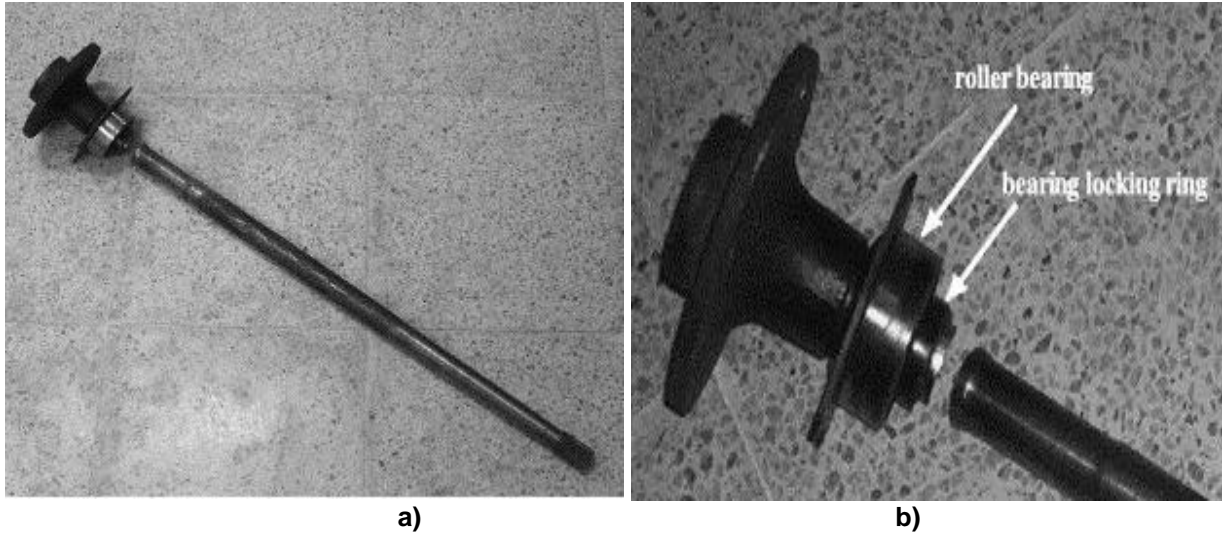


Figura 1.7 Rotura de eje bajo flexión rotativa donde, a) Vista general del eje defectuoso en la condición de recepción, b) Primer plano de la localización de la fractura [12].

En la figura 1.8 se muestran otro ejemplo de algunos patrones de rotura por fatiga de barra estabilizadora sometido a carga cíclica [8].

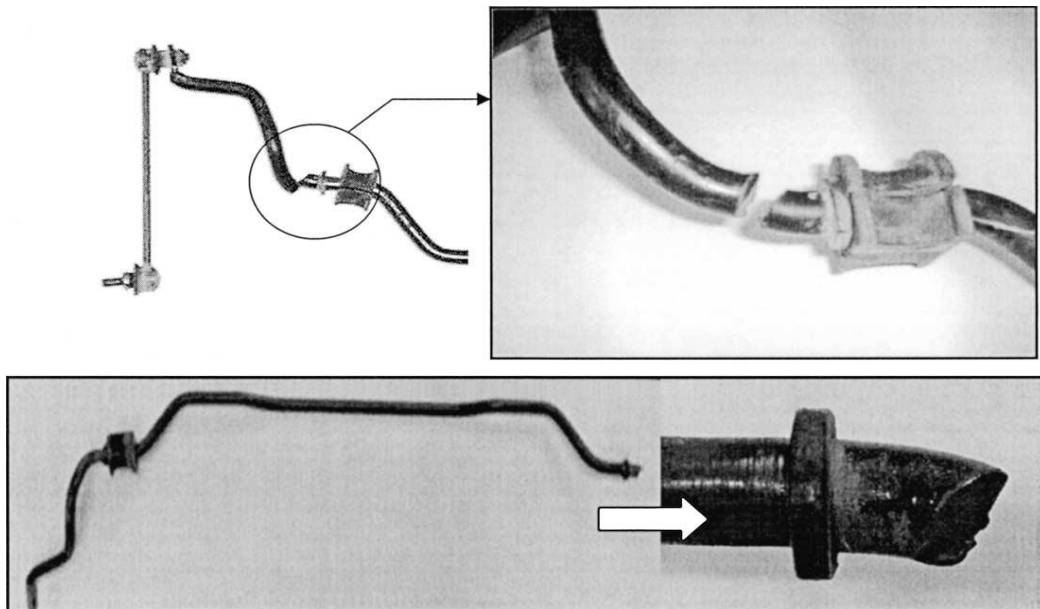


Figura 1.8 Fractura en Barra Estabilizadora [8].

Por otro lado, la evaluación de confiabilidad de los materiales en aplicaciones reales en las que éstos están expuestos a los numerosos y complicados ciclos de dominio de tiempo se ha convertido en uno de los problemas más importantes que enfrentan todos los ingenieros. Para ello los materiales compuestos está siendo la atracción de investigadores para creación de piezas automotrices ya que contribuye considerablemente en el peso y en las investigaciones realizadas hasta ahora muestran ser lo suficientemente resistentes para dicho fin.

Generalmente los materiales compuestos están conformados por una matriz, ya sea, fibra de vidrio, polímeros, nanotubos de acero o fibras naturales, mezclados con refuerzo de alguna resina resistente, por ejemplo, epoxi, fenólicas, poliéster, vinyl-éster formando la fibra en una dirección longitudinal, transversal o aleatoria para poder tener una mayor resistencia a la fractura en la aplicación requerida, en la figura 1.9 se muestra las capas de vidrio-epoxi con carbón-epoxi.

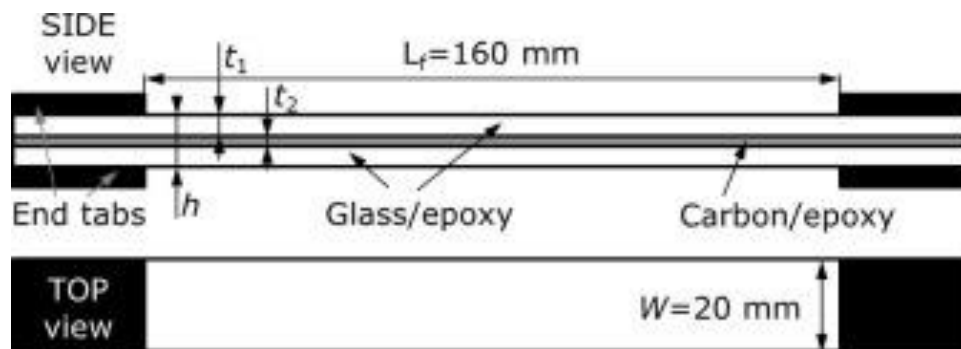


Figura 1.9 Capas del Material Compuesto [13].

A partir de la bibliografía consultada respecto a los temas de fatiga, barra de estabilidad y materiales compuestos se observa que aún existe una amplia área por explorar en este campo del conocimiento. En este sentido, esta propuesta de tesis plantea el desarrollo de una investigación para el análisis analítico y numérico de una barra estabilizadora trasera automotriz, a fin de justificar el uso de materiales compuestos en ese componente de la suspensión.

1.2 Justificación

El desarrollo de autopartes de materiales compuestos en la industria automotriz continúa aumentando debido a su bajo peso y alta resistencia. A pesar del gran número de investigaciones que se han realizado sobre el desempeño mecánico de esta generación de materiales, persiste la necesidad de estudiar el efecto del daño por fatiga con base a las propiedades mecánicas, así como comparar los resultados de diferentes materiales compuestos con su equivalente de acero utilizado. Esta comparación debe ser hecha en base a la misma pieza, de manera que prediga el

comportamiento bajo cargas estáticas y dinámicas para conocer los ciclos y factor de seguridad del material con las cargas cíclicas específicas, debido a que se están desarrollando diversos compuestos para distintas aplicaciones.

Ejemplos de esta aplicación es el caso de Mercedes-Benz, donde en 1996 se utilizó una matriz epoxi con el agregado de fibras de yute para los paneles de las puertas en vehículos clase E. Luego, en el año 2000 el fabricante alemán Audi utilizó poliuretano reforzado con fibras de lino y sisal para recubrimientos de puertas [14]. Toyota y Mitsubishi, por su parte, desde 2003 han experimentado con matrices de plásticos biodegradables como el PLA y el PBS combinándolos con fibras de kenaf y bambú. Más recientemente Ford utilizó paja de trigo como refuerzo para partes internas de su crossover Flex [14].

De acuerdo con la revisión bibliográfica consultada hasta ahora, se visualiza que se cuenta con poca información respecto al análisis de fatiga sobre materiales compuestos en aplicaciones automotrices, por ello, esta propuesta de tesis se centrará en la evaluación del comportamiento a la fatiga de un conjunto de materiales compuestos seleccionados, a fin de realizar una comparativa con el comportamiento de los aceros convencionales usados en la fabricación de barras estabilizadoras traseras.

1.3 Objetivo General

Analizar la barra estabilizadora trasera del vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016, con un análisis numérico y analítico en condiciones estáticas y dinámicas, a fin de realizar una propuesta de material compuesto alternativo que pueda ser empleado en la barra estabilizadora trasera.

1.4 Objetivos Particulares

- a) Validar de forma analítica y numérica un artículo de investigación científica, sobre una barra estabilizadora, que sea utilizado como referencia para la metodología de investigación empleada.
- b) Medir y modelar la barra de estabilidad trasera del vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016.
- c) Analizar de forma numérica y analítica, las condiciones de carga estáticas y dinámicas aplicadas en la barra de estabilidad.
- d) Determinar el número de ciclos y el factor de seguridad a la falla, tanto del acero convencional como de los materiales compuestos que se propongan.
- e) Seleccionar materiales compuestos para proponerlos como materiales alternativos de la barra de estabilidad analizada.

- f) Analizar los resultados numéricos de la barra de estabilidad con diferentes materiales compuestos, a fin de proponer un material compuesto que pueda ser utilizado como material alternativo en la barra de estabilidad trasera.

1.5 Alcance y Limitaciones

En esta sección se presentan las restricciones que acotan el presente trabajo y que se consideran necesarias para lograr el objetivo planteado. La tesis propuesta se delimita a los siguientes puntos:

Alcances.

- a) Análisis analítico y numérico de la barra estabilizadora trasera, de un vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016 seleccionada como caso de estudio.
- b) Análisis numérico de diferentes materiales compuestos con magnitudes cercanas o superiores a las resistencias del acero usado actualmente en la barra.

Limitaciones.

- a) No se realizará análisis experimental de la barra seleccionada como caso de estudio.
- b) No se realizará manufactura de la pieza analizada y optimizada, el análisis realizado se limita a un análisis analítico y numérico.
- c) No se presentará los costos de producción para los materiales compuestos seleccionados.
- d) Los materiales compuestos que se propongan en esta tesis son seleccionados a partir de datos experimentales reportados en diferentes publicaciones de investigación científica.

1.6 Descripción de la solución

El presente trabajo está enfocado en evaluar la barra estabilizadora trasera de vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016 [1] con un análisis analítico y numérico en condiciones estáticas y dinámicas, a fin de realizar una propuesta de material alternativo con materiales compuestos, todo esto en función de los resultados obtenidos en el análisis presentado. La propuesta de solución que se presenta en esta tesis incluye las siguientes actividades:

- a) Validación de resultados reportados en referencia [7]. Se propone realizar la validación analítica y numérica de un artículo de investigación científica sobre barra estabilizadora.
- b) Medición y modelado de la barra de estabilidad utilizada en el análisis numérico.

Se propone el uso de equipo de Tomografía Computarizada basándose en el método de ingeniería inversa y obtener los datos para el modelo virtual.

- c) Análisis numérico y analítico en condiciones estáticas y dinámicas de la barra de estabilidad. Se utilizará el software de elemento finito ANSYS Academic 2019 R3 para desarrollar el análisis numérico y validar los resultados analíticos en condiciones estáticas y dinámicas.
- d) Propuesta de mejora en material. Luego de realizar el análisis analítico y numérico de diferentes materiales compuestos, se propondrá seleccionar un material alternativo compuesto con magnitudes cercanas o superiores a las resistencias del acero usado actualmente en la barra.

1.7 Organización de la tesis

La tesis está constituida por cinco capítulos, el primer capítulo muestra una introducción general sobre las fallas estáticas y dinámicas y la función de la barra de estabilidad en los sistemas de suspensión del vehículo, descripción del problema, justificación, objetivo general y particulares, así como, alcances y limitaciones y la metodología a seguir. En el segundo capítulo se aborda más a fondo con bibliografía sobre fatiga, análisis numérico en barras de estabilidad, el método de ingeniería inversa para el diseño, análisis analítico en estado estático y dinámico de la barra y el impacto que está generando los materiales compuestos en la industria automotriz.

En el tercer capítulo se desarrolla la validación de análisis de barra de estabilidad del artículo de investigación científica, también se describe el proceso de rediseño de la barra y obtención de parámetros, así como, análisis analítico y numérico en estado estático y dinámico de la barra de estabilidad con el acero manufacturado y la comparación de resultados analítico y numérico, posteriormente en el capítulo cuatro se desarrolla el modelo analítico y numérico para materiales compuestos en estado estático y dinámico, esto para posteriormente realizar una comparación para obtener una propuesta de mejora como material alternativo.

Por último, en el capítulo cinco se abordan las conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros a partir de los resultados obtenidos en los análisis, así como las referencias consultadas que sirvieron como apoyo durante el proceso de solución.

Capítulo 2

Revisión bibliográfica

En este capítulo se pretende abordar más a fondo con bibliografía los temas de fatiga, el método de ingeniería inversa como herramienta para la obtención de la geometría en barras de estabilidad, así como, artículos de investigación de análisis en barras de estabilidad, problemas en barras estabilizadoras, por ejemplo, fracturas ocurridas durante su funcionamiento y para concluir el capítulo, el tema de los materiales compuestos en la industria automotriz y el impacto que se tiene en la actualidad al respecto para tener un amplio conocimiento bibliográfico y poder continuar con la metodología de investigación.

2.1 Fatiga

La fatiga de los materiales es un proceso de daño que se produce en los elementos mecánicos cuando se someten a cargas variables, incluso aunque estas sean varias veces inferiores a las que producirían la rotura ante una carga constante [15].

Puede definirse como un proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que se produce en algún punto del material sujeto a condiciones que producen tensiones y deformaciones fluctuantes y que puede terminar en la aparición de grietas y la fractura completa después de un número suficiente de fluctuaciones, ejemplos de fallos por fatiga se pueden encontrar en multitud de sistemas mecánicos. Desde los ferrocarriles hasta los aviones, pasando por los automóviles, barcos o muy diversos tipos de máquinas empleadas en la industria o la agricultura. En los últimos años son también frecuentes los fallos por fatiga en equipos electrónicos sometidos a variaciones de temperatura durante su funcionamiento. Los ciclos térmicos generan tensiones variables en los materiales, que producen un daño progresivo. Una característica de los fallos por fatiga es su espontaneidad, ya que normalmente se producen de forma repentina sin dar tiempo para tomar medidas que lo eviten, con las consecuencias catastróficas que puede tener en muchos casos. Una idea de la importancia del fenómeno nos la da el hecho de que aproximadamente tres de cada cuatro fallos mecánicos producidos en las máquinas y vehículos de distinto tipo son

debidos a la fatiga. Se dice que el proceso es permanente porque, excepto muy en sus inicios, no es posible reparar el material mediante algún tipo de tratamiento. Igualmente, el proceso es progresivo porque el daño aumenta al aumentar el número de ciclos de carga. El proceso se inicia normalmente en zonas muy localizadas en las que hay algún tipo de discontinuidad geométrica en el elemento, como son barrenos, marcas producidas por un golpe o cambios de diámetro. Aunque lo determinante en el proceso son las tensiones y deformaciones producidas por las cargas aplicadas al elemento de que se trate, en lo que sigue, para simplificar, se utilizará el término “cargas” para referirnos a las sollicitaciones que producen la fatiga [15].

El número de fluctuaciones de la carga necesarios para producir la rotura del elemento depende del nivel de carga aplicado. Este puede ser desde varias decenas o centenas de ciclos, como ocurre cuando se intenta romper un alambre de poco diámetro doblándolo alternativamente en uno y otro sentido hasta su rotura, hasta cientos de miles o millones de ciclos, con niveles de carga más bajos. En general, en la mayoría de los materiales hay un nivel de tensiones generadas por las cargas, por debajo del cual no se produce daño por fatiga. Es lo que se conoce como límite de fatiga del material [15].

El proceso es complejo y depende de múltiples parámetros, además de las características del material y el nivel de las cargas. Entre ellos cabe destacar el ambiente, principalmente agentes corrosivos y temperatura, la geometría del elemento: tamaño, discontinuidades, acabado superficial, la complejidad de las cargas aplicadas, tratamientos superficiales, etc. Como ejemplo, puede decirse que dependiendo del acabado superficial y de las discontinuidades como barrenos, ángulos, etc., la resistencia a fatiga de un elemento puede ser la mitad o la cuarta parte que ese mismo elemento con un buen acabado superficial y unas discontinuidades más suaves [15].

La historia está llena de casos de fallos por fatiga, que se han ido produciendo a medida que han ido apareciendo sistemas más complejos y sometidos a mayores sollicitaciones. En la segunda mitad del siglo XIX comenzó a saberse algo del fenómeno con la aparición del ferrocarril, en el que existen numerosas piezas sometidas a cargas variables y un número considerable de ciclos; por ejemplo, los ejes y ruedas producen un ciclo cada vuelta que dan. A principios y mediados del siglo pasado comenzó también a tomarse conciencia de la importancia de la fatiga en los automóviles y en los barcos. Un caso bien conocido es el de los barcos de la serie Liberty producidos por Estados Unidos durante la Segunda Guerra Mundial. De los cerca de 3 000 barcos producidos, alrededor del 50% tuvieron fallos por fatiga durante la Guerra, llegando el fallo hasta la rotura de dos en cerca de doscientos de ellos. Pero ese fenómeno se produce aún, aunque con mucho menos frecuencia, siendo el desastre del “Prestige” un exponente de ello. Desde los años 50 del pasado siglo hasta nuestros días ha tomado especial relevancia el fenómeno de la fatiga en la industria aeronáutica. La desintegración en vuelo de algunos de los aviones Comet, que fueron

los primeros aviones comerciales presurizados, hizo ver la importancia de la fatiga en el diseño de los fuselajes de los aviones. Actualmente, la fatiga suele ser uno de los parámetros fundamentales en el diseño tanto de los fuselajes como de los motores de los aviones [15].

Es difícil hacer estimaciones suficientemente fiables de la resistencia de un sistema a fatiga, lo que requiere de altos coeficientes de seguridad en el diseño y numerosos ensayos para comprobar las estimaciones realizadas. Esto es principalmente debido a diversos factores entre los que se incluyen la aleatoriedad de las cargas producidas en los sistemas, la variabilidad del comportamiento de los materiales a fatiga y a la gran cantidad de parámetros de los que depende. Sin embargo, en los últimos años se ha producido una mejora importante en el conocimiento del proceso, que puede dividirse en una fase inicial de daño microestructural, la aparición de una microgrieta y su posterior crecimiento ante las cargas cíclicas hasta la fractura final. Igualmente, se ha producido una mejora de la capacidad de predicción del comportamiento de las grietas. Además, los equipos que permiten detectar grietas pequeñas han experimentado una gran evolución, permitiendo detectar grietas cada vez menores. Todo ello ha permitido, especialmente en la industria aeronáutica, el desarrollo de diseños basados en la denominada tolerancia al daño, que ha supuesto un aumento de la seguridad de los equipos ante la fatiga [15].

El criterio de diseño basado en la tolerancia al daño considera que es posible que aparezcan grietas en un avión y por ello, mediante técnicas de análisis y métodos de detección, debe garantizarse que la aparición de dichas grietas no generará un fallo catastrófico. Para ello, el avión debe diseñarse capaz de soportar las cargas de funcionamiento con grietas de determinada longitud. Pero ello no quiere decir que se permita volar con grietas de esas dimensiones. El diseño tolerante al daño va unido al cumplimiento de tres condiciones: la capacidad de análisis de la velocidad de crecimiento de grieta por fatiga ante las cargas de funcionamiento; la capacidad de detección de grietas de pequeñas dimensiones durante el mantenimiento y una planificación adecuada de los periodos de revisión para comprobar la existencia de grietas. Teniendo en cuenta las grietas menores que es capaz de detectar el sistema de inspección, los periodos de revisión deben planificarse suficientemente cortos para que desde que la grieta alcanza una longitud detectable por los procedimientos al uso hasta que llega a la longitud máxima tolerada se hayan producido varias revisiones. De esa forma solo es posible un accidente si el procedimiento de detección de grietas falla varias veces y cada vez con grietas de mayor longitud, más fáciles de detectar [15].

Todos estos avances en el conocimiento del proceso, en los procedimientos de análisis y en las capacidades de ensayo a fatiga han permitido reducir enormemente los fallos y accidentes producidos por esta causa. Sin embargo, aún debe seguir profundizándose en el fenómeno para reducir los fallos y las necesidades de altos

coeficientes de seguridad, que reducen la eficiencia de los sistemas al aumentar sus costes tanto de fabricación como de mantenimiento [15].

Para analizar una pieza que presenta fatiga, se somete a una evaluación analítica, por ejemplo, para determinar el número de ciclos antes de presentar la falla o fractura del componente, así como, localizar el punto en la pieza que es más probable de presentarse la falla, por lo tanto, se presentan las ecuaciones y métodos para análisis de cargas variables y los factores que interfieren en el avance de la cizalladura de la pieza.

MÉTODO DE ESFUERZO VIDA

Para determinar la resistencia de materiales bajo la acción de fatiga, las muestras se someten a fuerzas repetidas o variables de magnitudes especificadas, mientras se cuentan los ciclos o inversiones del esfuerzo hasta su destrucción. El dispositivo de ensayo a la fatiga que se emplea con más frecuencia es la máquina de viga rotativa de alta velocidad de R.R. Moore. En esta máquina, la muestra se somete a flexión pura (sin cortante transversal) mediante pesos. La pieza de prueba se manufactura y se pule con mucha meticulosidad, con un pulido final en una dirección axial para evitar ralladuras circunferenciales. Se dispone de otras máquinas de ensayo a la fatiga para aplicar esfuerzos axiales fluctuantes o inversos, esfuerzos de torsión o esfuerzos combinados a las muestras de ensayo [16].

Para establecer la resistencia a la fatiga de un material se necesita un número muy grande de ensayos debido a la naturaleza estadística de la fatiga. En el caso del ensayo con viga rotativa, se aplica una carga constante de flexión y se registra el número de revoluciones (inversiones del esfuerzo) de la viga hasta que se presente la falla. El primer ensayo se hace con un esfuerzo que es un poco menor que la resistencia última del material. El segundo ensayo se realiza a un esfuerzo que es menor que el primero. Este proceso se continúa y los resultados se grafican como un diagrama S-N como se muestra en la figura 2.1, la gráfica se hace en papel semilogarítmico o en papel log-log. En el caso de metales ferrosos y aleaciones, la gráfica se hace horizontal después de que el material se sometió a esfuerzo durante un cierto número de ciclos. Al graficar en papel logarítmico, se acentúa la curvatura en la línea, la cual quizá no sea visible si los resultados se grafican en coordenadas cartesianas [16].

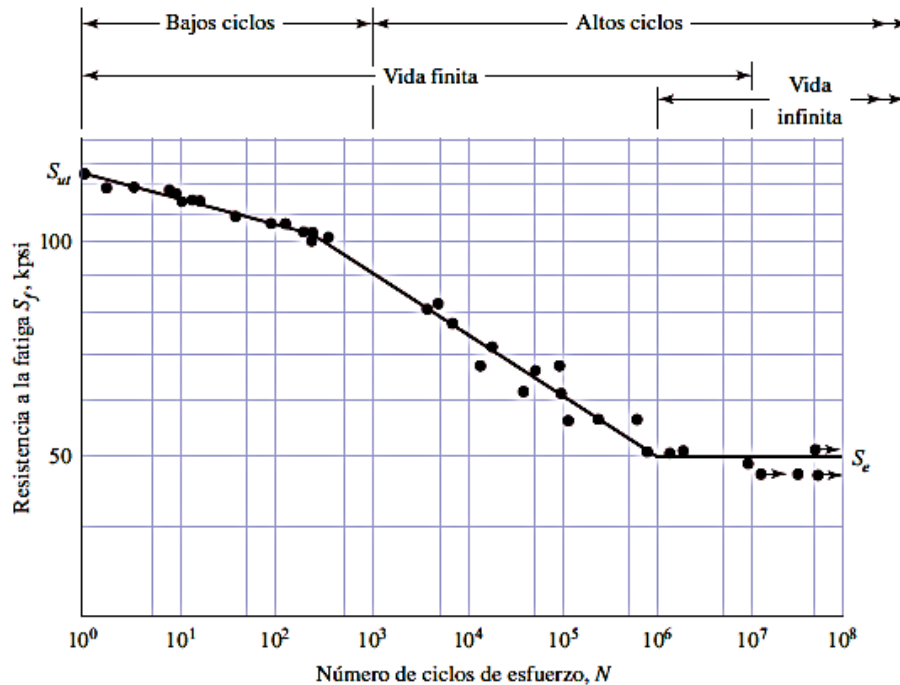


Figura 2.1 Diagrama S-N que se graficó a partir de los resultados de ensayos a la fatiga axial completamente invertidos. Material: acero UNS G41300, normalizado; $S_{ut} = 116$ kpsi; S_{ut} máximo = 125 kpsi [16].

La ordenada del diagrama S-N se llama resistencia a la fatiga s_f , cuyo enunciado siempre se debe acompañar por su número de ciclos correspondiente N . En el caso de los aceros, se presenta un cambio brusco de dirección en la gráfica, y más allá de este cambio no ocurrirá la falla, sin importar qué tan grande sea el número de ciclos. La resistencia correspondiente al cambio en la gráfica se llama límite de resistencia S_e o límite de fatiga. La gráfica de la figura 2.1 (S-N) nunca se hace horizontal en el caso de metales no ferrosos y aleaciones; de aquí que estos materiales no tengan un límite de fatiga definido. Por lo general, el diagrama S-N se obtiene mediante ciclos de esfuerzo completamente invertidos, en los cuales el nivel de esfuerzo se alterna entre magnitudes iguales de tensión y compresión. Se observa que un ciclo de esfuerzos ($N = 1$) constituye una sola aplicación y un retiro de una carga y luego otra aplicación y remoción de la carga en la dirección opuesta. De esta manera, $N = 0.5$ significa que la carga se aplica una vez y luego se quita, que es el caso de la prueba a la tensión simple [16].

El conjunto de conocimientos disponible sobre la falla a la fatiga, desde $N = 1$ hasta $N = 1\,000$ ciclos, por lo general se clasifica como fatiga de bajos ciclos, como se indica en el diagrama S-N de la figura 2.1. En consecuencia, la fatiga de altos ciclos se relaciona con la falla correspondiente a ciclos de esfuerzos mayores que 10^3 ciclos. En la figura 2.1 también se hace una distinción entre región de vida finita y región de vida infinita. La frontera entre las regiones no se puede definir con claridad excepto

para un material específico, pero se ubica en algún punto entre 10^6 y 10^7 ciclos en el caso de los aceros, como se ilustra en el diagrama S-N de la figura 2.1 [16].

LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA.

Para los límites de resistencia los ensayos de esfuerzo se prefieren a los ensayos de deformación, para el diseño preliminar y de prototipos, así como para algunos análisis de falla, se requiere un método rápido para estimar los límites de resistencia. En el caso de los aceros, se estimará el límite de resistencia como [16]:

$$\begin{aligned}
 0.5 S_{ut} \quad S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\
 S'_e \quad 100 \text{ kpsi} \quad S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\
 700 \text{ MPa} \quad S_{ut} > 1 400 \text{ MPa}
 \end{aligned}
 \tag{2.1.1}$$

Donde S_{ut} es la resistencia a la tensión mínima. El símbolo de prima en S'_e en esta ecuación se refiere a la propia muestra de viga rotativa. Se desea reservar el símbolo sin prima S_e para el límite de resistencia de un elemento de máquina particular sujeto a cualquier tipo de carga [16].

FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA.

La muestra para el ensayo en máquina rotativa en el laboratorio para determinar los límites de resistencia a la fatiga se prepara con mucho cuidado y se ensaya bajo condiciones muy controladas. No es posible esperar que el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico o estructural iguale los valores que se obtuvieron en el laboratorio [16].

Algunas diferencias incluyen:

- a) Material: composición, base de falla, variabilidad.
- b) Manufactura: método, tratamiento térmico, corrosión superficial por frotamiento, acabado superficial, concentración de esfuerzo.
- c) Entorno: corrosión, temperatura, estado de esfuerzos, tiempos de relajación.
- d) Diseño: tamaño, forma, vida, estado de esfuerzos, concentración de esfuerzo, velocidad, rozamiento, excoiación.

Marín [17] identificó factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos. La cuestión de ajustar el límite de resistencia a la fatiga por medio de correcciones sustractivas o multiplicativas se resolvió mediante un extenso análisis estadístico del acero 4340 (horno eléctrico, calidad de aeronave), en el que se determinó un coeficiente de correlación de 0.85 para la forma multiplicativa, y 0.40 para la forma aditiva. Por lo tanto, la ecuación 2.1.2 se escribe de acuerdo con los factores de Marín [16].

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad (2.1.2)$$

Donde

K_a = Factor de modificación por la condición superficial

K_b = Factor de modificación por el tamaño

K_c = Factor de modificación por la carga

K_d = Factor de modificación por la temperatura

K_e = Factor de confiabilidad

K_f = Factor de modificación por efectos varios

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_e = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

Cuando no se dispone de ensayos de resistencia a la fatiga de partes, las estimaciones se hacen aplicando los factores de Marín al límite de resistencia a la fatiga.

Factor de superficie, K_a

El factor de modificación depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y de la resistencia a la tensión. A fin de determinar expresiones cuantitativas para acabados comunes de parte de máquinas (esmerilada, maquinada o estirada en frío, laminada en caliente y forjada), las coordenadas de los puntos de datos se recopilaron nuevamente de una gráfica del límite de resistencia a la fatiga contra la resistencia última a la tensión, a partir de datos recolectados por Lipson y Noll y reproducidos por Horger [18]. Los datos pueden representarse mediante [16].

$$K_a = a S_{ut}^b \quad (2.1.3)$$

Donde, S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión y los valores de a y b se encuentran en la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Parametros del factor de la condicion superficial de Marin (ecuacion 2.1.3) [16].

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} Kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frio	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-.718
Como sale de la forja	39.9	272	-0.995

Factor de tamaño, K_b

El factor de tamaño se evaluó en 133 conjuntos de puntos de datos [19]. Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como se muestra en las ecuaciones 2.1.4 [16].

$$K_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 \leq d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (2.1.4)$$

Factor de carga, K_c

Cuando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial (empujar y jalar) y de torsión, los límites de resistencia a la fatiga difieren con S_{ut} . Los valores medios del factor de carga se especifican a partir de los datos de la ecuación [16].

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{Flexion} \\ 0.85 & \text{Axial} \\ 0.59 & \text{Torsion} \end{cases} \quad (2.1.5)$$

Factor de temperatura, K_d

Cuando se toma en cuenta la temperatura surgen dos tipos de problemas. Si se conoce el límite de la resistencia a la fatiga de una viga rotativa a temperatura ambiente, entonces se emplea la ecuación 2.1.6 presentado a continuación [16] y con los datos de la tabla 2.2.

$$K_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (2.1.6)$$

Tabla 2.2 Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.* (ST = Resistencia a la tensión a la temperatura de operación, SRT = Resistencia a la tensión a temperatura ambiente; $0.099 \leq \hat{\sigma} \leq 0.110$) [16].

Temperatura °C	ST/SRT	Temperatura °F	ST/SRT	Temperatura °C	ST/SRT	Temperatura °F	ST/SRT
20	1.000	70	1.000	350	0.943	700	0.927
50	1.010	100	1.008	400	0.900	800	0.872
100	1.020	200	1.020	450	0.843	900	0.797
150	1.025	300	1.024	500	0.768	1 000	0.698
200	1.020	400	1.018	550	0.672	1 100	0.567
250	1.000	500	0.995	600	0.549		
300	0.975	600	0.963				

Factor de confiabilidad, K_e

En la tabla 2.3 se proporcionan los factores de confiabilidad de algunas confiabilidades estándar especificadas.

Tabla 2.3 Factores de confiabilidad K_e correspondientes a ocho desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga [16].

Confiabilidad %	Variación de transformación Z_a	Factor de confiabilidad, K_a
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Factor de efectos varios, K_f

Aunque el factor K_f tiene el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros efectos, en verdad significa un recordatorio que estos efectos se deben tomar en cuenta, porque los valores reales de K_f no siempre están disponibles [16].

Los esfuerzos residuales mejoran el límite de resistencia a la fatiga o lo afectan de manera negativa. En general, si el esfuerzo residual en la superficie de la parte es de compresión, el límite de resistencia a la fatiga mejora. Las fallas por fatiga parecen ser fallas de tensión, o al menos las provoca un esfuerzo de tensión, por lo cual cualquier cosa que reduzca el esfuerzo de tensión también reducirá la posibilidad de una falla por fatiga. Las operaciones como el granallado, el martillado y el laminado en frío acumulan esfuerzos de compresión en la superficie de la parte y mejoran mucho el límite de resistencia a la fatiga. Por supuesto, el material no se debe trabajar hasta agotarlo [16].

Los límites de la resistencia a la fatiga de partes hechas de placas o barras laminadas o estiradas, así como las partes forjadas, quizá se vean afectadas por las llamadas características direccionales de la operación. Por ejemplo, las partes

laminadas o estiradas tienen un límite de resistencia a la fatiga en la dirección transversal que puede ser de 10 a 20 por ciento menor que el límite de resistencia a la fatiga en la dirección longitudinal [16].

Las partes con endurecimiento superficial fallan en la superficie o en el radio máximo del núcleo, según sea el gradiente de esfuerzos. En la figura 2.2 se muestra la distribución de esfuerzo triangular típica de una barra sometida a tensión o torsión. También se grafican con una línea gruesa en esta figura los límites de resistencia a la fatiga S_e de la capa superficial y del núcleo. En este ejemplo, el límite de resistencia a la fatiga del núcleo domina el diseño porque en la figura se observa que el esfuerzo σ ó τ , o cualquiera que se aplique en el radio exterior del núcleo, resultan mucho mayor que el límite de resistencia a la fatiga del núcleo. Por supuesto, si también hubiera concentración de esfuerzo, su gradiente de esfuerzos sería mucho más pronunciado, de aquí que sea improbable la falla en el núcleo [16].

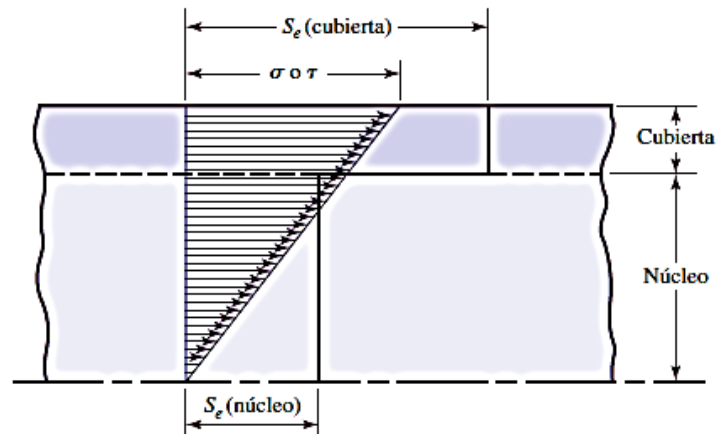


Figura 2.2 Falla de una parte con endurecimiento superficial por flexión o torsión. En este ejemplo la falla ocurre en el núcleo [16].

Corrosión

Es de esperar que las partes que operan en una atmósfera corrosiva tengan una menor resistencia a la fatiga. Por supuesto que es cierto, y se debe al desbastado o picadura de la superficie causado por el material corrosivo. Pero el problema no resulta tan simple como encontrar el límite de resistencia a la fatiga de una pieza que ha sufrido corrosión. La razón es que la corrosión y el esfuerzo ocurren al mismo tiempo. Básicamente, esto significa que al paso del tiempo cualquier parte fallará cuando se someta a esfuerzos repetidos en una atmósfera corrosiva. No existe límite de fatiga. Por consiguiente, el problema del diseñador se reduce a tratar de minimizar los factores que afectan la vida a la fatiga, a saber [16].

- a) Esfuerzo medio o estático
- b) Esfuerzo alternante

- c) Concentración del electrolito
- d) Oxígeno disuelto en el electrolito
- e) Propiedades y composición del material
- f) Temperatura
- g) Frecuencia cíclica
- h) Rapidez del movimiento del fluido alrededor de la pieza
- i) Hendiduras locales

Recubrimiento electrolítico

Los recubrimientos metálicos, como los que se hacen con cromo, níquel o cadmio, reducen el límite de resistencia a la fatiga hasta en 50 por ciento. En algunos casos, la reducción debida a recubrimientos es tan severa que se necesita eliminar el proceso de recubrimiento. El galvanizado no afecta la resistencia a la fatiga. La oxidación anódica de aleaciones ligeras reduce los límites de resistencia a la fatiga hasta en 39 %, pero no tiene efecto en el límite de resistencia a la fatiga a la torsión [16].

Metalizado por aspersion

El metalizado por aspersion provoca imperfecciones superficiales que pueden iniciar grietas. Ensayos limitados muestran reducciones de 14 por ciento en la resistencia a la fatiga [16].

Frecuencia cíclica

Si por alguna razón, el proceso de fatiga llega a depender del tiempo, entonces también dependerá de la frecuencia. Bajo condiciones normales, la falla por fatiga es independiente de la frecuencia. Pero cuando hay corrosión o temperaturas elevadas, o ambas, la frecuencia cíclica resulta importante. Entre menor sea la frecuencia y mayor la temperatura, mayor será la rapidez de propagación de las grietas y menor será la vida a un nivel de esfuerzo dado [16].

Corrosión por frotamiento

El fenómeno de corrosión por frotamiento es el resultado de movimientos microscópicos de partes o estructuras de ajuste a presión. Entre éstas se encuentran las uniones atornilladas, los ajustes de las pistas de cojinetes, las masas de ruedas y cualquier conjunto de partes ajustadas a presión. El proceso implica decoloración superficial, picaduras y a la larga la fatiga. El factor de frotamiento K_f depende de los materiales a unir y varía de 0.24 a 0.90 [16].

CARACTERIZACION DE ESFUERZOS FLUCTUANTES

A menudo los esfuerzos fluctuantes sobre la maquinaria adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias. Sin embargo, también ocurren otro tipo de patrones, algunos muy irregulares. Se ha determinado que en los patrones periódicos que presentan sólo un máximo y sólo un mínimo de la fuerza, la forma de la onda no resulta fundamental, pero los picos en el lado alto (máximo) y en el lado bajo (mínimo) son importantes. En consecuencia, F_{\max} y F_{\min} en un ciclo de fuerza se emplean para caracterizar el patrón de la fuerza. También es cierto que al variar por arriba y debajo de alguna línea base resulte igualmente eficaz para caracterizar el patrón de la fuerza. Si la fuerza mayor es F_{\max} y la fuerza menor es F_{\min} , se construye una componente uniforme y una alternante como se muestra en las ecuaciones 2.1.7 [16].

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} \qquad F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} \qquad (2.1.7)$$

Donde F_m es la componente de intervalo medio de la fuerza y F_a es la componente de la amplitud de la fuerza.

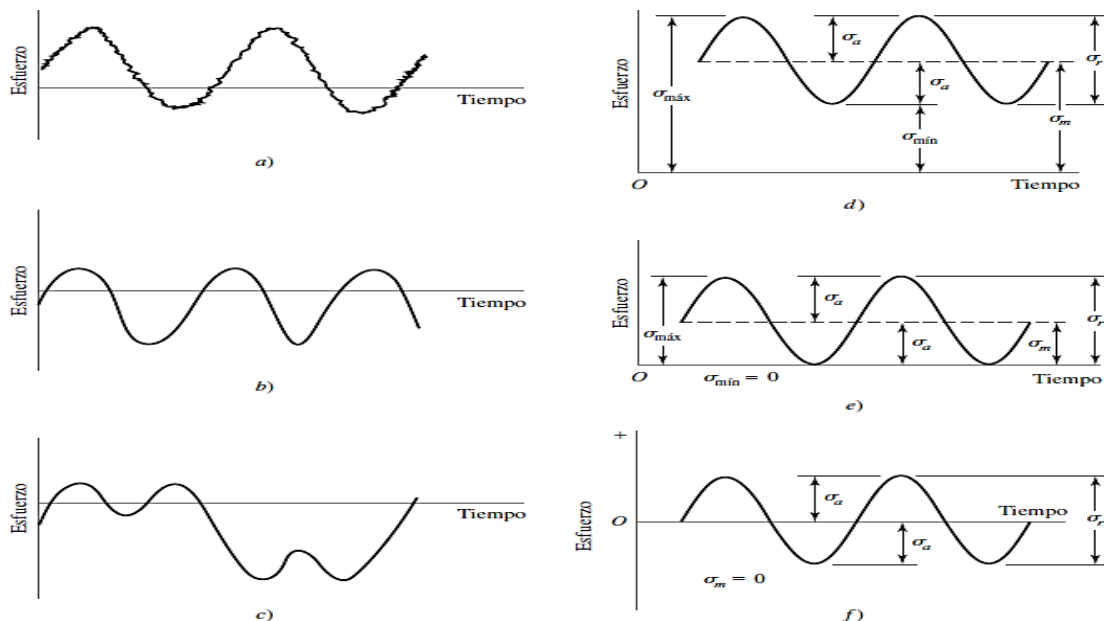


Figura 2.3 Relaciones esfuerzo-tiempo: a) esfuerzo fluctuante con pulsaciones de alta frecuencia; b) y c) esfuerzo fluctuante no sinusoidal; d) esfuerzo fluctuante sinusoidal; e) esfuerzo repetido; f) esfuerzo sinusoidal completamente invertido [16].

En la figura 2.3 se ilustran graficas de algunos registros esfuerzo-tiempo que ocurren. Las componentes del esfuerzo, algunas de las cuales están en la gráfica d) de la figura 2.3, son [16].

σ_{\min} = Esfuerzo minimo

σ_m = Componente de Esfuerzo Medio

σ_{\max} = Esfuerzo Maximo

σ_r = Intervalo de Esfuerzo

σ_a = Componente de Amplitud σ_s = Esfuerzo Estático o Constante

El esfuerzo constante o estático, no es el mismo que el esfuerzo medio; de hecho, puede tener cualquier valor entre σ_{\min} y σ_{\max} . El estado constante existe debido a una carga fija o a una precarga aplicada a la parte, y por lo general es independiente de la parte variante de la carga. Por ejemplo, un resorte helicoidal de compresión siempre está cargado en un espacio más corto que la longitud libre del resorte. El esfuerzo creado por esta compresión inicial se llama componente constante o estática del esfuerzo, cuyo valor no es la misma que el esfuerzo medio. Las siguientes relaciones resultan evidentes en la figura 2.3 [16].

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right| \quad (2.1.8)$$

COMBINACIONES DE MODOS DE CARGA

Puede resultar útil pensar en los problemas de fatiga en tres categorías:

- a) Cargas simples completamente reversibles
- b) Cargas simples fluctuantes
- c) Combinaciones de modos de carga

La categoría más simple es la de un esfuerzo sencillo completamente reversible que se maneja con el diagrama S-N, que relaciona el esfuerzo alternante con la vida. Aquí se permite sólo un tipo de carga, y el esfuerzo medio debe ser cero. La siguiente categoría, que incorpora cargas fluctuantes generales, utiliza un criterio para relacionar el esfuerzo medio y el esfuerzo alternante (Goodman modificado, Gerber, ASME-elíptica o Soderberg). De nuevo, sólo se permite un tipo de carga a la vez. La tercera categoría, involucra casos donde existen combinaciones de diferentes tipos de carga, como cargas flectoras, torsionales y axiales [16].

Cuando la carga es una mezcla de cargas, digamos axial, de flexión y de torsión introduce algunas complicaciones en las que pueden existir esfuerzos normales y axiales combinados cada uno con valores medios o alternantes y varios de los factores usados para determinar el límite de resistencia a la fatiga dependen del tipo de carga. También pueden existir múltiples concentradores de esfuerzos, uno para cada modo de carga. El problema de cómo tratar con esfuerzos combinados se encontró mientras

se desarrollaban las teorías de falla estática. La teoría de falla por energía de distorsión probó ser un método satisfactorio para combinar los esfuerzos múltiples sobre un elemento de esfuerzo en un esfuerzo equivalente de Von Mises. Aquí se usará el mismo enfoque, el primer paso consiste en generar dos elementos de esfuerzo: uno para los esfuerzos alternantes y otro para los esfuerzos medios. Aplicar los factores apropiados de concentración del esfuerzo por fatiga para cada uno de los esfuerzos; es decir, aplique $(K_f)_{\text{flexion}}$ para los esfuerzos por flexión, $(K_{fs})_{\text{torsión}}$ para los esfuerzos torsionales y $(K_f)_{\text{axial}}$ para los esfuerzos axiales. Posteriormente se calcula los esfuerzos de Von Mises equivalente para cada uno de estos dos elementos de esfuerzo, σ'_a y σ'_m . Finalmente, se selecciona un criterio de falla (Goodman modificado, Gerber, ASME-elíptica o Soderberg) para completar el análisis de fatiga. Para el límite de resistencia a la fatiga, S_e , se usa los modificadores del límite de resistencia a la fatiga, K_a , K_b y K_c , para la flexión. El factor de carga torsional, $k_c = 0.59$ no debe aplicarse pues ya se tomó en cuenta para calcular el esfuerzo de Von Mises. El factor de carga de la carga axial puede considerarse al dividir el esfuerzo axial alternante mediante el factor de carga axial de 0.85. Por ejemplo, considere el caso común de un eje con esfuerzos flectores, esfuerzos cortantes por torsión y esfuerzos axiales. Para este caso, el esfuerzo de Von Mises es de la forma $\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}$. Considerando que los esfuerzos flectores, torsionales y axiales tienen componentes alternantes y medios, el esfuerzo de Von Mises de los dos elementos de esfuerzo pueden escribirse como [16]:

$$\sigma'_a = \left\{ \left[(K_f)_{\text{flexion}}(\sigma_a)_{\text{flexion}} + (K_f)_{\text{axial}} \frac{(\sigma_a)_{\text{axial}}}{0.85} \right]^2 + 3[(K_{fs})_{\text{torsión}}(\tau_a)_{\text{torsión}}]^2 \right\}^{1/2} \quad (2.1.9)$$

$$\sigma'_m = \left\{ [(K_f)_{\text{flexion}}(\sigma_m)_{\text{flexion}} + (K_f)_{\text{axial}}(\sigma_m)_{\text{axial}}]^2 + 3[(K_{fs})_{\text{torsión}}(\tau_m)_{\text{torsión}}]^2 \right\}^{1/2} \quad (2.1.10)$$

Para la fluencia de primer ciclo localizada, se calcula el esfuerzo máximo de Von Mises, que primero podría hacerse mediante la suma de los esfuerzos axial y flector, alternantes y medios para obtener σ_{max} y la suma de los esfuerzos cortantes alternante y medio para obtener τ_{max} . Después sustituir σ_{max} y τ_{max} en la ecuación del esfuerzo de Von Mises. Un método más simple y conservador consiste en sumar la ecuación (2.1.9 y 2.1.10) [16], es decir:

$$\sigma'_{\text{max}} = \sigma'_a + \sigma'_m \quad (2.1.11)$$

Si las componentes del esfuerzo no están en fase, pero tienen la misma frecuencia, los máximos pueden encontrarse expresando cada componente en términos trigonométricos, usando ángulos de fase y después calculando la suma. Si dos o más componentes de esfuerzo tienen diferentes frecuencias, el problema es difícil; una solución es suponer que las dos (o más) componentes alcanzan frecuentemente una condición en fase, de manera que sus magnitudes sean aditivas [16].

CRITERIOS DE FALLA POR FATIGA ANTE ESFUERZOS VARIABLES.

En la figura 1.14 se representan cinco criterios de falla: de Soderberg, de Goodman modificado, de Gerber, de ASME elíptica y de fluencia. En el diagrama de prueba que solo el criterio de Soderberg ofrece protección contra la fluencia, pero tiene un sesgo bajo [16].

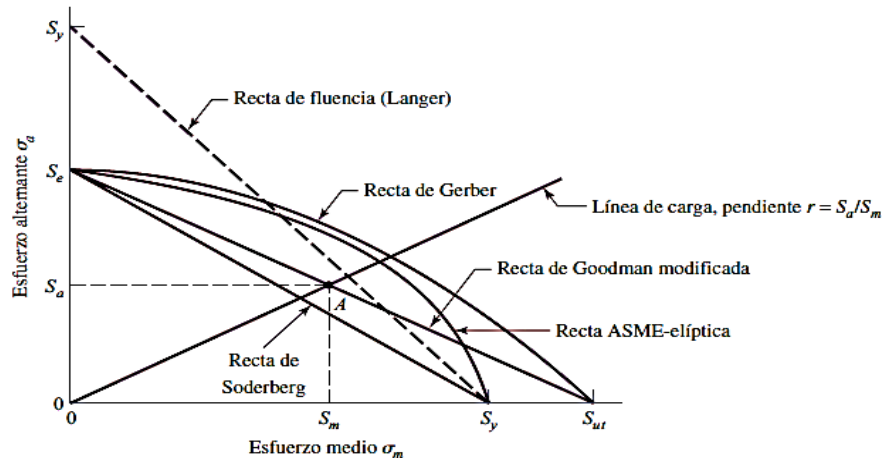


Figura 2.4 Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla. Para cada criterio, los puntos en o “arriba” de la recta respectiva indican falla. Por ejemplo, un punto A en la recta de Goodman proporciona la resistencia S_m como el valor límite de σ_m correspondiente a la resistencia S_a , la cual, emparejada con σ_m , es el valor límite de σ_a [16].

Si se considera la recta de Goodman modificada como un criterio, el punto A representa un punto límite con una resistencia alternante S_a y una resistencia media S_m . La pendiente de la línea de carga que se muestra se define como $r = S_a / S_m$.

La ecuación de criterio de la recta de Soderberg es [16].

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \quad (2.1.12)$$

De manera similar, se encuentra que la relación de Goodman modificada es [16].

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (2.1.13)$$

El criterio de falla de Gerber se escribe como [16].

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (2.1.14)$$

Y la ASME-elíptica se expresa como [16].

$$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (2.1.15)$$

El criterio geométrico de fluencia al primer ciclo Langer se emplea en conexión con el lugar geométrico de fatiga [16].

$$S_a + S_m = S_y \quad (2.1.16)$$

Los esfuerzos $n\sigma_a$ y $n\sigma_m$ pueden remplazar a S_a y S_m , donde n es el factor de diseño o de seguridad.

Entonces, la ecuación 2.1.12 de Soderberg, se transforma en [16].

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (2.1.17)$$

La recta de Goodman modificada de la ecuación 2.1.13 se transforma en [16].

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (2.1.18)$$

La recta de Gerber en la ecuación 2.1.14 se convierte en [16].

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (2.1.19)$$

Y la recta ASME elíptica de la ecuación 2.1.15 se transforma en [16].

$$\left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (2.1.20)$$

RESISTENCIA A LA FATIGA.

Para determinar la resistencia a la fatiga con 10^3 ciclos se determina con la ecuación 2.1.21 [16].

$$f = \frac{\sigma'_F}{S_{ut}} (2 \cdot 10^3)^b \quad (2.1.21)$$

Donde f es la fracción de S_{ut} representada por $(S'_f)_{10^3}$ ciclos.

Si no se conoce esta ecuación esfuerzo verdadero-deformación verdadera, se emplea la aproximación [20] SAE para aceros con $HB \leq 500$ [16].

$$\sigma'_F = S_{ut} + 50 \text{ Kpsi} \qquad \sigma'_F = S_{ut} + 345 \text{ MPa} \qquad (2.1.22)$$

Para encontrar b , se sustituye la resistencia a la fatiga y los ciclos correspondientes S'_e y N_e , respectivamente, en la ecuación (2.1.23) y se despeja b [16].

$$(S'_f)_N = \sigma'_F (2N)^b \qquad (2.1.23)$$

$$b = -\frac{\log(\sigma'_F/S'_e)}{\log(2N_e)} \qquad (2.1.24)$$

Si se produce un esfuerzo completamente invertido σ_{inv} , el número de ciclos a la falla N se expresa con la siguiente ecuación [16].

$$N = \left(\frac{\sigma_{inv}}{a}\right)^{1/b} \qquad (2.1.25)$$

Donde las constantes a y b están definidas en las siguientes ecuaciones [16].

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} \qquad (2.1.26)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{fS_{ut}}{S_e}\right) \qquad (2.1.27)$$

Para el esfuerzo completamente invertido (en este punto $\sigma_m = 0$) σ_{inv} puede obtenerse al sustituir S_e por σ_{inv} en la ecuación (2.18) para la línea de Goodman modificada.

$$\sigma_{inv} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \qquad (2.1.28)$$

De acuerdo con la revisión bibliográfica y las ecuaciones mencionadas se tiene una amplia expectativa de fatiga y como determinar los ciclos de un material expuesto a cargas cíclicas, teniendo en cuenta diferentes factores que pueden interferir en la vida del material a la fractura, cuyos valores pueden ser determinados detenidamente.

Para casos donde se pretende evaluar la fatiga de piezas manufacturadas y no se tiene algún diseño virtual de la misma, el paso que se necesita desarrollar es, ingeniería inversa, cuyo proceso ayuda de manera rápida y eficiente en el rediseño, así como, el dimensionamiento de geometrías difíciles de medir, por lo tanto, en la

siguiente sección se aborda el tema de ingeniería inversa con el apoyo de tomografía computarizada industrial como herramienta de rediseño de piezas.

2.2 Ingeniería Inversa

La ingeniería inversa consiste en la captura y procesamiento de la información geométrica en tres dimensiones de un objeto físico. El proceso de captura de información geométrica se conoce como digitalización 3D, y el procesamiento de datos se denomina reconstrucción de superficies. En la digitalización se pueden utilizar calibradores y galgas para medir la geometría si esta no es muy compleja, pero si la geometría presenta un alto grado de complejidad es necesario aplicar técnicas más avanzadas que utilizan escáner láser, tomografía computarizada, ultrasonido, reconocimiento de imágenes o digitalizadores de contacto [21].

La reconstrucción de superficies toma la información 3D adquirida y por medio de herramientas CAD genera un modelo computacional tridimensional que puede ser manipulado de acuerdo con las necesidades de diseño, manufactura y análisis. La ingeniería inversa a nivel investigación y académico es una disciplina en evolución tecnológica permanente y a nivel industrial ha crecido su aplicación en consecuencia al estado de madurez alcanzado por los sistemas de captura de información tridimensional y los paquetes de procesamiento computacionales disponibles en la actualidad. A nivel mundial, la ingeniería inversa es una disciplina que representa una revolución en los procesos de desarrollo de productos. Ejemplos de esto son el diseño de moldes, el diseño mecánico, diseño de productos, inspección de productos, aplicaciones médicas y preservación de objetos artísticos e históricos entre otras [22].

El potencial de esta técnica radica en la necesidad del desarrollo de nuevos productos en un mundo industrial cada vez más tecnológico, competitivo y globalizado, donde la diversidad de productos, unido con los ciclos de vida cada vez más cortos y el aumento de las exigencias de calidad, hacen necesaria la optimización de los tiempos y los costos asociados a los procesos de investigación, desarrollo e innovación en las empresas productivas. La ingeniería inversa es una metodología utilizada como complemento en el diseño y manufactura de productos y artefactos, especialmente cuando estos elementos están compuestos por superficies libres o complejas. La ingeniería inversa como su nombre lo indica, es el inverso de los métodos convencionales de diseño como se muestra en la figura 2.5 [23].

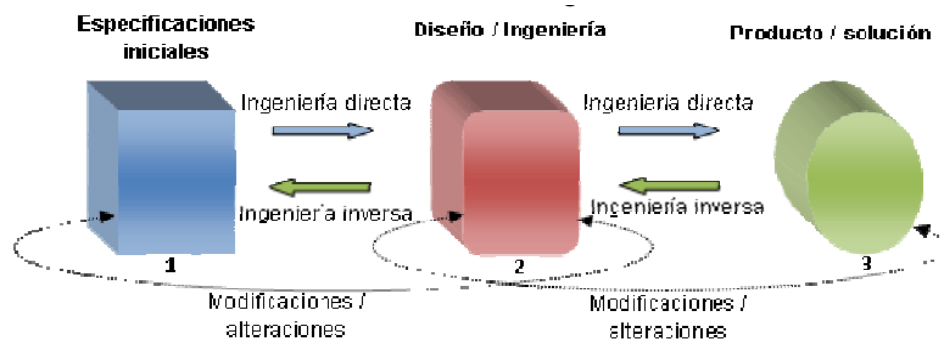


Figura 2.5 Proceso de ingeniería inversa [23].

En la figura 2.5 se muestran las diferencias de los dos tipos de ingeniería. El procedimiento convencional realizado por métodos de ingeniería concurrente, donde se desarrolla un producto a partir de unas especificaciones y exigencias previas (1), que permitirá generar un diseño inicial (2) para plasmar el concepto del producto y así fabricar lo buscado (3), con la característica de ser un proceso muy lento de desarrollo que requiere de estudios especializados y con la posibilidad de no cumplir con las expectativas del consumidor. Por el contrario, la ingeniería inversa parte del producto final (3) y mediante la obtención de datos con equipos de alta tecnología y de manufactura avanzada consigue el diseño del producto (2) que será modificado según las exigencias y especificaciones del nuevo concepto y producirlo con éxito (3), con la característica de ser un proceso rápido (ya que parte de una solución), podrá introducir formas y geometrías libres que combinan precisión, disminución del tiempo, diseño y manufactura, reducción de costos de fabricación y desperdicios en proceso de diseño, lo cual ayuda a que las empresas manufactureras sean más eficientes en sus nuevos desarrollos en busca de una mayor competitividad [23].

Cuando se habla del proceso de diseño con ingeniería inversa, no se habla de una nueva forma de hacer las cosas, sino al conjunto de herramientas, conocimiento y tecnología que permiten complementar el proceso de diseño en ingeniería enmarcados bajo herramientas computacionales, equipos de medición y sistemas de manufactura avanzada [23].

La ingeniería inversa permite la captura, representación y reproducción de modelos de productos a partir de la manipulación de información tridimensional en un computador. El proceso de ingeniería inversa implica la medición de un objeto físico para describir su geometría con una precisión requerida y así lograr una reproducción del objeto que mantenga en todo momento sus características funcionales. Es posible aplicar la ingeniería inversa usando calibradores y galgas de medición si la geometría no es muy compleja. Sin embargo, la reproducción de un objeto de geometría compleja necesita la aplicación de técnicas de un carácter más avanzado. El proceso de la ingeniería inversa se compone de dos etapas: la digitalización 3D del objeto físico, y

la reconstrucción de superficies mediante la aplicación de sistemas CAD/CAM/CAE especializados para la ingeniería inversa. El modelo CAD obtenido puede ser manipulado de acuerdo con las necesidades del diseño, y generalmente se procede a la manufactura del objeto empleando herramientas de CAM, maquinado CNC y sistemas de prototipo rápido. El proceso de ingeniería inversa definido desde la digitalización hasta la reproducción del objeto permite finalmente un desarrollo más rápido del producto acompañado de una reducción de costos [23].

La aplicación de la ingeniería inversa en el diseño de producto y mecánico es muy amplia y ha tenido especial incidencia en el diseño automotriz, aeronáutico y en el desarrollo de elementos de máquinas, entre otros. La figura 2.6 muestra el seguimiento de ingeniería inversa en el diseño automotriz [24].

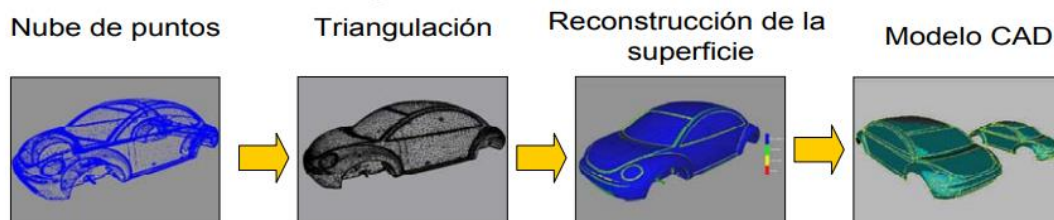


Figura 2.6 Ingeniería inversa en la industria automotriz [25].

Haciendo énfasis solo en obtención del modelo CAD, la metodología de ingeniería inversa es especialmente útil cuando se requiere trabajar con precisión, geometrías complejas, disminución de tiempo en el desarrollo de un producto, tal es el caso de estudio desarrollado por Félix y Shawn [26], donde presentaron un conjunto de tres piezas de pruebas como se muestra en la figura 2.7b que incorporaban características geométricas internas diferentes por medio de un proceso de fusión de polvo (PBF en inglés) basado en láser. Las calidades de estas construcciones se determinaron a partir de las digitalizaciones de la tomografía computarizada con rayos X. Las digitalizaciones metroológicas de la tomografía computarizada con rayos X midieron el tamaño de las características geométricas internas con más precisión. Posteriormente se compararon directamente con los modelos pertinentes de diseño asistido por computadora (CAD) mostrados en la figura 2.7a [26].

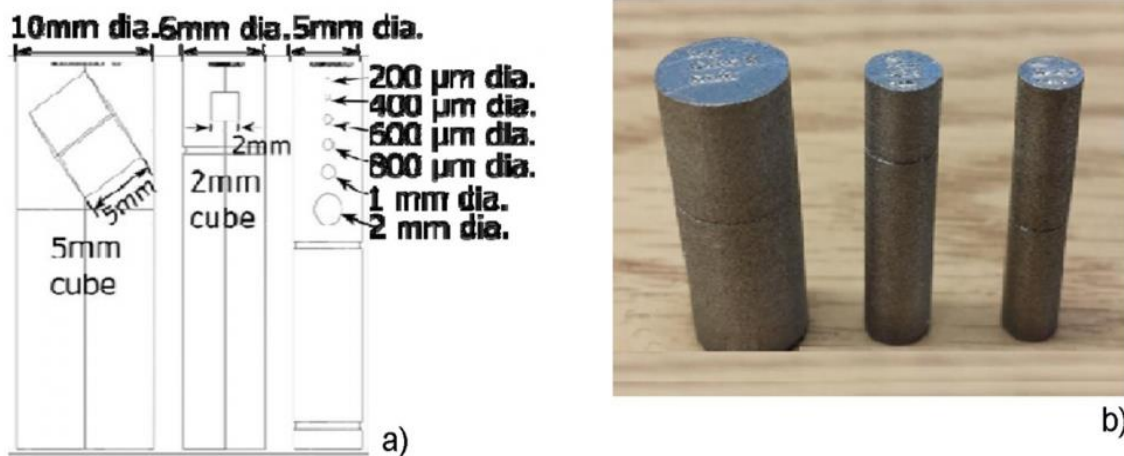


Figura 2.7 a) Diseños de las muestras con características internas diferentes, b) Imagen de las muestras tras la construcción [26].

Los volúmenes nominales y reales de las características geométricas internas mostradas se comparan en la tabla 2.4. La diferencia entre los volúmenes nominales y reales aumentó según decrecía el tamaño de la característica interior, los volúmenes reales fueron siempre más pequeños que los volúmenes nominales para los diseños escogidos debido a la producción inexacta de las superficies superiores.

Tabla 2.4 Volúmenes nominales y reales de los huecos [26].

Característica	Nominal (mm ³)	Real (mm ³)	Diferencia %	Característica	Nominal (mm ³)	Real (mm ³)	Diferencia (%)
Cubo grande	125	122.064	2.349	Esfera (D = 0.8 mm)	0.268	0.199	25.769
Cubo pequeño	8	7.282	8.975	Esfera (D = 0.6 mm)	0.113	0.078	31.033
Esfera (D =2 mm)	4.189	3.628	13.388	Esfera (D = 0.4 mm)	0.034	0.017	49.269
Esfera (D =1 mm)	0.524	0.417	20.359				

En los resultados presentados se observan desviaciones de hasta $\pm 0,1$ mm entre las dimensiones nominales y las medidas de las piezas producidas por fabricación aditiva utilizando la XCT. Las incertidumbres habituales de las mediciones de Tomografía Computarizada están en el orden de 10 μ m, lo cual es un factor cinco más pequeño que la desviación medida. Por lo tanto, las tolerancias de ± 50 μ m están relacionadas predominantemente con el proceso de fabricación aditiva más que con la incertidumbre de medición realizada por el tomógrafo de rayos x [26].

Félix y Shawn [26] muestran un claro ejemplo de incertidumbre en el tomógrafo de rayos X al momento de realizar el escaneo, esto se debe a que antes de realizar el escaneo, se verifica el porcentaje de error de medición con filtros estandarizados y así mencionar que el porcentaje de desviación en las mediciones se debe a los ajustes de la máquina que fabricó la pieza.

Por otra parte, en mediciones de piezas complejas resulta más efectivo y preciso ya que no existe la necesidad de desarmar la pieza o en dado caso la destrucción de la misma, un ejemplo de ello es la medición realizada por el grupo de investigación de Carl Zeiss [27] el cual desarrollaron la inspección de un conector automotriz para rediseño de manera más eficiente, en la figura 2.8 se muestra el layout de mediciones internas con base a las necesidades requeridas.

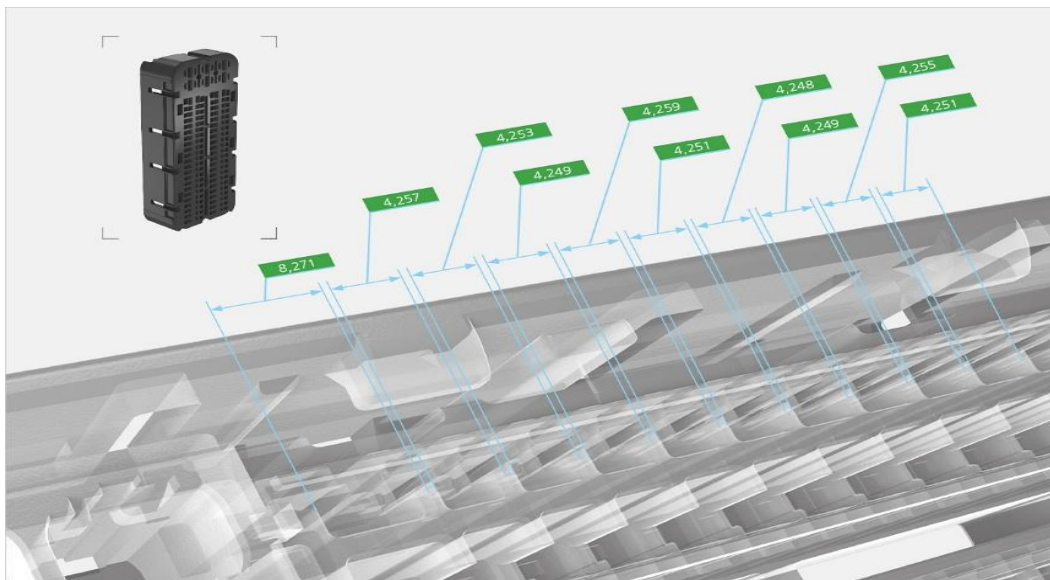


Figura 2.8 Medición de pieza con Tomografía Computarizada [27].

El software para el procesamiento de imagen usado en el presente análisis es Volume Graphics [28] el cual permite al usuario desglosar un reporte de datos de todas las mediciones realizadas.

La metrología avanzada permite comprobar que los productos de la actividad tecnológica estén conformes a las especificaciones técnicas requeridas, así como hacer un estudio de los posibles defectos, problemas del material e incluso hacer análisis de la evolución de fatiga que experimenta durante su funcionamiento[29].

La figura 2.9 muestra los cortes de la pieza por medio de recorridos en los tres ejes, una de las ventajas para toma de mediciones en puntos de interés internos de la pieza a partir de diferentes vistas, ejemplo desarrollado con el apoyo del software Volume Graphics, cuyos datos no se puede realizar con instrumentos de medición cotidianos, además, se puede realizar análisis de superficie, análisis de desgaste por medio de una comparación CAD de la pieza, etc.

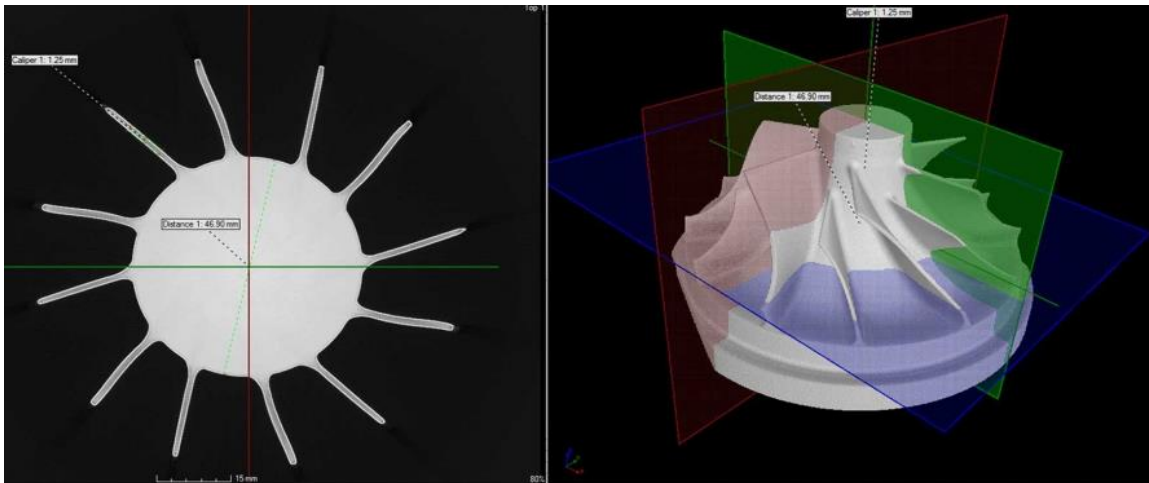


Figura 2.9 Tomografía de Impeller en Ti6Al4V: las zonas de oclusión óptica no son problemas para los rayos X [29].

El desarrollo de la tomografía computarizada está limitada debido a su reciente avance en la industria a nivel general, pero muestra un amplio campo por descubrir para el caso de la metrología avanzada y el desarrollo de un proceso más eficiente para las industrias.

2.3 Análisis de barras de estabilidad en condiciones estáticas y dinámicas

La barra estabilizadora es un componente de la suspensión que conecta la suspensión de la rueda de un eje con la estructura de la carrocería. Muchos automóviles están equipados con una barra estabilizadora en el eje delantero y algunos de ellos en el eje trasero. A pesar de haber sido montadas en los turismos durante muchas décadas y permanecer prácticamente sin alteraciones durante todo este tiempo, estas son poco conocidas por muchos conductores, aunque desempeñan un papel importante para garantizar un viaje seguro y cómodo. Sin una barra estabilizadora, los vehículos volcarían en las curvas y el confort de conducción también se vería drásticamente reducido al conducir en línea recta. Por norma general, incluso los ruidos de golpeteo de la suspensión se pueden atribuir a un fallo en la zona de la barra estabilizadora. El fallo o daño de la barra estabilizadora en la mayoría de los casos es económico ya que los costes de material son relativamente bajos y es de fácil instalación. Pero hay que tener cuidado si la barra estabilizadora está dañada, el

vehículo no debe moverse porque, aumenta el riesgo de balanceo de la estructura lo que puede hacer que el vehículo pierda el control y vuelque [30].

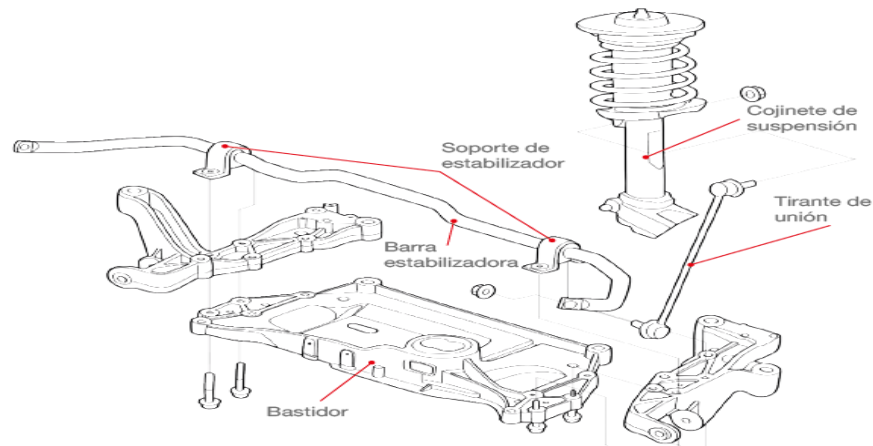


Figura 2.10 Segmentación de la barra estabilizadora [30].

El sistema estabilizador también consta de otros componentes, por ejemplo, los tirantes de unión o los cojinetes estabilizadores como se muestra en la segmentación de la figura 2.10. La barra estabilizadora se monta principalmente en un bastidor sobre unos cojinetes de goma. Los tirantes de unión conectan la barra estabilizadora con los cojinetes de suspensión o con los brazos transversales. Las rótulas especiales que llevan los tirantes de unión garantizan la libertad de movimiento necesaria para que la barra estabilizadora pueda realizar su trabajo de forma impecable. Cuando una rueda se deforma, la torsión de la barra estabilizadora asegura que la otra rueda también se eleve y baje al rebotar. Esto evita que la carrocería oscile excesivamente (inclinación lateral) al tomar una curva. Si las dos ruedas se deforman simultáneamente, la barra estabilizadora no se moverá [30].

En caso de fallo o daños en el sistema, se producen con frecuencia fuertes ruidos de golpes en la suspensión al pasar por encima de baches o agujeros. La mayoría de las veces se debe a cojinetes desgastados o rótulas defectuosas en los tirantes de unión. En caso del desgaste de los cojinetes, se produce un juego involuntario entre el cojinete y la barra estabilizadora, y esta comienza a vibrar al desviarse y rebotar. El tirante de unión que se instala con frecuencia presenta las juntas de la rótula protegidas por una cubierta de goma contra el agua pulverizada y las influencias externas. También están llenas de grasa para que el movimiento sea lo menos friccional posible. De vez en cuando, la cubierta de goma o la junta asociada se dañan, provocando entrada de agua y produciendo un desgaste anormalmente alto. Demasiado juego en la articulación, lo que provoca ruidos mencionados anteriormente [30].

Recientemente se informan muchos casos de barras estabilizadoras fracturadas después de un recorrido de 100 000 km para un automóvil especial de pasajeros, cabe mencionar que todas las barras están fracturadas en casi la misma ubicación como se muestra en la figura 2.11, por ende, se han realizado análisis numéricos en el punto fracturado para observar su comportamiento y hacer una propuesta de mejora, un ejemplo es la investigación desarrollada por Bayrakceken, Tasgetiren y Aslantas [31], la cual realizaron un análisis de elemento finito de fractura ocurrida en la barra de estabilidad, la figura 2.11 muestra la geometría y la falla.

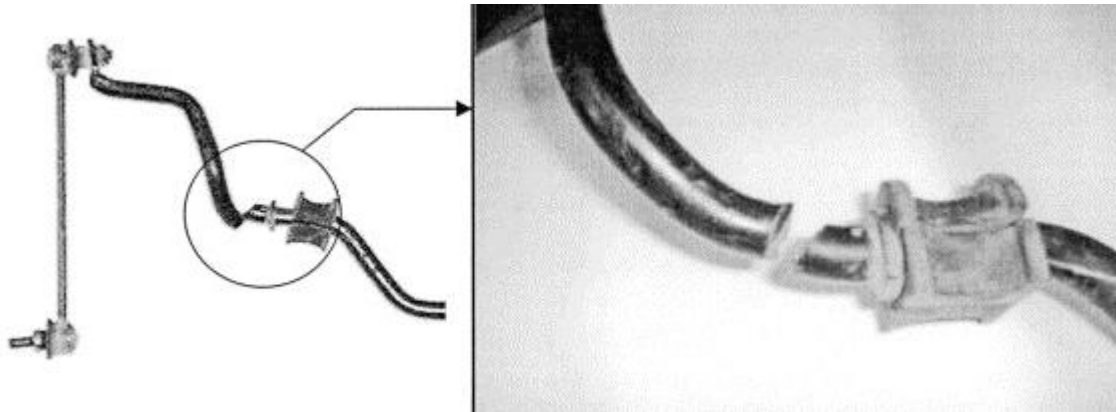


Figura 2.11 Punto cotidiano de fractura en barra de estabilidad [31].

El análisis se realizó con el apoyo del software de elemento finito ANSYS, las condiciones de frontera del análisis se muestran en la figura 2.12, se analizó con el material AISI 9260, se colocaron restricciones en los ejes donde se ubican los soportes que sujetan al chasis como se mostró anteriormente y la carga la cual está sujeta a la suspensión.

El caso de investigación mostrado por Bayrakceken, Tasgetiren y Aslantas [31] hace énfasis en media barra debido a que las cargas funcionan de manera antisimétrica [32].

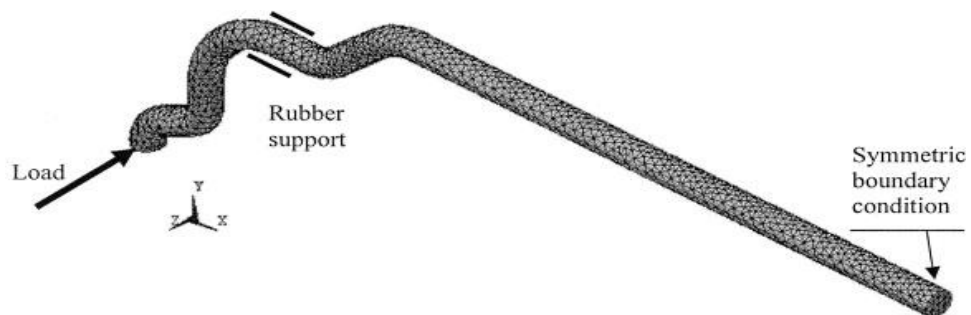


Figura 2.12 Modelo de elemento finito de la barra de estabilidad [31].

Los resultados del estudio se muestran en la figura 2.13, las tensiones máximas se ubican en el punto de fractura de la barra, el punto se carga por flexión y torsión debido a la geometría y las condiciones de frontera, el esfuerzo más alto se obtiene en el punto interno de esta ubicación curva. Sin embargo, este esfuerzo es una cuarta parte del límite elástico del material [31].

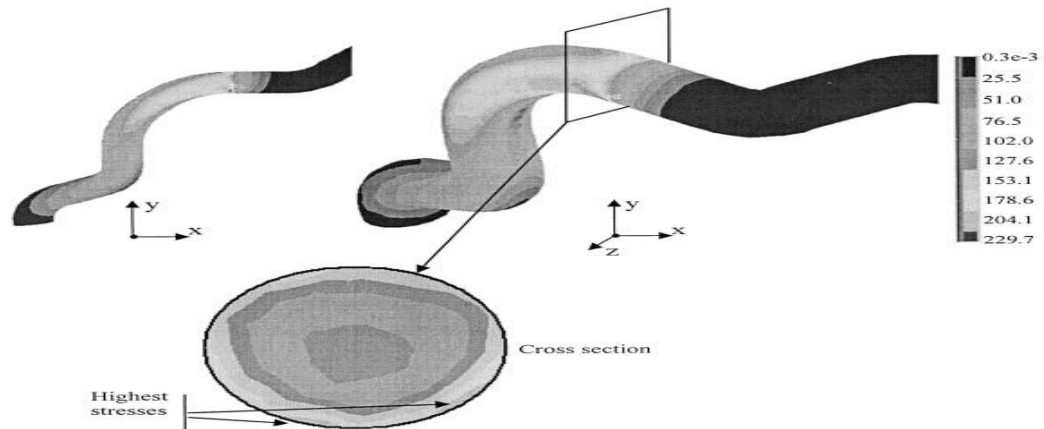


Figura 2.13 Distribución de tensión de Von Mises en la barra antivuelco (Magnitudes en MPa) [31].

Cabe mencionar que, de acuerdo con el análisis desarrollado en el artículo, se concluyen los siguientes puntos:

- La fractura se produce después de un procedimiento de fatiga bajo una tensión combinada de flexión y torsión que tiene una naturaleza altamente reversible.
- La fractura se inicia en la región altamente estresada de la barra.
- La fractura se produce de manera dúctil.
- El proceso de producción podría haber afectado la región de inicio de la falla.

Otro de los puntos importantes, es no ignorar la funcionalidad del soporte, porque al momento de realizar la función de la barra, también puede presentar fracturas o interferencia en los esfuerzos de la barra los cuales pueden ser ignorados al momento de desarrollar una mejora de material, tal es el caso de investigación desarrollado por M. Cerit, E. Nart y K. Genel [33] el cual modificaron las dimensiones de los soportes que están anclados al chasis, con la finalidad de reducir los esfuerzos y la vida en fatiga de la barra, en la figura 2.14 se muestra otra forma de modificar las condiciones de frontera con soportes virtuales para la mitad de barra con propiedades del material SAE 9262.

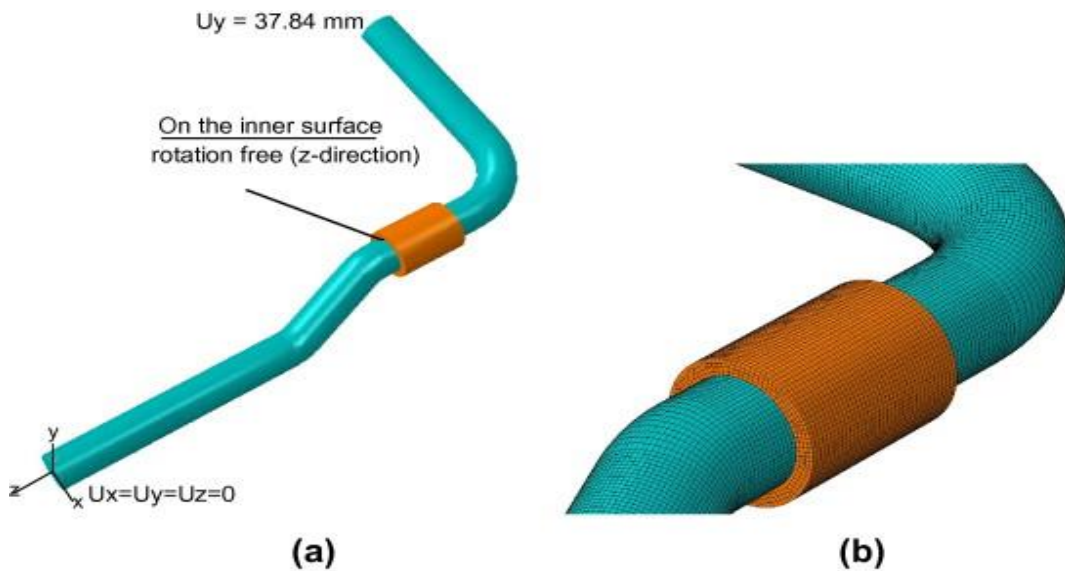


Figura 2.14 a) Simetría de barra de estabilizador y condiciones de frontera, b) la generación de mallas [33].

En los resultados de análisis de elemento finito desarrollado en el artículo indicó que el esfuerzo equivalente máximo se encuentra en la superficie interna de la curva; en donde domina el esfuerzo cortante. Las pruebas de fatiga que se llevaron a cabo bajo una carga rotacional de 7° , también confirmaron la ubicación de la falla de fractura. Además, se investigaron los efectos de la dureza y el grosor de la pared del caucho usado en el buje en la distribución de tensiones para varios cauchos de poliuretano con dureza 75, 85, 90 y 95 Shore A y el grosor de la pared del casquillo (5.25, 7 y 8.75 mm) [33].

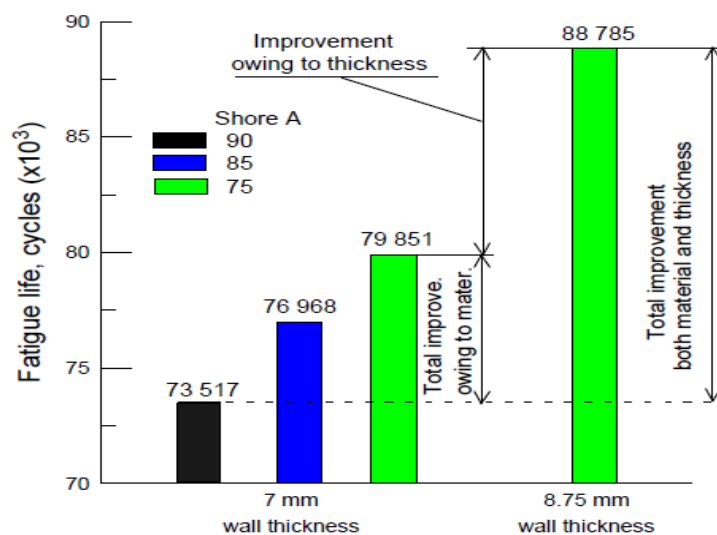


Figura 2.15 Vida de la barra estabilizadora para varias combinaciones de gomas y espesores [33].

De acuerdo con los análisis realizados se obtuvo la gráfica de la figura 2.15 donde muestra que el caucho blando con el espesor de pared gruesa tiende a reducir la tensión en la región crítica, la reducción de la tensión equivalente en la barra estabilizadora que se obtuvo modificando el buje, la cual, proporcionó una mejora significativa en la vida útil de la fatiga. Se podría obtener aproximadamente un 9% de mejora en la vida útil de la fatiga con respecto al buje base seleccionando materiales de goma relativamente blandos. Para la dureza del caucho 75 Shore A, el cambio en el grosor de la pared de 7 mm a 8.75 mm proporcionó una mejora del 11% [33].

Otro enfoque primordial para la reducción de esfuerzos en la barra de estabilidad donde cuenta con espacio suficiente para modificaciones geométricas es el ajuste de radios o largo de barra para evitar fracturas en los soportes como se mostró en figuras anteriores, tal es el caso de investigación desarrollado por Murat, Eren y Sefa [34] la cual se desarrolló un análisis de elemento finito para la reducción de esfuerzos modificando las curvas de la barra de estabilidad, en este caso, fue desarrollado con la barra de estabilidad de un autobús de pasajeros, en la figura 2.16 se muestra el layout para la recopilación de parámetros de la barra de estabilidad en estado de giro crítico [34].

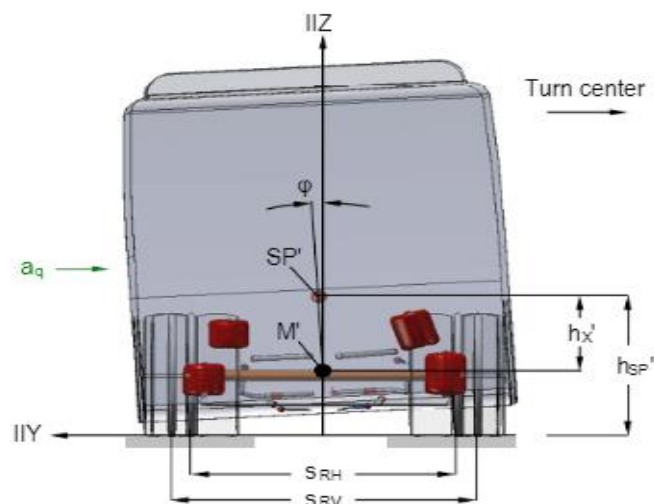


Figura 2.16 Barra de estabilidad de autobús de pasajeros en estado de giro crítico [34].

En la tabla 2.5 se muestran los parámetros de rediseño para 9 propuestas, cuyos valores son, el radio de curvatura, largo de barra, el resultado de máximo esfuerzo y la masa de cada análisis propuesto.

Tabla 2.5 Cálculo de Máximo esfuerzo y masa con diferentes valores de radios y largos [34].

Parámetros	Diseño punto 1	Diseño punto 2	Diseño punto 3	Diseño punto 4	Diseño punto 5	Diseño punto 6	Diseño punto 7	Diseño punto 8	Diseño punto 9
Radio R (mm)	105	75	135	105	105	75	135	75	135
Largo L_2 (mm)	500	500	500	465	535	465	465	535	535
Máximo esfuerzo σ_{max} (MPa)	338.7	342.32	344.02	358.77	328.99	365.57	362.63	329.82	335.22
Masa (Kg)	28.435	28.609	28.261	27.982	28.917	28.093	27.869	29.19	28.644

Para este propósito, los efectos de dos parámetros de diseño; la longitud L_2 y el radio de transición R mostrados en la figura 2.17 constituyen la geometría de las regiones críticas que fueron estudiados.

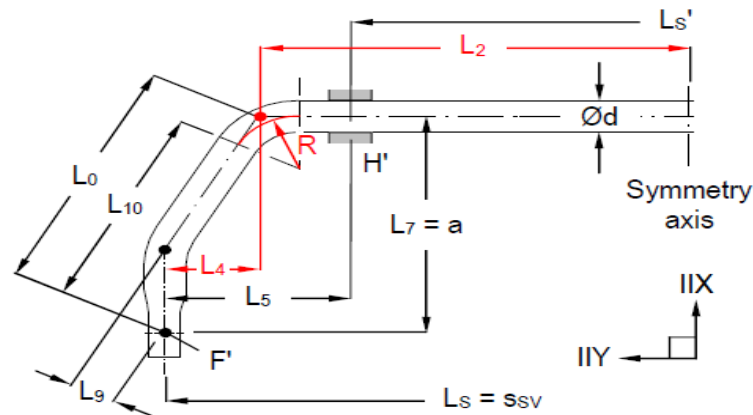


Figura 2.17 Dimensiones básicas de la barra estabilizadora [34].

La optimización paramétrica se aplicó a través del software de elemento finito ANSYS v11 y mostraron que es posible disminuir el esfuerzo máximo σ_{max} en las regiones críticas, 11% con un aumento de masa del 3.5%. A partir de los resultados obtenidos se concluyen los siguientes puntos [34].

- a) Un aumento de la longitud de transición L_2 disminuye el esfuerzo de Von Mises equivalente en la esquina se dobla, sin embargo, aumenta la masa de la barra estabilizadora.
- b) El aumento del radio de transición R aumenta la tensión equivalente y también el efecto de muesca en las regiones críticas sobre un valor R óptimo.

- c) El aumento del radio de transición R también disminuye la masa de la barra estabilizadora, se pueden aplicar estudios similares a las barras antivuelco de automóviles que tienen más formas complejas, de esta manera, la geometría óptima se puede determinar con el menor aumento de masa.

De igual manera, en barras estabilizadoras que cuentan con un diámetro interior se tiene la posibilidad de realizar mejoras modificando diámetros interiores y exteriores, tal es el caso desarrollado por Pravin, Kshitijit y Ganesh [35] la cual se enfocan en analizar la barra estabilizadora por medio de programación APDL, librería del software de análisis ANSYS, una forma más sintetizada de obtener los resultados solo con cargar el diseño e ingresar los parámetros generales, con el fin de evitar la necesidad de hacer demasiados ajustes en las condiciones de frontera. La figura 2.18 muestra el diagrama de la barra para analizar el desplazamiento máximo, rigidez y máximo esfuerzo cortante [35].

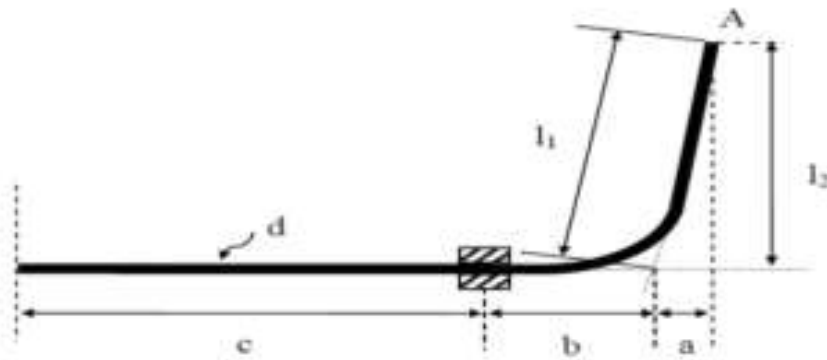


Figura 2.18 Diagrama de barra de estabilidad [35].

Para el cálculo de rigidez torsional y desplazamiento analítico se desarrollaron las siguientes ecuaciones.

$$\text{Rigidez Torsional (KR)} = \frac{P \cdot L}{\tan^{-1} \frac{f_A}{\left(\frac{L}{2}\right)}} = 408.62 \text{ Nm/deg} \quad (2.3.1)$$

De acuerdo con la formulación SAE, el desplazamiento se calcula de la siguiente manera.

$$f_A = \frac{1\,000[(250^3) - (90^3) + 550(160^2) + 4(230^2)(460)]64}{3 * 206000 * \pi(21.8^4 - 16^4)} = 25.96 \text{ mm}$$

$$KR = \frac{1\,000(1100^2)}{2 * 25.96} = 23.296 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} = 406.59 \frac{\text{Nm}}{\text{deg}}$$

En el caso del análisis numérico usando Ansys APDL muestra una rigidez torsional de 408.62 Nm/deg y un desplazamiento de 25.86 mm como se muestra en la figura 2.19, dando una variación entre resultados analíticos y numéricos de la barra estabilizadora de 0.5%.

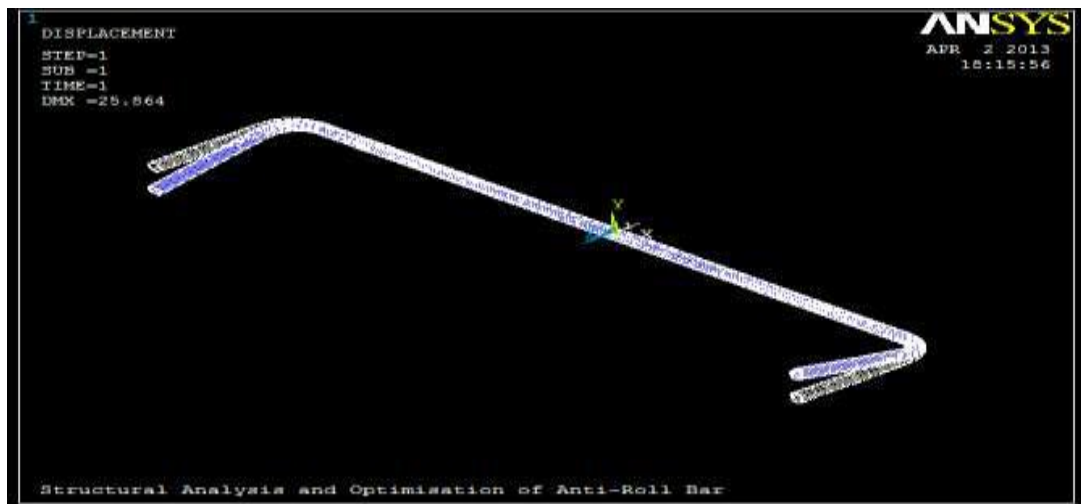


Figura 2.19 Desplazamiento máximo en barra estabilizadora [35].

Posteriormente se desarrolló una optimización de la barra estabilizadora modificando los diámetros exterior e interior y la posición de los soportes, los resultados se muestran en la tabla de la figura 2.20.

O.D (mm)	I.D (mm)	Bushing Position (mm)	Deflection (mm)	Von Mises Stress Max (N/Sq.mm)	Max Principal Stress (N/Sq.mm)	Rolling Stiffness (N.m/deg)	Mass Of The Bar (Kg)
21.8	16	300	27.814	389.636	351.417	379.96	1.85
21.8	16	350	26.562	345.562	351.409	397.84	1.85
21.8	16	390	25.964	332.270	351.404	406.98	1.85
21.8	16	400	25.864	332.307	351.393	408.56	1.86
21.8	16	420	25.694	344.59	351.558	411.26	1.85
20	16	300	47.575	609.889	588.642	222.50	1.217
20	16	350	45.43	540.162	588.578	232.96	1.217
20	16	390	44.414	525.67	588.63	238.26	1.217
20	16	420	43.945	536.015	588.60	240.79	1.217
20	16.5	300	52.58	671.775	682.968	201.43	1.080
20	16.5	350	50.23	607.366	682.79	210.80	1.080
20	16.5	390	49.104	609.43	682.77	215.60	1.080
20	16.5	420	48.58	610.079	682.98	217.92	1.080
21	16.5	300	37.26	501.794	480.978	283.83	1.426
21	17	350	38.77	489.016	546.56	272.80	1.285

Figura 2.20 Resultados obtenidos de optimización de barra estabilizadora [35].

Cabe mencionar que el rendimiento del vehículo es fuertemente afectado por la barra de estabilidad ajustada al cambiar los parámetros de la barra.

- a) El tiempo requerido para el análisis de la barra antivuelco usando APDL (lenguaje de diseño paramétrico de ANSYS) es muy corto y puede ser repetido simplemente después de cambiar cualquiera de los parámetros de entrada, lo que proporciona una manera fácil de encontrar una solución óptima para el diseño de barra.
- b) El efecto más obvio del uso de la sección hueca es la reducción de la masa de la barra.
- c) Ubicar los soportes más cerca del centro de la barra aumenta las tensiones en las ubicaciones de los bujes, lo que da como resultado que la rigidez de la barra disminuya y que aumente la tensión máxima de Von Mises.
- d) Al aumentar la rigidez del buje de la barra antivuelco, aumenta la rigidez antivuelco, también aumenta la tensión inducida en la barra.

Otro de los temas importantes para del desenlace de la investigación son los materiales compuestos, una de las alternativas en la industria automotriz en innovación tecnológica, cuyo tema se presenta más a fondo en la siguiente sección.

2.4 Materiales compuestos en la industria automotriz

La industria automotriz a nivel mundial apuesta a la innovación tecnológica para la disminución del peso de vehículos, lo cual se traduce en numerosos beneficios económicos y ambientales que están directamente relacionados con el ahorro de energía en los procesos de fabricación y en la posterior vida en servicio del vehículo. Las autopartes basadas en polímeros proveen soluciones en cuanto a la disminución de peso, incrementos en las velocidades de producción y disminución de costos con respecto a piezas metálicas, pero se ven limitadas en algunas aplicaciones estructurales donde no pueden competir comparando propiedades mecánicas. Allí es donde entran en escena los materiales compuestos reforzados y numerosas tecnologías que buscan optimizar las propiedades mecánicas de estos materiales. En el caso de autopartes fabricadas a partir de resinas reforzadas con fibras, la ruptura de fibras durante el procesamiento es un aspecto fundamental que se debe minimizar para ampliar el espectro de aplicaciones de estos materiales en autopartes. Esta línea de investigación apunta a buscar soluciones para la optimización del desempeño mecánico de materiales compuestos. Se implementan estrategias de vanguardia adoptadas por los principales institutos de I+D y empresas autopartistas del mundo ofreciendo innovación tecnológica para incrementar la eficiencia de los procesos de moldeo por inyección e incorporar nuevos materiales micro y nano compuestos de alto desempeño mecánico a la industria autopartista nacional y mundial. Pese al gran

número de investigaciones que se han realizado sobre el desempeño mecánico de esta generación de materiales, persiste la necesidad de estudiar el efecto del daño por fatiga con base a las propiedades mecánicas, así como comparar los resultados de diferentes materiales compuestos con su equivalente de acero utilizado, esta comparación debe ser hecha en base a la misma pieza, de manera que prediga el comportamiento bajo cargas estáticas y dinámicas para conocer los ciclos y factor de seguridad del material con las cargas cíclicas específicas debido a que se están desarrollando diversos compuestos para distintas aplicaciones [14].

Ejemplos de manufacturas de piezas con materiales compuestos es el caso de Mercedes-Benz, donde en 1996 se utilizó una matriz epoxi con el agregado de fibras de yute para los paneles de las puertas en vehículos clase E. Luego, en 2000 el fabricante alemán Audi utilizó poliuretano reforzado con fibras de lino y sisal para recubrimientos de puertas [14].

Toyota y Mitsubishi, por su parte, desde 2003 han experimentado con matrices de plásticos biodegradables como el PLA y el PBS combinándolos con fibras de kenaf y bambú. Más recientemente Ford utilizó paja de trigo como refuerzo para partes internas de su crossover Flex [14].

También se han desarrollado investigaciones para determinar si los materiales compuestos son aptos en función de grandes esfuerzos, tal es el caso de investigación desarrollado por los investigadores Shahanawaz, Akshansh y Abhinn [36], el cual evaluaron materiales compuestos en un eje de transmisión que conecta el motor al diferencial de un vehículo con tracción trasera. En general, el eje de transmisión está hecho de una aleación de acero, pero el uso de acero convencional tiene desventajas, como una baja rigidez, resistencias específicas y un alto peso. Hoy en día el eje de transmisión de acero puede ser reemplazado por un eje de transmisión de material compuesto. Este compuesto avanzado que puede ser grafito, kevlar, carbono o vidrio con resina adecuada dando la ventaja de mayor resistencia específica, menor peso, alta capacidad de amortiguación, mayor vida útil, alta velocidad crítica y mayor capacidad de carga de torque y puede resultar en una considerable reducción de peso en comparación con el eje de acero [36].

La investigación de Shahanawaz, Akshansh y Abhinn [36] estudia el comportamiento estructural y vibratorio del conjunto de eje de transmisión de vehículo pesado de material compuesto que es comparado con el eje de transmisión de acero convencional. El material convencional es acero SM45C y tres materiales compuestos de epoxi de carbono HS, epoxi de vidrio tipo E y epoxi de carbono HM que se han utilizado para el estudio del eje de transmisión con el fin de determinar el reemplazo de compuesto adecuado para optimizar el rendimiento y el diseño. El eje impulsor mostrado en la figura 2.21 se modeló en el software CAD CREO 3.0 y el análisis de elementos finitos se realizó utilizando el software ANSYS 14.0 como herramienta de análisis para la simulación numérica en estado dinámico de vibración del material compuesto [36].

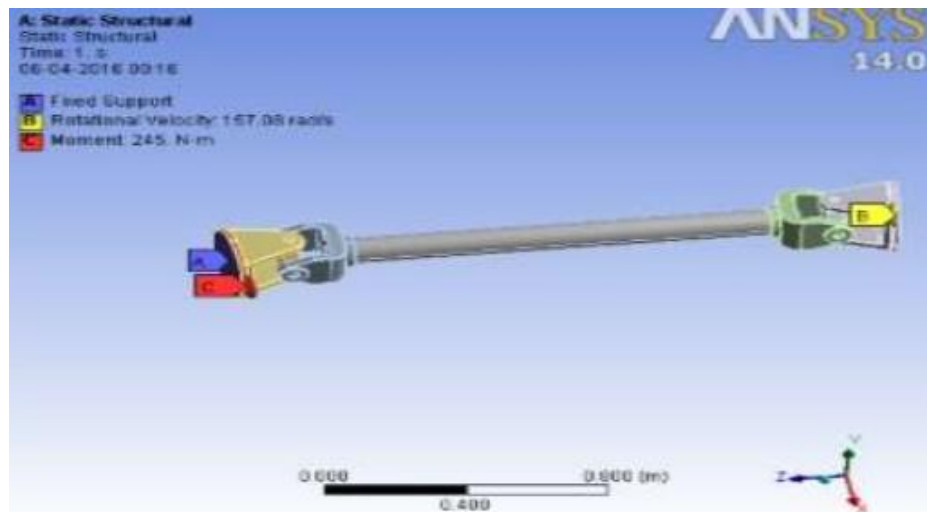


Figura 2.21 Modelo de eje con parámetros para análisis [36].

Los resultados de la simulación se muestran en la tabla 2.6, donde se determina la deformación total, el esfuerzo equivalente de Von Mises que muestra una pérdida de tensión, máximo esfuerzo cortante, el análisis se realizó con datos de condiciones reales.

Tabla 2.6 Resultados de análisis de eje [36].

Material	Deformación (m)	Esfuerzo Equivalente (Pa)	Esfuerzo Cortante (Pa)
Acero SM45C	0.05996	3.60e9	2.08e9
Compuesto Epoxi Carbón HS	0.1937	2.4938e9	1.313e9
Compuesto Epoxi Carbón HM	0.18886	2.6725e9	1.4163e9
Compuesto Epoxi Vidrio E	0.2149	1.399e9	7.633e8

De acuerdo con los resultados de la tabla 2.6, el material compuesto de epoxi de carbono HS es más aceptable para la aplicación de eje de transmisión compuesto en comparación con los demás materiales compuestos analizados.

De la misma manera que los aceros, se pueden crear materiales compuestos de aluminio reforzado con capas de fibra de vidrio o carbono como el artículo de investigación desarrollado por Islas Mascareñas [37] el cual evalúa las propiedades mecánicas de los materiales basados en un componente metálico (aluminio) reforzado con material compuesto (fibra de carbono) con distintas superficies (fibra de carbono y fibra de vidrio), utilizando adhesivos industriales para formar una estructura, con la

cual se pretende evaluar la posible sustitución del acero como material utilizado en la fabricación del chasis de los vehículos comerciales de carga, así como en cualquier otra aplicación automotriz. Ésta estructura tendrá la ventaja competitiva de reducir el peso total del vehículo y permitirá al usuario reducir los costos de consumo de combustible aumentando su eficiencia e incrementar las capacidades de carga durante el transporte. Para validar la factibilidad del nuevo prototipo se realizarán pruebas a los distintos materiales que estarán interactuando con el nuevo chasis reforzado, tanto individual como en estructura, contemplando diferentes diseños que permitan cumplir con las propiedades mecánicas estructurales mismas de un chasis utilizado en la actualidad. Para realizar dichas pruebas se utilizó aleación extruida de aluminio 6061, al cual se le llevo a cabo un tratamiento térmico T6, la cual fue ensayada a tensión individualmente, en la figura 2.22 se muestra los cortes de las probetas para el ensayo. Las muestras tanto deformadas como no deformadas fueron objeto de ensayos de micro dureza Vickers y se le realizó un estudio metalográfico para identificar lo que está generando los cambios en la dureza del material debido a la deformación [37].

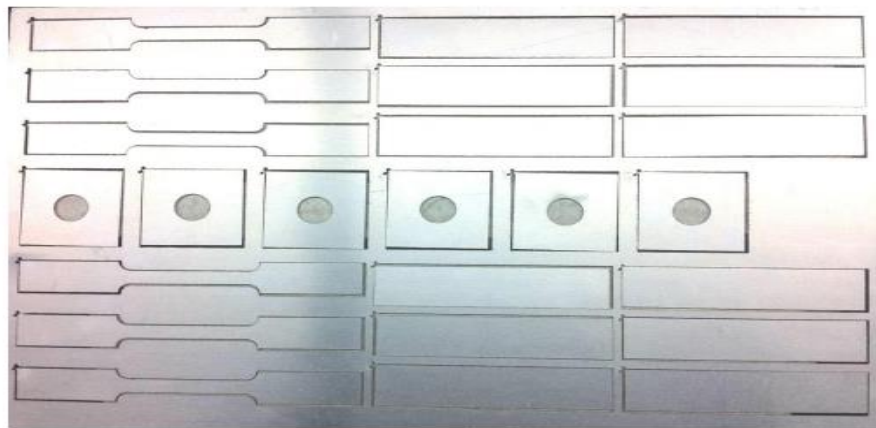


Figura 2.22 Probetas para ensayos de tensión, adhesión y compresión con perforación cortadas con agua en una placa de aleación de aluminio 6061 T6 [37].

Para reforzar al material metálico, se utilizó como material compuesto la fibra de carbono, la cual se obtuvo por el método de pultrusión las cuales fueron cortadas para el refuerzo de material como se muestra en la figura 2.23, esto para formar un perfil estructural de alta resistencia, el cual formará parte de la estructura tipo “sándwich” junto con la aleación de aluminio como se muestra en la figura 2.24, donde, se tiene una vista lateral de la probeta reforzada [37].



Figura 2.23 Cortes para probetas de tensión, adhesión y compresión con perforación en placa de material compuesto de fibra de carbono [37].

Se obtuvo el material compuesto con dos distintas superficies, una con fibra de carbono y otra con fibra de vidrio para comparar la adhesión de ambas superficies con la aleación de aluminio, además de analizar la diferencia de resistencia debido a la diferencia de material. Se realizó un ensayo de adhesión a traslape, utilizando una probeta de aluminio con una de material compuesto y se ensayó axialmente para determinar la resistencia del adhesivo y conocer la compatibilidad del adhesivo con las diferentes superficies [37].



Figura 2.24 Estructura sándwich Al6061T6 – CFRC (Carbon Fiber Reinforced Composite) Al6061T6 [37].

Los ensayos se realizaron a 2, 5 y 12 días de curado para conocer la resistencia que presenta el adhesivo a diferentes tiempos de curado y determinar el tiempo de curado mínimo necesario para obtener una resistencia suficiente para ser utilizado estructuralmente. El material compuesto también fue objeto de pruebas de tensión utilizando diferentes orientaciones en la fibra, 0° y 45° , para determinar cuál es la orientación adecuada para obtener los resultados óptimos. Utilizando la orientación adecuada, se elaboraron estructuras tipo “sándwich” como probeta de tensión y como probeta para evaluar el comportamiento de la estructura perforada, esto debido a que entre los principales puntos críticos se encuentran tanto las zonas centrales de los largueros, como las perforaciones para atornillar los distintos elementos del vehículo al chasis, los resultados se muestran en la figura 2.25 [37].

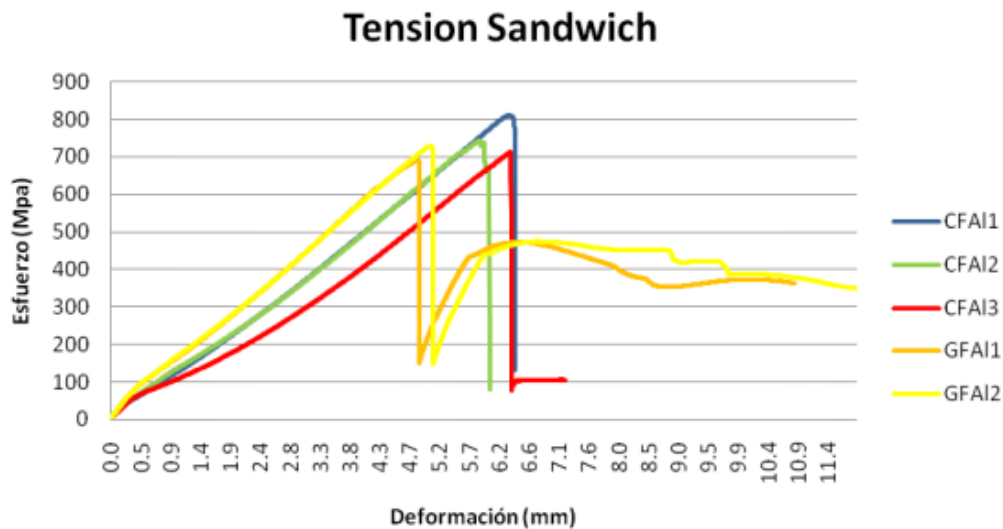


Figura 2.25 Gráfica comparativa de la resistencia de las estructuras sándwich utilizando aluminio 6061 T6 y CFCF o CF-GF compuestos adheridos con un adhesivo estructural en un ensayo a tensión [37].

De acuerdo con la gráfica de la figura 2.25, cabe resaltar que la resistencia mecánica de la estructura sándwich, supera a muchas aleaciones de acero de alto desempeño, además de reducir el peso de la estructura y evitar la corrosión en la misma.

De acuerdo a los resultados, existen variedad de materiales compuestos pero para grandes esfuerzos se necesitan materiales con mayor resistencia cuyos análisis experimentales son pocos, de los cuales se mencionan algunos desarrollados por Gergely, Meisam y Michael [13] el cual se diseñó y caracterizó un conjunto de materiales compuestos híbridos entre capas unidireccionales pseudo dúctil (efecto geométrico de la reorientación de la fibra) de capa delgada que comprende vidrio tipo S y una variedad de impregnaciones de carbono finos. Se lograron respuestas de tensión deformación de tipo elástico, rendimiento y endurecimiento similar a las de metales dúctiles a través de la fragmentación y la extracción estable de las capas de carbono, generando un rango de módulos iniciales, deformación pseudo rendimiento, plano de esfuerzo y deformación pseudo dúctil para las diversas configuraciones, la tabla de la figura 2.26 se muestra las diferentes configuraciones de materiales compuestos para el análisis de tensión los cuales fueron puestos a prueba [13].

Spec. Type	Relative carbon layer thickness	Initial modulus	Modulus increase (to pure glass/epoxy ^a)	Pseudo-yield/drop strain ^b	Pseudo-yield/plateau stress ^b	Approx. final failure strain	Pseudo-ductile strain ^c
	[-]	[GPa]	[%]	[%]	[MPa]	[%]	[%]
SG/TR30/SG	0.0852	50.18 (2.2)	9.98	2.38	1142	3.7	0.91
SG/TR30 ₂ /SG	0.1570	53.36 (3.6)	16.94	2.21	1129	3.4	1.21
SG/TR30 ₃ /SG	0.2184	56.76 (1.3)	24.40	1.86	-	3.5	-
SG ₂ /TR30 ₄ /SG ₂	0.1570	53.40 (1.2)	17.03	1.90	-	3.7	-
SG/MR40/SG	0.1652	59.89 (2.0)	31.26	1.72	972	3.5	1.44
SG/HS40/SG	0.1847	78.59 (2.9)	72.24	1.11 ^d	893 ^e	3.7	2.12 ^e
SG ₂ /HS40/SG ₂	0.1017	65.12 (1.0)	42.71	1.28	768	3.7	1.64
SG/T1000/SG	0.0943	54.21 (1.1)	18.81	2.61	1358	3.4	0.80
S3G/M55/S3G	0.2364	112.89 (4.3)	82.97	0.85	852	3.0	2.06
SG/XN80 ₂ /SG	0.2457	124.14 (6.4)	172.07	0.52	520	3.6	2.64

^aBaseline S-glass composite modulus: 45.6 GPa (see Table 2)
^bPseudo-yield points were defined as the intersection of the test curve with a straight line parallel to the initial slope of the stress-strain graph with an offset of 0.1% strain (similar to the offset yield point or proof stress in metals terminology).
^cPseudo-ductile strain was defined between the strain of a point on the initial slope line at the failure stress (defined at the point where a 5% reduction in stress after the maximum has occurred) and the strain at the failure stress.
^dDetermined at first load drop
^eLoad drops observed on the plateau (see Fig. 5)

Figura 2.26 Lista de materiales compuestos para análisis de tensión [13].

La secuencia en la cual se basaron para todas las configuraciones se muestra en la figura 2.27, la cual se observan las 3 capas que contemplan resinas y diferentes tipos de fibras de carbono.

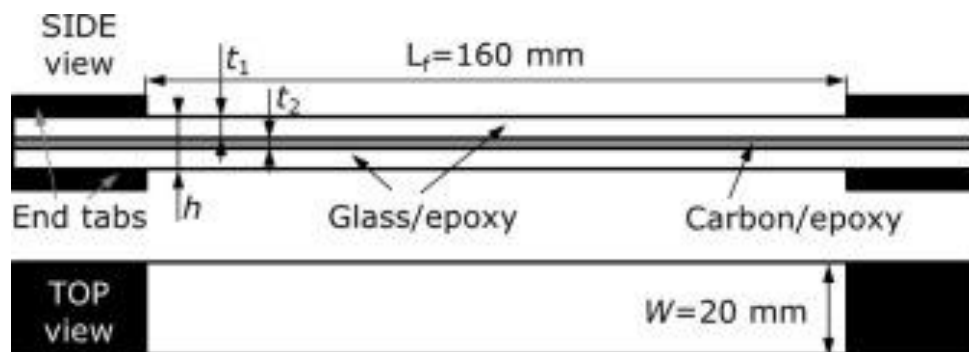


Figura 2.27 Geometría de las muestras [13].

Los modos de falla típicos de los compuestos híbridos de capa delgada se destacaron en cuatro series de gráficos de tensión deformación obtenidos para los mismos materiales con diferentes espesores de capa de carbono. Los resultados experimentales se muestran en las gráficas de la figura 2.28.

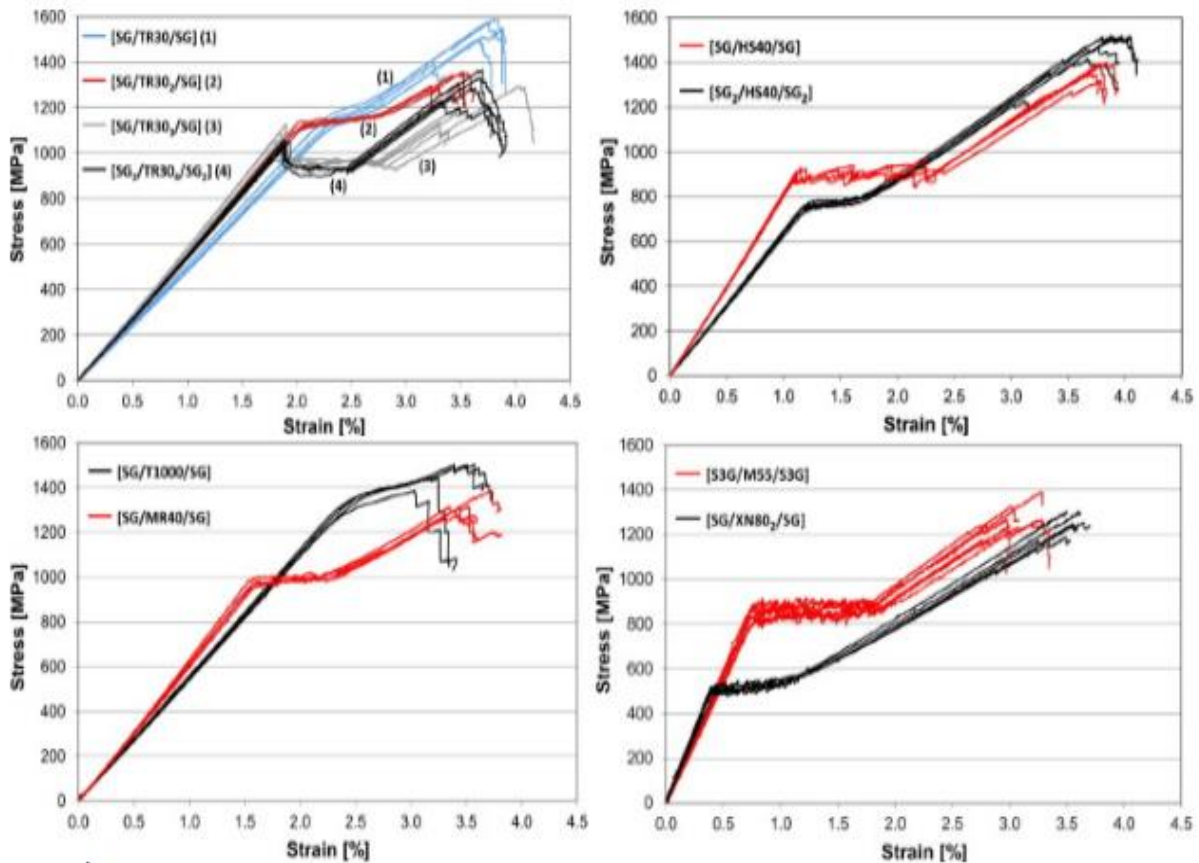


Figura 2.28 Graficas de esfuerzo-deformación para materiales compuestos con epoxy y diferentes tipos de fibras de carbono [13].

Acorde a las gráficas de la figura 2.28 de compuestos híbridos de capa fina epoxy unidireccional de carbono / fibra de vidrio reforzado compuesto híbrido se mencionan los siguientes puntos.

- La gama de nuevas combinaciones de materiales desarrollados proporciona respuestas favorables a la tensión pseudo dúctil tensión deformación utilizando varios pre impregnados de carbono / epoxy delgado y espesor estándar S-vidrio / epoxy, adecuados para aplicaciones dominadas por carga de tracción.
- La configuración SG / XN80₂ / SG proporcionó la combinación de un alto módulo inicial de hasta 124 GPa, similar al del carbono / epoxy de alta resistencia y una tensión de falla final similar a la del vidrio S / epoxy con una tensión pseudo dúctil de 2.64 %.
- La configuración SG / MR40 / SG demostró propiedades equilibradas de 60 GPa de módulo inicial, tensión de pseudo rendimiento de 970 MPa y 1.44% de cepa pseudo dúctil.

- d) La fuerte correlación entre el módulo inicial y la deformación pseudo dúctil se confirmó experimentalmente para las configuraciones híbridas probadas y se atribuyó a la compensación entre la deformación por falla y el módulo de tracción de los tipos de fibra de carbono.
- e) La compensación entre la cepa pseudo dúctil alcanzable y la tensión de pseudo rendimiento también se confirmó experimentalmente como una característica clave que rige el diseño de laminados híbridos pseudo dúctiles.
- f) Se presentó un procedimiento de dos pasos que involucra criterios analíticos simples y los nuevos mapas de modo de daño que se aplicaron aquí por primera vez para el diseño de compuestos híbridos intercalares unidireccionales, asegurando una falla pseudo dúctil favorable a través de la fragmentación de la capa de carbono y la extracción estable.
- g) Se demostró un buen acuerdo entre los modos de falla analizados y observados experimentalmente y las cepas pseudo dúctiles. Los mapas del modo de daño basados en las propiedades mecánicas básicas de las capas constituyentes proporcionaron información sobre los factores importantes para el diseño óptimo de la configuración híbrida.

De acuerdo a la revisión bibliográfica en el presente capítulo, se tiene un amplio conocimiento para abordar el tema de investigación sobre la barra de estabilidad en aceros convencionales usados en la industria automotriz y materiales compuestos, además, tener un amplio conocimiento sobre las configuraciones de materiales compuestos y su comportamiento en los análisis de tensión, en el siguiente capítulo se abordará el análisis del artículo de investigación y la barra de estabilidad del Vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016.

Capítulo 3

Desarrollo de Modelo Analítico y Numérico

3.1 Validación de resultados analíticos y numéricos de artículo de investigación científica

Con la información obtenida en el capítulo anterior sobre revisión bibliográfica, se seleccionó el artículo de investigación “Optimización De Barra Estabilizadora Usando Lenguaje De Diseño Paramétrico APDL” [35] para realizar la validación de resultados y con la finalidad de comprender el comportamiento de la barra, recopilación de parámetros y realizar el análisis de forma dinámica ya que el artículo de investigación se centra solo en estado estático, para posteriormente validar si no existen cambios en los resultados con la barra de estabilidad de Vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016 [1] debido a las diferentes curvaturas que tiene, en la figura 3.1 se muestra el diagrama segmentado en partes de las dimensiones y diámetros para los cálculos analíticos de un punto en específico, en este caso está marcado con el punto H y la fuerza P en dirección Y.

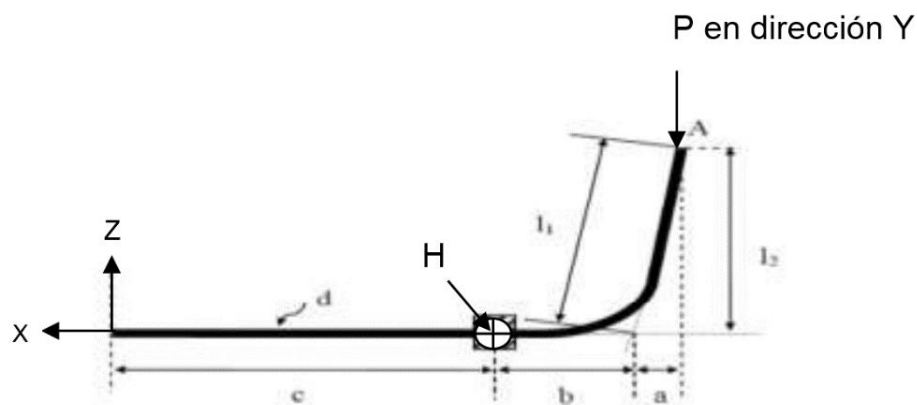


Figura 3.1 Diagrama de barra de estabilidad [35].

3.1.1 Análisis analítico en condiciones estáticas y dinámicas

De acuerdo con la figura 3.1 se tienen los siguientes parámetros mostrados en la siguiente tabla.

Tabla 3.1 Distancias y diámetros de barra de estabilidad [35].

Distancia a (mm)	90	Distancia L ₂ (mm)	230
Distancia b (mm)	70	Distancia total L ₃ (mm)	1 100
Distancia c (mm)	390	Diámetro interior (mm)	21.8
Distancia L ₁ (mm)	246.98	Diámetro exterior (mm)	16

La carga a la cual se va a analizar la barra de estabilidad es de 1 000 N en dirección Y.

El material utilizado en el artículo de investigación es un acero SAE 5160 con las siguientes características mecánicas.

Tabla 3.2 Propiedades mecánicas AISI 5160 [35].

E (MPa)	S _{ut} (MPa)	S _{yt} (MPa)	ρ (kg/m ³)	ν
206 000	1 400	1 200	7 800	0.27

Análisis en condición estática

El esfuerzo cortante XZ en el punto H mostrado en la figura 3.1 se obtienen con las siguientes ecuaciones.

$$\text{Esfuerzo Cortante} \quad \tau_{xz} = \frac{T \cdot C}{J} \quad (3.1.1)$$

$$= \frac{230\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 10.9 \text{ mm}}{15\,739.090 \text{ mm}^4} = 159.284 \text{ MPa}$$

Donde

$$\text{Torque (T)} = P \cdot L_2 \quad (3.1.2)$$

$$= 1\,000 \text{ N} \cdot 230 \text{ mm} = 230\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{Centro (C)} = \frac{D_{\text{ext}}}{2} \quad (3.1.3)$$

$$= \frac{21.8 \text{ mm}}{2} = 10.9 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \text{Momento Polar de Inercia (J)} &= \frac{\pi}{2} \left(\left(\frac{D_{\text{ext}}}{2} \right)^4 - \left(\frac{D_{\text{int}}}{2} \right)^4 \right) & (3.1.4) \\ &= \frac{\pi}{2} \left(\left(\frac{21.8 \text{ mm}}{2} \right)^4 - \left(\frac{16 \text{ mm}}{2} \right)^4 \right) = 15\,739.090 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Los esfuerzos normales en X y Z se obtienen con las siguientes ecuaciones.

$$\begin{aligned} \text{Esfuerzo Normal} \quad \sigma_x &= \frac{M \cdot C}{I} & (3.1.5) \\ &= \frac{160\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 10.9 \text{ mm}}{7,869.545 \text{ mm}^4} = 221.613 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_z = 0 \text{ en este caso} \quad (3.1.6)$$

Donde

$$\begin{aligned} \text{Momento (M)} &= P \cdot A & (3.1.7) \\ &= (1\,000 \text{ N} \cdot 160 \text{ mm}) = 160\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

P es la fuerza aplicada en la punta de la barra con dirección Y y A es la suma de las distancias a y b.

$$\begin{aligned} \text{Momento de Inercia (I)} &= \frac{\pi}{4} \left(\left(\frac{D_{\text{ext}}}{2} \right)^4 - \left(\frac{D_{\text{int}}}{2} \right)^4 \right) & (3.1.8) \\ &= \frac{\pi}{4} \left(\left(\frac{21.8 \text{ mm}}{2} \right)^4 - \left(\frac{16 \text{ mm}}{2} \right)^4 \right) = 7\,869.545 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Los esfuerzos principales máximo y mínimo se obtienen con las siguientes ecuaciones.

$$\begin{aligned} \text{Esfuerzo Principal Maximo } (\sigma_{\text{max}}) &= \sigma_{\text{prom}} + \tau_{\text{max}} & (3.1.9) \\ &= 110.807 \text{ MPa} + 194.036 \text{ MPa} = 304.843 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Esfuerzo Principal Minimo } (\sigma_{\text{min}}) &= \sigma_{\text{prom}} - \tau_{\text{max}} & (3.1.10) \\ &= 110.807 \text{ MPa} - 194.036 \text{ MPa} = -83.229 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Donde

$$\begin{aligned} \text{Esfuerzo Promedio } \sigma_{\text{prom}} &= \frac{\sigma_x + \sigma_z}{2} & (3.1.11) \\ &= \frac{221.613 \text{ MPa} + 0}{2} = 110.807 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Esfuerzo Cortante Maximo } \tau_{\text{max}} &= \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{xz}^2} & (3.1.12) \\ &= \sqrt{\left(\frac{221.613 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + (159.284 \text{ MPa})^2} = 194.036 \text{ MPa} \end{aligned}$$

El esfuerzo de Von Mises y el factor de seguridad en estado estático se resuelve con base de las siguientes ecuaciones.

$$\begin{aligned} \text{Esfuerzo de Von Mises } \sigma_{\text{misses}} &= (\sigma_x^2 + 3\tau_{xz}^2)^{\frac{1}{2}} & (3.1.13) \\ &= ((221.613 \text{ MPa})^2 + 3(159.284 \text{ MPa})^2)^{\frac{1}{2}} = 353.875 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Factor de Seguridad Estático } n &= \frac{S_y}{\sigma_{\text{misses}}} & (3.1.14) \\ &= \frac{1200 \text{ MPa}}{353.875 \text{ MPa}} = 3.391 \end{aligned}$$

Análisis en condición dinámica

De acuerdo con la revisión bibliográfica del capítulo 2.1, los factores de límite de resistencia se determinan en base a la ecuación 2.1.2.

Factores que modifican el limite de resistencia a la fatiga

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e = 0.201 * 0.891 * 700 = 125.740 \text{ MPa}$$

Donde, el factor de superficie se determina con la ecuación 2.1.3 y sus componentes a y b se obtienen en base a la tabla 2.1 para una superficie con la característica “sale de la forja”.

$$\text{Factor de superficiei } K_a = aS_{\text{ut}}^b = 272 * (1400)^{-0.995} = 0.201$$

El factor de tamaño se determina con la ecuación 2.1.4 teniendo como base el diámetro exterior de 21.8 mm.

$$\text{Factor de tamaño } K_b = 1.24d^{-0.107} = 1.24(21.8)^{-0.107} = 0.891$$

El factor de carga $K_c = 1$ debido a los esfuerzos combinados y la temperatura de trabajo es de 20° C equivalente a un $K_d = 1$ y el factor de confiabilidad con un 50% equivalente a $K_e = 1$.

La resistencia a la fatiga se obtiene con la ecuación 2.1.1 y en esfuerzo ultimo a tensión del material.

$$S'_e = 700 \text{ MPa}$$

Para determinar la fracción de resistencia a la fatiga en 10^3 ciclos se basa en la fórmula 2.1.21 del capítulo 2.

$$f = \frac{\sigma'_F}{S_{ut}} (2 \cdot 10^3)^{B_f} = \frac{1\,745 \text{ MPa}}{1\,400 \text{ MPa}} (2 \cdot 10^3)^{-0.063} = 0.772$$

Donde, la aproximación de la ecuación esfuerzo verdadero-deformación verdadera se basa en la ecuación 2.1.22 mencionado anteriormente.

$$\sigma'_F = S_{ut} + 345 \text{ MPa} = 1\,400 \text{ MPa} + 345 \text{ MPa} = 1\,745 \text{ MPa}$$

Para encontrar B_f se sustituye la resistencia a la fatiga y los ciclos correspondientes, S'_e y N_e , respectivamente en la ecuación (2.4) y se despeja b.

$$b = -\frac{\log(\sigma'_F/S'_e)}{\log(2N_e)} = -\frac{\log(1\,745 \text{ MPa}/700 \text{ MPa})}{\log(2 \cdot 10^6)} = -0.063$$

Para determinar el factor de seguridad de la pieza por el método de Goodman Modificado se resuelve despejando la ecuación 2.1.17.

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{176.938 \text{ MPa}}{125.740 \text{ MPa}} + \frac{176.938 \text{ MPa}}{1\,400 \text{ MPa}}} = 0.652$$

Donde, al considerar que los esfuerzos flectores y torsionales en el caso de la barra tienen componentes alternantes y medios, el esfuerzo de Von Mises de los dos elementos de esfuerzo se denotan con la ecuación 2.1.9 y 2.1.10 los cuales sus componentes son desglosados en las siguientes ecuaciones.

$$\begin{aligned} \text{Esfuerzo de von mises alternante } \sigma'_a &= \sqrt{(K_f * \sigma_a)^2 + 3(K_{fs} * \tau_a)^2} \\ &= \sqrt{(1 * 110.807 \text{ MPa})^2 + 3(1 * 79.642 \text{ MPa})^2} = 176.938 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Sus componentes de esfuerzos flectores y cortantes son:

$$\text{Esfuerzo a flexion alternante } \sigma_a = \frac{\sigma_x - 0}{2} = \frac{221.613 \text{ MPa} - 0}{2} = 110.807 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo cortante alternante } \tau_a = \frac{\tau_{xz} - 0}{2} = \frac{159.284 \text{ MPa} - 0}{2} = 79.642 \text{ MPa}$$

Los factores de concentración de esfuerzos a flexión y torsión equivalen a la unidad ya que no cuenta con concentradores del algún tipo en la barra de estabilidad.

Concentrador de esfuerzo a flexión $K_f = 1$

Concentrador de esfuerzo a torsión $K_{fs} = 1$

El esfuerzo de von mises medio se obtiene de la misma manera que el alternante.

$$\begin{aligned} \text{Esfuerzo de Von Mises Medio } \sigma'_m &= \sqrt{(K_f * \sigma_m)^2 + 3(K_{fs} * \tau_m)^2} \\ &= \sqrt{(1 * 110.807 \text{ MPa})^2 + 3(1 * 79.642 \text{ MPa})^2} = 176.938 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Sus componentes de esfuerzos flectores y cortantes son

$$\text{Esfuerzo a flexion medio } \sigma_m = \frac{\sigma_x + 0}{2} = \frac{221.613 \text{ MPa} + 0}{2} = 110.807 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo cortante medio } \tau_m = \frac{\tau_{xz} + 0}{2} = \frac{159.284 \text{ MPa} + 0}{2} = 79.642 \text{ MPa}$$

Los factores de concentración de esfuerzos a flexión y torsión son los mismos valores que se usaron para el esfuerzo alternante.

Para determinar el número de ciclos a la falla dinámica, se determina con la ecuación 2.1.25.

$$N = \left(\frac{\sigma_{inv}'}{a} \right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{202.535 \text{ MPa}}{9 \ 299.615 \text{ MPa}} \right)^{-\frac{1}{0.311}} = 216 \ 468 \text{ ciclos}$$

Donde, los componentes a y b se obtienen a partir de las ecuaciones 2.1.26 y 2.1.27.

$$a = \frac{(f * S_{ut})^2}{S_e} = \frac{(0.772 * 1\,400 \text{ MPa})^2}{125.740 \text{ MPa}} = 9\,299.615 \text{ MPa}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f * S_{ut}}{S_e}\right) = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.772 * 1\,400 \text{ MPa}}{125.740 \text{ MPa}}\right) = -0.311$$

El esfuerzo equivalente completamente invertido se obtiene con la ecuación 2.1.28.

$$\sigma_{inv}' = \frac{\sigma_a'}{1 - \frac{\sigma_m'}{S_{ut}}} = \frac{176.938 \text{ MPa}}{1 - \frac{176.938 \text{ MPa}}{1\,400 \text{ MPa}}} = 202.535 \text{ MPa}$$

3.1.2 Análisis Numérico en condiciones estáticas y dinámicas

El análisis numérico de la barra de estabilidad se realizó en condición estática y dinámica con el apoyo del software ANSYS Academic 2019 R3, así como el diseño virtual de la misma, el cual se obtuvo de acuerdo con el diagrama de la figura 3.1 y la tabla 3.1, en la figura 3.2 se muestra el diseño virtual de la barra de estabilidad con los puntos marcado de color azul donde se ubican los soportes que simulan la fijación al chasis del automóvil.



Figura 3.2 Diseño virtual de barra de estabilidad con dos puntos de soporte.

Las propiedades mecánicas para el análisis en condiciones estáticas y dinámicas se muestran en la figura 3.3 para el material SAE 5160 usado en el artículo de investigación cuyos datos están marcados de color rojo, así como el diagrama S-N obtenido a partir del análisis analítico en estado dinámico a partir de los factores que interfieren en el proceso de fatiga.

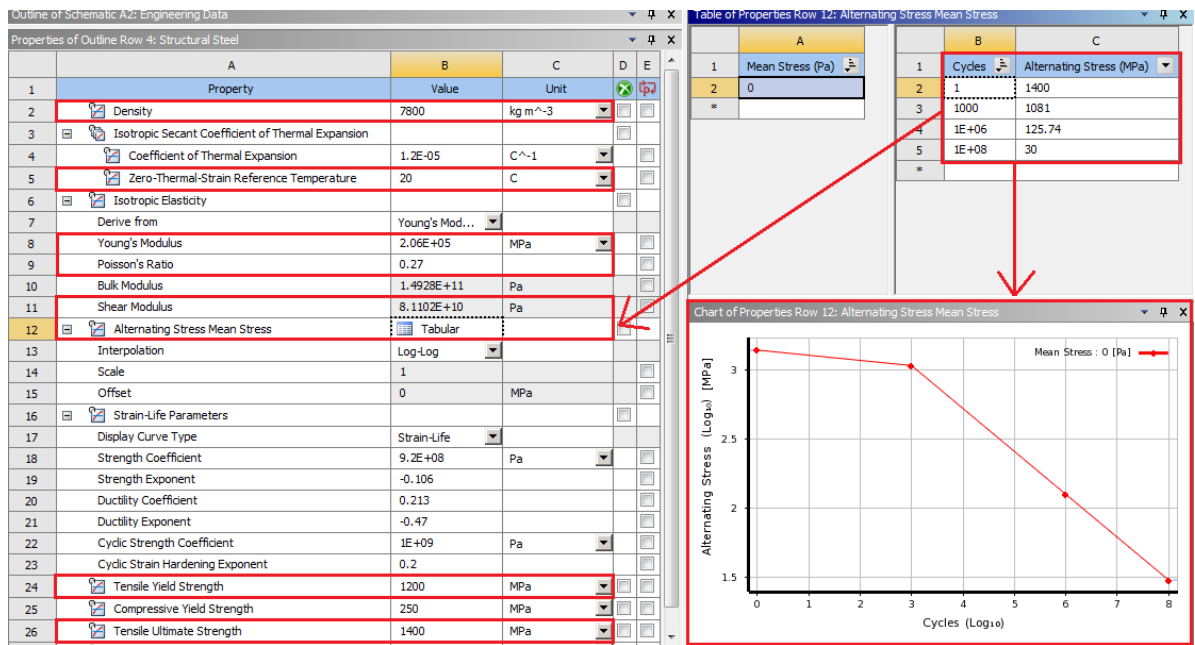


Figura 3.3 Propiedades mecánicas AISI 5160 de barra de estabilidad.

Las condiciones de frontera de la barra de estabilidad se muestran en la figura 3.4 los cuales se aplica una fuerza de 1 000 N de forma antisimétrica en la punta de la barra sobre el eje Y, de igual manera se restringe la rotación en los tres ejes y los desplazamientos en los ejes X y Z, en los soportes de 40 mm se restringe los desplazamientos y la rotación en los tres ejes.

- A** Fuerza Derecha: 1000. N
- B** Fuerza Izquierda: 1000. N
- C** Restriccion Punta Izquierda
- D** Restriccion Punta Derecha
- E** Restriccion Soporte Derecho (40mm)
- F** Restriccion Soporte Izquierdo (40mm)

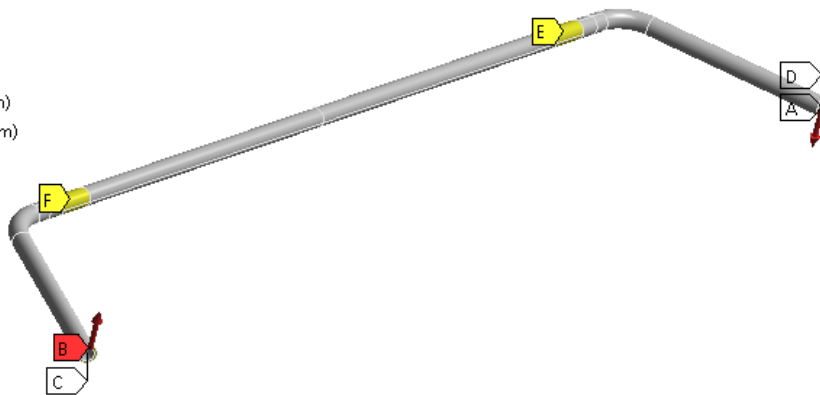


Figura 3.4 Condiciones de frontera de Barra de Estabilidad.

De acuerdo con los resultados obtenidos en el análisis estático, el punto de interés se encuentra en el lado superior marcado con punto azul en las figuras mostradas a continuación. El esfuerzo cortante en el plano XZ es de 143.44 MPa como se muestra en la figura 3.5.

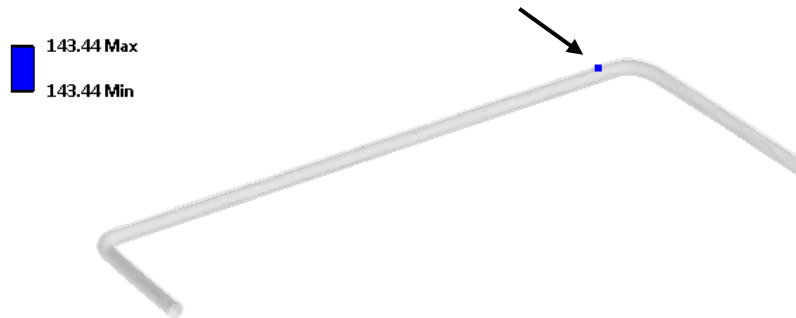


Figura 3.5 Esfuerzo cortante XZ en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo normal en el eje X sobre el punto de interés marcado en azul es de 229.36 MPa como se muestra en la figura 3.6.

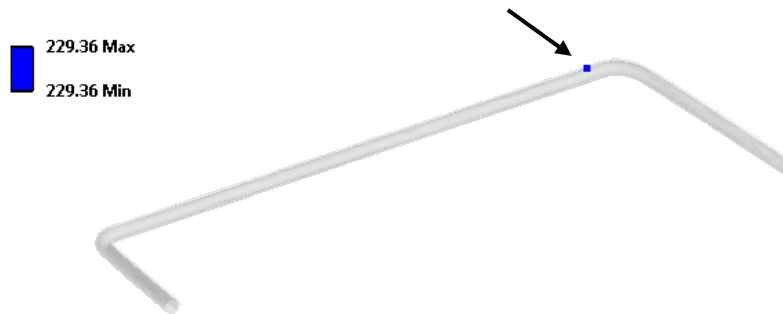


Figura 3.6 Esfuerzo normal X en punto de interés, marcado en color azul.

El máximo esfuerzo cortante en el punto de interés es de 181.97 MPa como se muestra en la figura 3.7.

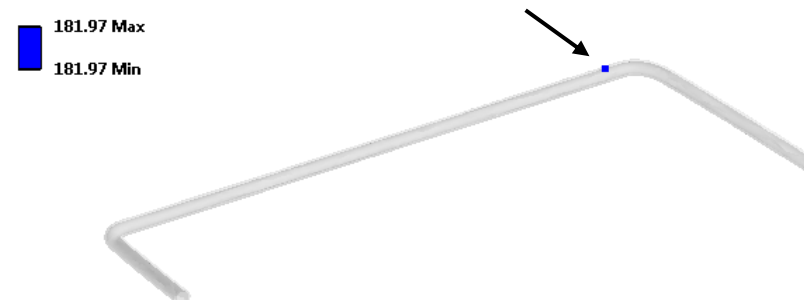


Figura 3.7 Esfuerzo cortante máximo en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo máximo principal del punto de interés marcado de color azul es de 299.65 MPa como se observa en la figura 3.8.

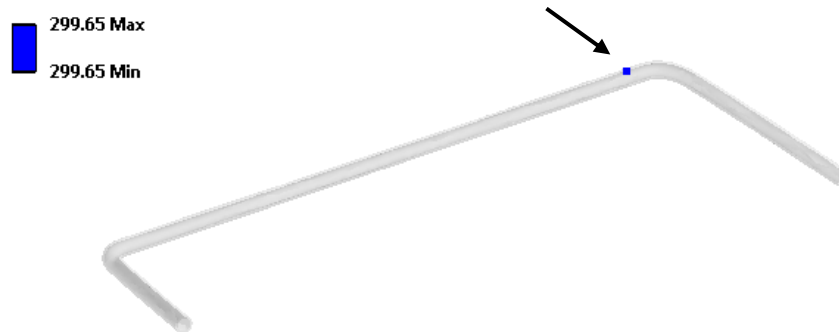


Figura 3.8 Esfuerzo máximo principal en punto de interés, marcado en color azul.

Para el esfuerzo mínimo principal en el vertice de color azul es de -64.285 MPa como se muestra en la figura 3.9.

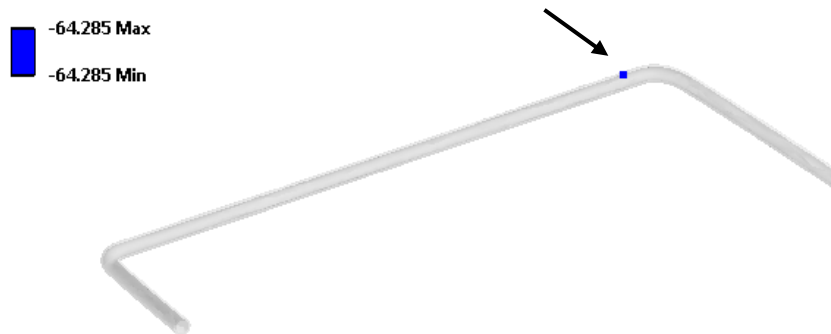


Figura 3.9 Mínimo Esfuerzo Principal en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo equivalente para el punto de interés marcado en color azul es de 335.78 MPa como se muestra en la figura 3.10.

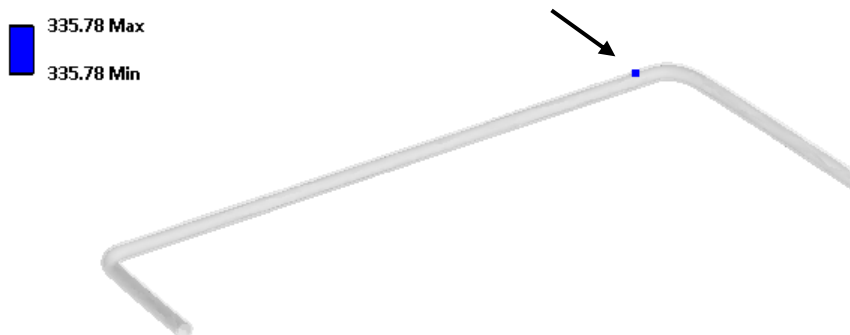


Figura 3.10 Esfuerzo equivalente en punto de interés, marcado en color azul.

En la figura 3.11 se muestra el factor de seguridad estático en el punto de interés marcado en color rojo muestra un valor de 3.57.

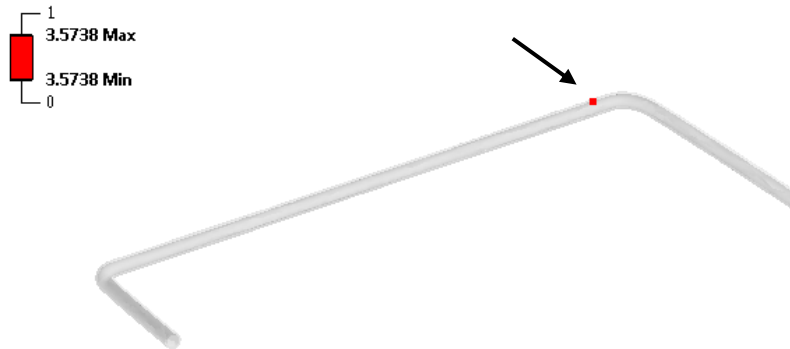


Figura 3.11 Factor de seguridad estático en punto de interés, marcado en color rojo.

En los resultados de análisis dinámico, el esfuerzo alternante equivalente en el mismo punto de interés mostrado anteriormente muestra un valor de 190.77 MPa como se muestra en la figura 3.12.

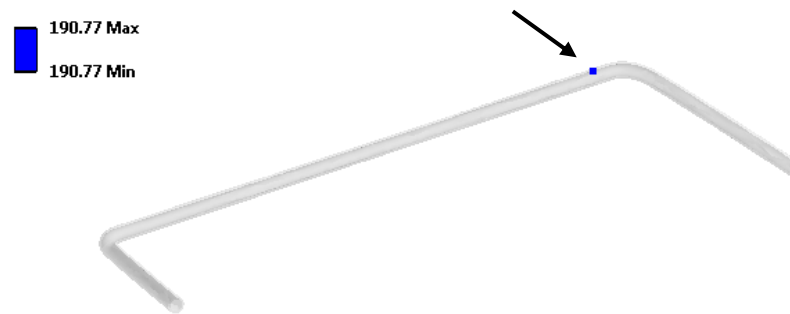


Figura 3.12 Esfuerzo Alternante Equivalente en punto de interés, marcado en color azul.

Los ciclos a la falla en el punto de interés marcado de color rojo dan un valor de $2.47e5$ ciclos como se observa en la figura 3.13.

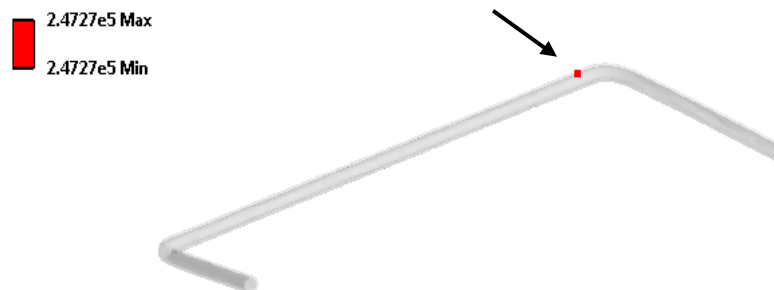


Figura 3.13 Ciclos a la falla en punto de interés, marcado en color rojo.

El factor de seguridad para 1e6 ciclos en el punto marcado de color rojo es de 0.68 como se muestra en la figura 3.14.

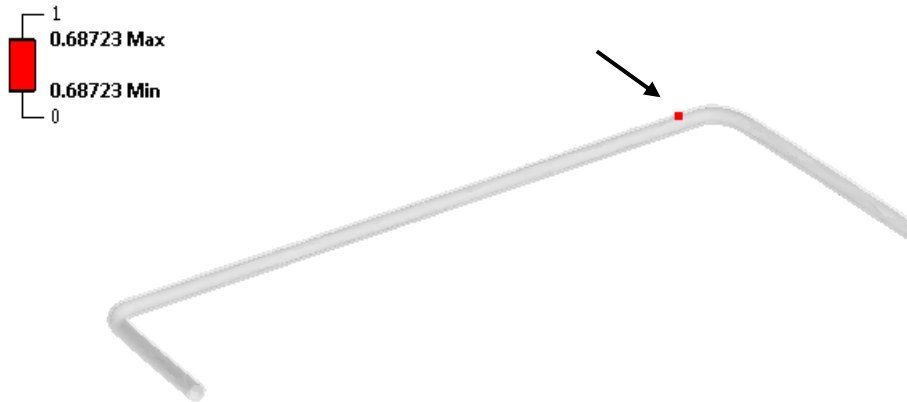


Figura 3.14 Factor de seguridad para 1e6 ciclos en punto marcado en color rojo.

Con los resultados obtenidos, en la siguiente sección se realiza una comparación de resultados analíticos y numérico para obtener el porcentaje de error relativo.

3.1.3 Validación de resultados analíticos y numéricos

De acuerdo con los análisis analítico y numérico realizados, la tabla 3.3 muestra el porcentaje de error relativo de los resultados y por tanto conocer la variación de los dos análisis realizados.

Tabla 3.3 Comparación de resultados analítico-numérico de artículo de investigación.

MAGNITUD	Análisis analítico	Análisis numérico	% error relativo
Esfuerzo Normal (MPa)	221.61	229.36	3.5
Esfuerzo Cortante (MPa)	159.28	143.44	11.0
Máximo Esfuerzo Cortante (MPa)	194.04	181.97	6.6
Máximo Esfuerzo Principal (MPa)	304.84	299.65	1.7
Mínimo Esfuerzo Principal (MPa)	-83.229	-64.285	29.5
Esfuerzo Equivalente (von mises) (MPa)	353.88	335.78	5.4
Factor de Seguridad Estático	3.39	3.57	5.3
Esfuerzo Alternante Equivalente (MPa)	202.54	190.77	6.2
Vida Antes de Falla (Ciclos)	216 468	247 270	14.2
Factor de Seguridad Dinámico	0.652	0.68	4.3

Con base a la tabla 3.3, cabe mencionar que los resultados muestran un porcentaje de error menor al 10 %, la cual, el esfuerzo cortante y los ciclos de vida que son los más importantes en comparación al mínimo esfuerzo principal, se puede decir que, el error sigue siendo permisible, de igual manera al usarse en la industria automotriz con la fuerza aplicada en el análisis, no es apto para su desempeño, debido a que el factor de seguridad en estado dinámico es menor a uno y los ciclos son muy pocos en comparación a las barras que cuentan con ciclos superiores a $1e6$ ciclos.

Después de realizar el análisis y la comparación de los resultados para evaluar la desviación entre los resultados, se continua con el análisis de la barra estabilizadora del Vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016 el cual cuenta con la misma función de la barra del artículo de investigación desarrollado, en la siguiente sección se explica sobre la obtención de mediciones y el análisis.

3.2 Medición y modelado de la barra de estabilidad utilizada en el análisis numérico

La medición de la barra de estabilidad se desarrolló mediante el escaneo por rayos X con el apoyo del Tomógrafo Computarizado Industrial Nikon (Micro CT) dual de 225 kV y 450 kV M1, en la figura 3.15 se muestra el equipo en la cual se realizó el escaneo.



Figura 3.15 Tomógrafo Micro CT Nikon M1 225-450 kV.

El equipo cuenta con dos cañones de rayos X como se muestra en la figura 3.16, para materiales poco densos se utiliza el cañón de 225 kV, para casos donde se tienen materiales con mayor densidad como el caso de aceros, aluminio, etc., se tiene la opción de utilizar el cañón de 450 kV, y para casos donde las piezas cuentan con una masa de grandes dimensiones (motores completos de automóviles) para el escaneo se utilizan filtros los cuales ayudan al equipo a obtener una mejor penetración, la mesa de trabajo tiene 6 grados de libertad para una mejor obtención de imagen y evitar distorsiones al momento de realizar la inspección de 360° , además, cuenta con un punto focal de $3 \mu\text{m}$ para casos donde las piezas son muy pequeñas de analizar.

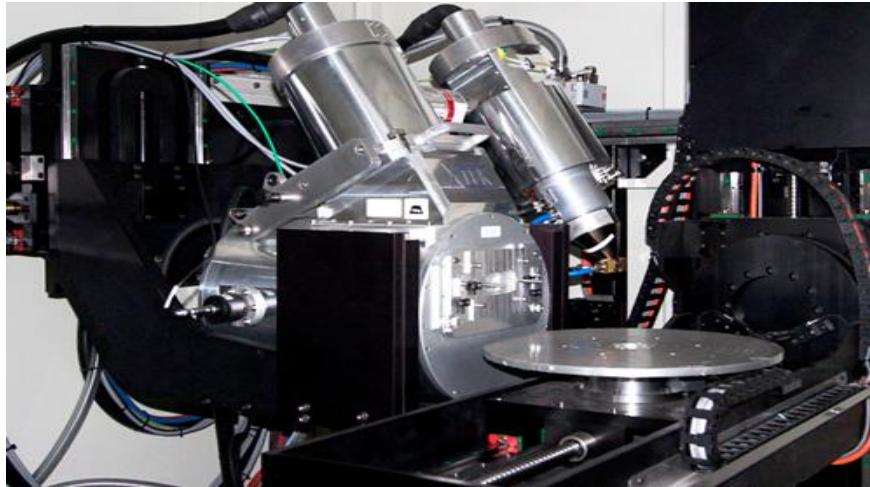


Figura 3.16 Cañón de 225 kV, 450 kV y mesa de trabajo.

La obtención de imagen para las mediciones de la barra de estabilidad se utilizó el cañón de 450 kV realizando el ajuste a 400 kV para obtener una mejor resolución en la escala de grises, el margen de error en calibración de mediciones no superó el 2% para un punto focal de 3 micras y no se tuvo la necesidad de utilizar filtro para penetración de pieza ya que las mediciones son externas y no cuenta con diámetro interno, cabe mencionar que no se realizó un escaneo completo de la pieza si no que, en la sección calibración para el cálculo de margen de error de mediciones se tomaron los datos de media barra, debido a su forma simétrica y el exceso de dimensiones en la mesa evitó el escaneo completo, en la figura 3.17 se muestra la pieza sobre la mesa de trabajo con soportes de unicel por su baja densidad y evitar alteraciones en el escaneo.



Figura 3.17 Barra de estabilidad sobre la mesa de trabajo.

Una vez obtenido los datos de la barra de estabilidad, se creó el diseño virtual con el software de diseño SolidWorks como se muestra en la figura 3.18, cabe mencionar que se agregó los soportes para obtener mejores resultados en los análisis.

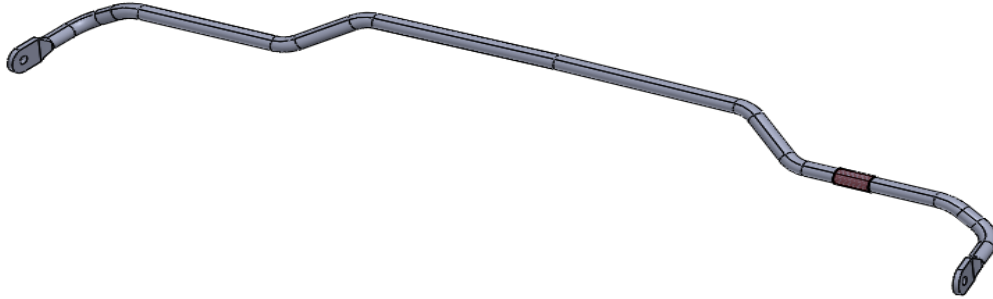


Figura 3.18 Barra de estabilidad con soporte.

3.3 Análisis analítico y numérico en condiciones estáticas y dinámicas

En la presente sección se desarrollará el análisis analítico y numérico de la barra de estabilidad trasera del vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016 la cual se pretende obtener un valor de ciclos superior a $1e6$ ciclos con un factor de seguridad superior a 1.2 y así poder realizar la comparación con materiales compuestos.

3.3.1 Análisis analítico en condiciones estáticas y dinámicas

En base a las mediciones obtenidas con el tomógrafo computarizado se obtuvo la vista como se muestra en la figura 3.19 para la segmentación de puntos necesarios para realizar el análisis analítico.

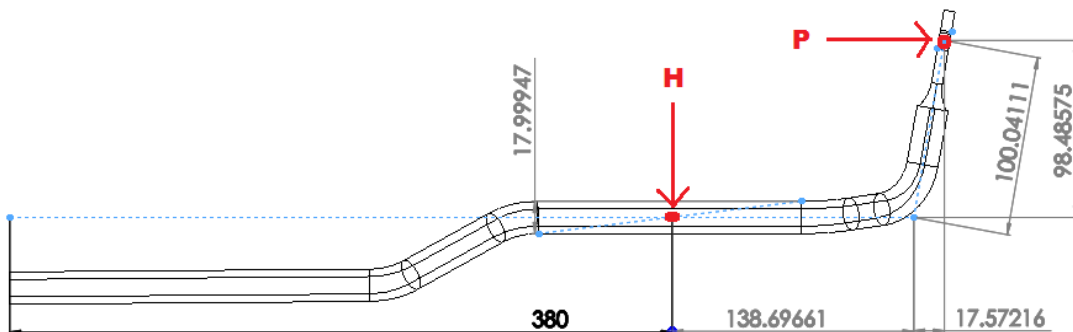


Figura 3.19 Medidas de barra de estabilidad trasera de Vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016.

De acuerdo con la figura 3.1 del capítulo 3.1, los parámetros de la barra estabilizadora se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 3.4 Distancias y diámetros de barra de estabilidad.

Distancia a (mm)	17.572
Distancia b (mm)	138.696
Distancia c (mm)	380
Distancia L ₁ (mm)	100.041
Distancia L ₂ (mm)	98.485
Distancia total L ₃ (mm)	1 072.537
Diámetro (mm)	18

La carga para el análisis de la barra es 600 N. El material usado es un SAE 5160, las características mecánicas se muestran en la tabla 3.2, cuyos valores son obtenidos del artículo de investigación.

Tabla 3.2 Propiedades mecánicas AISI 5160 [35].

E (MPa)	S _{ut} (MPa)	S _{yt} (MPa)	ρ (kg/m ³)	ν
206 000	1 400	1 200	7 800	0.27

Análisis en condición estática

Los esfuerzos normales y cortantes en el punto H de la figura 3.19 se obtienen con las ecuaciones 3.1.1, 3.1.5 y 3.1.6

$$\text{Esfuerzo Cortante} \quad \tau_{xy} = \frac{59\,091.45 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 9 \text{ mm}}{10\,305.994 \text{ mm}^4} = 51.603 \text{ MPa}$$

Donde, el torque se determina con la ecuación 3.1.2.

$$\text{Torque (T)} = 600 \text{ N} \cdot 98.485 \text{ mm} = 59\,091.45 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

De la ecuación 3.1.3 se obtiene el centro de la barra

$$\text{Centro (C)} = \frac{18 \text{ mm}}{2} = 9 \text{ mm}$$

El momento polar de inercia para la barra sólida, se determina con la siguiente ecuación.

$$\begin{aligned} \text{Momento Polar de Inercia (J)} &= \frac{\pi}{2} \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^4 & (3.3.1.1) \\ &= \frac{\pi}{2} \cdot \left(\frac{18}{2}\right)^4 = 10\,305.994 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Los esfuerzos se basan en las ecuaciones mencionadas anteriormente.

$$\begin{aligned} \text{Esfuerzo Normal } \sigma_x &= \frac{93\,761.262 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 9 \text{ mm}}{5\,152.997 \text{ mm}^4} = 163.759 \text{ MPa} \\ \sigma_y &= 0 \text{ en este caso} \end{aligned}$$

Donde, el momento se obtiene a partir de la ecuación 3.1.7.

$$\text{Momento (M)} = (600 \text{ N} \cdot 156.268 \text{ mm}) = 93\,761.262 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

P es la fuerza aplicada en la punta de la barra, en este caso es 600 N y A es la suma de las distancias a+b.

El momento de inercia para la barra sólida se determina con la siguiente ecuación.

$$\begin{aligned} \text{Momento de Inercia (I)} &= \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^4 & (3.3.1.2) \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{18}{2}\right)^4 = 5\,152.997 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Los esfuerzos principales máximo y mínimo se obtienen con las ecuaciones 3.1.9 y 3.1.10.

$$\text{Esfuerzo Principal Máximo } (\sigma_{\max}) = 81.88 \text{ MPa} + 96.784 \text{ MPa} = 178.664 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo Principal Mínimo } (\sigma_{\min}) = 81.88 \text{ MPa} - 96.784 \text{ MPa} = -14.905 \text{ MPa}$$

Donde, el esfuerzo promedio se basa en la ecuación 3.1.11.

$$\text{Esfuerzo Promedio } \sigma_{\text{prom}} = \frac{163.759 \text{ MPa} + 0}{2} = 81.88 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante máximo se obtiene con la ecuación 3.1.12.

$$\text{Esfuerzo Cortante Maximo } \tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{163.759 \text{ MPa} - 0}{2}\right)^2 + (51.603 \text{ MPa})^2} = 96.784 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de von mises y el factor de seguridad en estado estático se obtienen con las ecuaciones 3.1.13 y 3.1.14.

$$\text{Esfuerzo de Von Mises } \sigma_{\text{mises}} = \left((163.759 \text{ MPa})^2 + 3(51.603 \text{ MPa})^2\right)^{\frac{1}{2}} = 186.563 \text{ MPa}$$

$$\text{Factor de Seguridad Estático } n = \frac{1200 \text{ MPa}}{186.563 \text{ MPa}} = 6.432$$

Análisis en condición dinámica

De acuerdo con la revisión bibliográfica del capítulo 2.1 se determinó los factores de límite de resistencia con la ecuación 2.1.2.

Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e = 0.201 * 0.910 * 700 = 128.344 \text{ MPa}$$

Donde

El factor de superficie se determina con la ecuación 2.1.3 y sus componentes a y b se obtienen en base a la tabla 2.1 para una superficie como sale de la forja.

$$\text{Factor de superficie } K_a = 272 * (1400)^{-0.995} = 0.201$$

El factor de tamaño se determina con la ecuación 2.1.4 teniendo como base el diámetro exterior de 18 mm.

$$\text{Factor de tamaño } K_b = 1.24(18)^{-0.107} = 0.910$$

El factor de carga $K_c = 1$ debido a los esfuerzos combinados y la temperatura de trabajo es de 20° C equivalente a un $K_d = 1$ y el factor de confiabilidad con un 50% equivale a $K_e = 1$.

La resistencia a la fatiga se obtiene en base a la ecuación 2.1.1 y en esfuerzo último a tensión del material.

$$S'_e = 700 \text{ MPa}$$

Para determinar la fracción de resistencia a la fatiga en 10^3 ciclos se basa en la fórmula 2.1.21 del capítulo 2.

$$f = \frac{1\,745 \text{ MPa}}{1\,400 \text{ MPa}} (2 \cdot 10^3)^{-0.063} = 0.772$$

Donde

La aproximación de la ecuación esfuerzo verdadero-deformación unitaria verdadera se basa en la ecuación 2.1.22 mencionado anteriormente.

$$\sigma'_F = 1\,400 \text{ MPa} + 345 \text{ MPa} = 1\,745 \text{ MPa}$$

Para encontrar el exponente de la resistencia a la fatiga b_f se sustituye la resistencia a la fatiga y los ciclos correspondientes, S'_e y N_e , respectivamente en la ecuación (2.4) y se despeja b

$$b_f = -\frac{\log(1\,745 \text{ MPa}/700 \text{ MPa})}{\log(2 \cdot 10^6)} = -0.063$$

Para determinar el factor de seguridad por el método de Goodman Modificado se resuelve despejando de la ecuación 2.1.17.

$$n_f = \frac{1}{\frac{93.282 \text{ MPa}}{128.344 \text{ MPa}} + \frac{93.282 \text{ MPa}}{1\,400 \text{ MPa}}} = 1.26$$

Donde, al considerar que los esfuerzos flectores y torsionales en el caso de la barra tienen componentes alternantes y medios, el esfuerzo de Von Mises de los dos elementos de esfuerzo se denotan con la ecuación 2.1.9 y 2.1.10 los cuales sus componentes son desglosados en las siguientes ecuaciones.

$$\text{Esfuerzo de Von Mises alternante } \sigma'_a = \sqrt{(1 * 81.88 \text{ MPa})^2 + 3(1 * 25.802 \text{ MPa})^2} = 93.28 \text{ MPa}$$

Sus componentes de esfuerzos flectores y cortantes son

$$\text{Esfuerzo a flexión alternante } \sigma_a = \frac{163.759 \text{ MPa} - 0}{2} = 81.88 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo cortante alternante } \tau_a = \frac{51.603 \text{ MPa} - 0}{2} = 25.802 \text{ MPa}$$

Los factores de concentración de esfuerzos a flexión y torsión equivalen a la unidad ya que no cuenta con concentración en la barra de estabilidad.

Concentrador de esfuerzo a flexión $K_f = 1$

Concentrador de esfuerzo a torsión $K_{fs} = 1$

Para obtener el esfuerzo de von mises medio y sus componentes se desglosa de la siguiente manera.

$$\text{Esfuerzo de Von Mises Medio } \sigma'_m = \sqrt{(1 * 81.88 \text{ MPa})^2 + 3(1 * 25.802 \text{ MPa})^2} = 93.28 \text{ MPa}$$

Sus componentes de esfuerzos flectores y cortantes son

$$\text{Esfuerzo a flexion medio } \sigma_m = \frac{163.759 \text{ MPa} + 0}{2} = 81.88 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo cortante medio } \tau_m = \frac{51.603 \text{ MPa} + 0}{2} = 25.802 \text{ MPa}$$

Los factores de concentración de esfuerzos a flexión y torsión son los mismos valores que se usaron para el esfuerzo alternante.

Para determinar el número de ciclos a la falla se determina con la ecuación 2.1.25

$$N = \left(\frac{99.941 \text{ MPa}}{9110.963 \text{ MPa}} \right)^{-\frac{1}{0.309}} = 2\,249\,595.145 \text{ ciclos}$$

Donde

Los componentes a y b se obtienen a partir de las ecuaciones 2.1.26 y 2.1.27

$$a = \frac{(0.772 * 1\,400 \text{ MPa})^2}{128.344 \text{ MPa}} = 9110.963 \text{ MPa}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.772 * 1\,400 \text{ MPa}}{128.344 \text{ MPa}} \right) = -0.309$$

El esfuerzo equivalente completamente invertido se obtiene de la ecuación 2.1.28

$$\sigma_{inv} = \frac{93.282 \text{ MPa}}{1 - \frac{93.282 \text{ MPa}}{1\,400 \text{ MPa}}} = 99.941 \text{ MPa}$$

3.3.2 Análisis numérico en condiciones estáticas y dinámicas

El análisis numérico de la barra de estabilidad se realizó en condiciones estática y dinámica con el apoyo del software ANSYS Academic 2019 R3. De acuerdo con el diagrama de la figura 3.1 del capítulo 3.1 y los datos del capítulo 3.3.1 se desarrolló la pieza como se muestra en la figura 3.20, donde, se le agregaron dos soportes para simular de manera más efectiva el análisis y acercarse más a los resultados, el material del soporte es de polietileno. El contacto en este análisis se considera libre de fricción.



Figura 3.20 Barra de estabilidad trasero de Vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016.

Las propiedades mecánicas para el análisis en condiciones estáticas y dinámicas se muestran en la figura 3.21 para el material SAE 5160 usado en el análisis analítico los cuales están marcados de color rojo, así como el diagrama S-N obtenido a partir del análisis analítico.

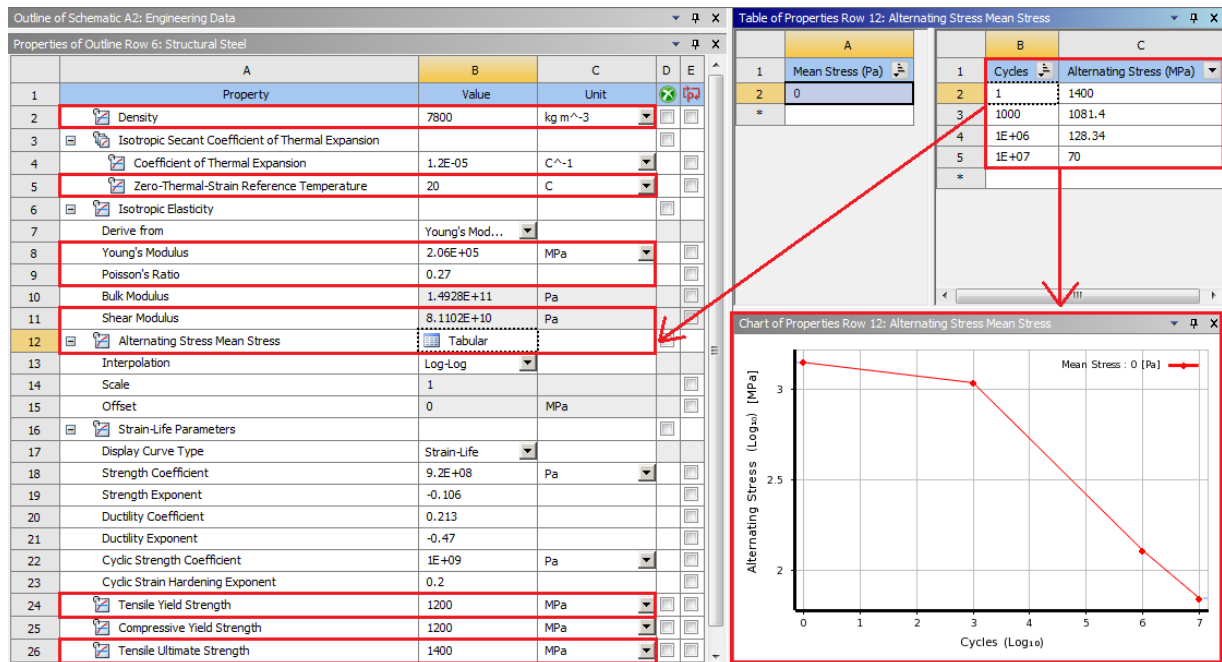


Figura 3.21 Propiedades mecánicas AISI 5160 de barra de estabilidad.

Las condiciones de frontera de la barra de estabilidad se muestran en la figura 3.22 los cuales se aplica una fuerza de 600 N de forma antisimétrica en la punta de la barra en el eje Y, de igual manera se restringe la rotación X, Y y Z, desplazamiento en X y Z, en los soportes de 40 mm se le aplica un contacto sin fricción con la barra y en la superficie externa del soporte se fija de manera que no ejerza desplazamiento o rotación sobre los ejes.

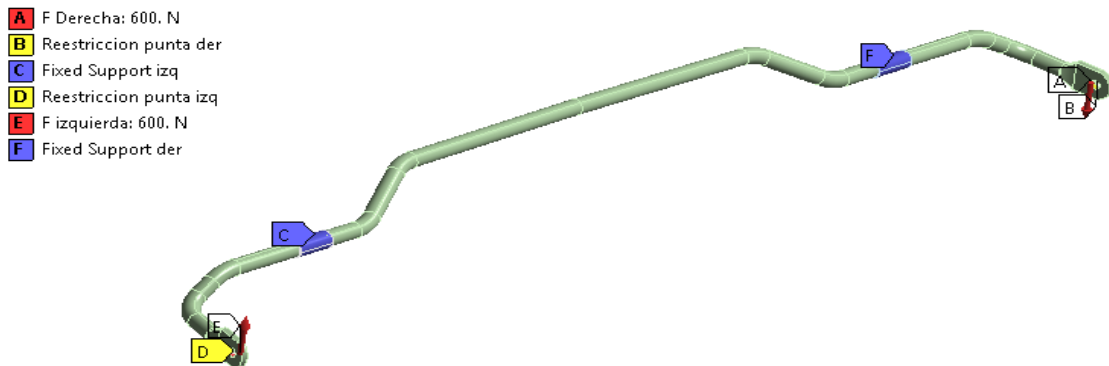


Figura 3.22 Condiciones de frontera de Barra de Estabilidad.

De acuerdo con los resultados obtenidos en el análisis estático, el punto de interés se encuentra en el lado superior marcado con un punto de color azul en las figuras de resultados mostrados a continuación.

El esfuerzo cortante en el plano XZ es de -40.518 MPa como se muestra en la figura 3.23.



Figura 3.23 Esfuerzo cortante XZ en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo normal en el eje X en el punto azul es de 149.04 MPa como se muestra en la figura 3.24.



Figura 3.24 Esfuerzo normal X en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo cortante maximo en el punto de interes es de 96.724 MPa como se muestra en la figura 3.25.



Figura 3.25 Esfuerzo Cortante Máximo en punto de interés, marcado en color azul.

En la figura 3.26, se muestra el esfuerzo máximo principal en el punto azul es de 176.62 MPa.

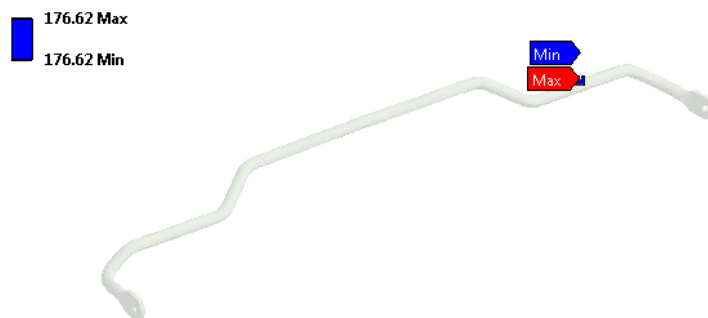


Figura 3.26 Esfuerzo máximo principal en punto de interés, marcado en color azul.

Para el esfuerzo mínimo principal en el vertice de color azul es de -16.826 MPa como se muestra en la figura 3.27.

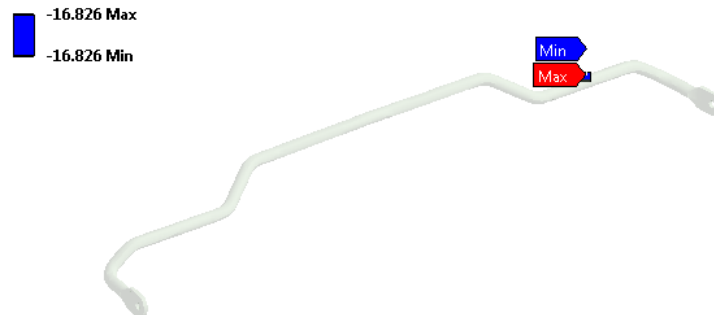


Figura 3.27 Máximo Esfuerzo Principal en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo equivalente para el punto de interés marcado en color azul es de 188.04 MPa como se muestra en la figura 3.28.

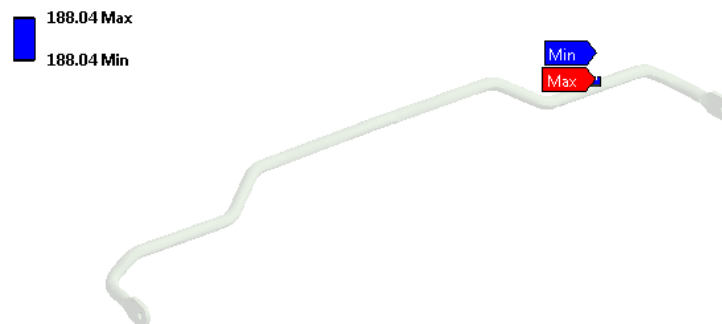


Figura 3.28 Esfuerzo equivalente en punto de interés, marcado en color azul.

El factor de seguridad estático en el punto de interés marcado en color rojo muestra un valor de 6.381 como se muestra en la figura 3.29.

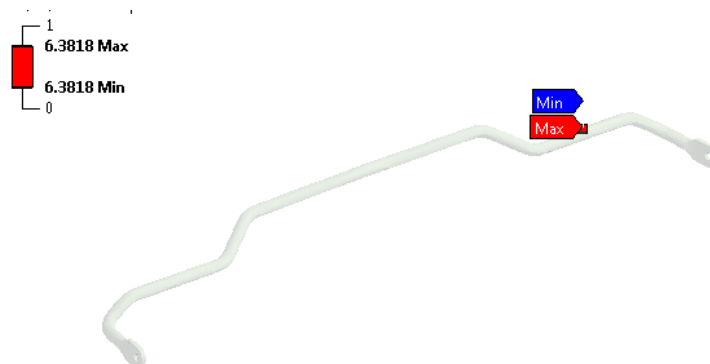


Figura 3.29 Factor de seguridad estático en punto de interés, marcado en color rojo.

En estado dinámico, el esfuerzo alternante equivalente en el mismo punto de interés mostrado anteriormente muestra un valor de 100.79 MPa como se muestra en la figura 3.30.

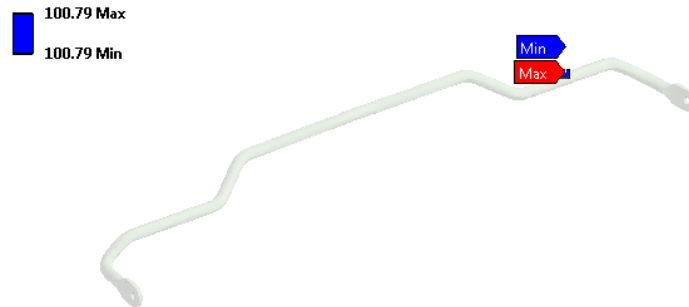


Figura 3.30 Esfuerzo Alternante Equivalente en punto de interés, marcado en color azul.

Los ciclos a la falla en el punto de interés marcado en color rojo dan un valor de $2.5045e6$ ciclos como se observa en la figura 3.31.

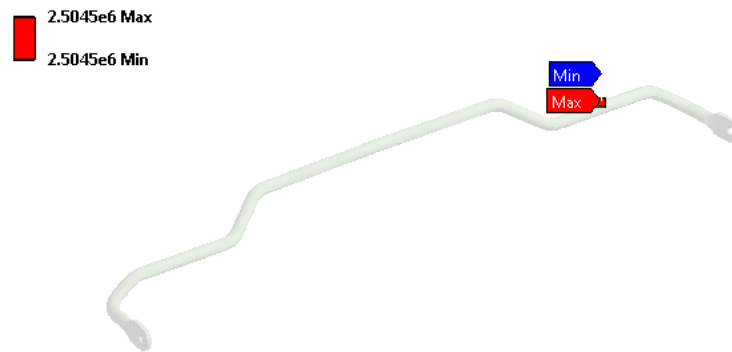


Figura 3.31 Ciclos a la falla en punto de interés, marcado en color rojo.

El factor de seguridad en fatiga para $1e6$ ciclos en el punto marcado de color rojo es de 1.2505 como se muestra en la figura 3.32.

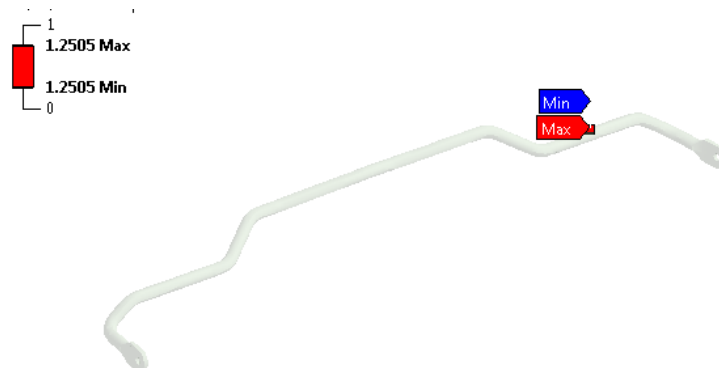


Figura 3.32 Factor de seguridad para $1e6$ ciclos en punto de interés, marcado en color rojo.

3.3.3 Validación de resultados analíticos y numéricos

De acuerdo con los dos análisis realizados, analítico y numérico, en la tabla 3.5 se muestra el porcentaje de error de los resultados para conocer la variación del análisis numérico en base al analítico.

Tabla 3.5 Comparación de resultados analítico-numérico de Vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016.

MAGNITUD	ANÁLISIS ANALÍTICO	ANÁLISIS NUMÉRICO	ERROR %
Esfuerzo Normal (MPa)	163.76	149.04	9.9
Esfuerzo Cortante (MPa)	51.603	40.518	27.4
Máximo Esfuerzo Cortante (MPa)	96.784	96.724	0.1
Máximo Esfuerzo Principal (MPa)	178.66	176.62	1.2
Mínimo Esfuerzo Principal (MPa)	-14.905	-16.826	12.9
Esfuerzo Equivalente (von mises) (MPa)	186.56	188.04	0.8
Factor de Seguridad Estático	6.432	6.381	0.8
Esfuerzo Alternante Equivalente (MPa)	99.941	100.79	0.8
Vida Antes de Falla (Ciclos)	2E+06	3E+06	11.3
Factor de Seguridad en fatiga	1.26	1.25	0.8

Con base a la tabla se puede concluir que los resultados están en el intervalo de error del 10 %, lo cual es importante mencionar que el factor de seguridad con la fuerza de 600 N es superior a los 1.2, valor mínimo aceptable en autopartes de la industria automotriz, de igual manera los ciclos superan el 1e6 ciclos lo cual puede considerarse como un buen material para su función de estabilidad en el automóvil siempre y cuando no superen la fuerza de 600 N utilizado en el análisis para obtener un buen factor de seguridad y ciclos. Una vez concluido el análisis y realizado las observaciones, se procede con el análisis de los materiales compuestos en la barra estabilizadora del Vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016 con las mismas condiciones de frontera utilizados en el análisis anterior.

Capítulo 4

Desarrollo de Modelo Analítico y Numérico con Materiales Compuestos

Con la revisión bibliográfica realizada en el capítulo 2.4 sobre materiales compuestos utilizados en la industria automotriz, se tomaron los datos analizados en el artículo de investigación realizada por Gergely, Meisam y Michael [13] la cual las composiciones están formadas a base de fibras de carbono, fibra de vidrio y epoxi con la estructura en forma de sándwich como se muestra en las figuras 2.24 y 2.27 del capítulo 2.

Los materiales fueron seleccionados en base al esfuerzo ultimo a tensión igual o superior al SAE 5160 utilizado en la barra de estabilidad del Vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016 [1], de los cuales, solo cuatro materiales compuestos cuentan con la característica, en las siguientes secciones se muestran los análisis y resultados obtenidos para los cuatro materiales que fueron seleccionados.

4.1 Material Compuesto SG/HS40/SG.

Cuenta con dos capas de fibra de vidrio tipo S con epoxi y entré esas dos capas contiene una capa de fibra de carbono tipo HS40, las propiedades para el análisis en la barra de estabilidad fueron obtenidos a partir de los resultados de la gráfica de esfuerzo-deformación unitaria mostrada en la figura 4.1 marcado de color rojo la cual el material fue expuesto a tensión hasta el punto de ruptura.

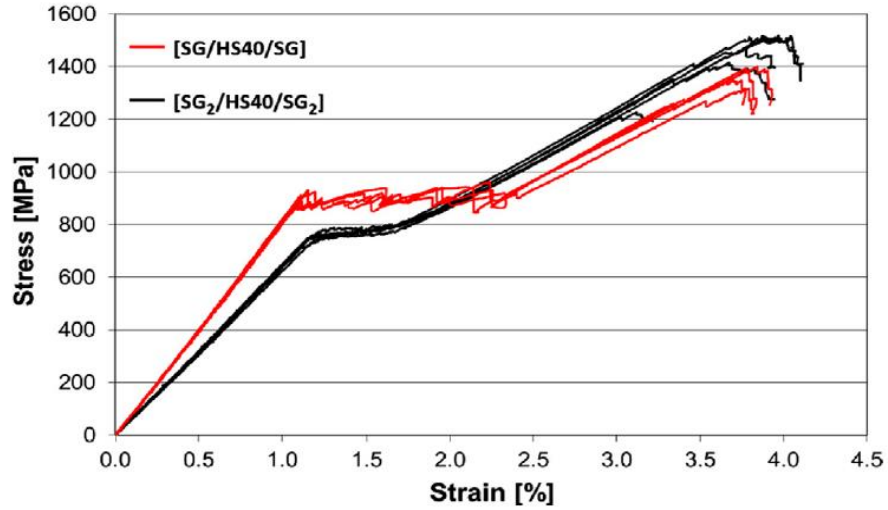


Figura 4.1 Diagrama Esfuerzo-Deformación de material compuesto SG/HS40/SG y SG2/HS40/SG2.

A partir de la figura 4.2 se obtiene el offset del 0.2 % de la pendiente en la zona elástica para obtener el esfuerzo ultimo de tensión, esfuerzo de fluencia y módulo de Young.

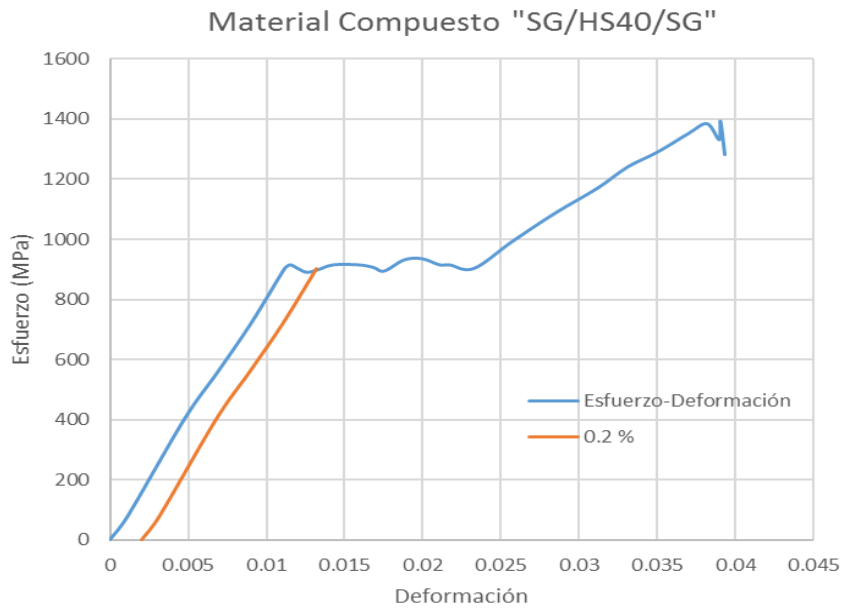


Figura 4.2 Diagrama Esfuerzo-Deformación unitaria de material compuesto SG/HS40/SG con el 0.2 % de offset.

4.1.1 Análisis Analítico en condición estático y dinámico.

Los parámetros obtenidos de la figura 4.2 se muestran a continuación.

$$S_{ut} = 1\,393.814 \text{ MPa} \quad S_{yt} = 903.092 \text{ MPa}$$

El módulo de Young se obtiene a partir de los siguientes puntos de la línea recta de la gráfica (zona elástica) del material.

$$\text{Esfuerzo } \sigma_2 = 915.463 \text{ MPa} \quad \text{Deformación } \varepsilon_2 = 0.0115$$

$$\text{Coeficiente de poisson } \nu = 0.3$$

El módulo de Young se obtiene a partir de la siguiente ecuación.

$$E = \frac{\sigma_2}{\varepsilon_2} = \frac{915.463 \text{ MPa}}{0.0115} = 79\,377.648 \text{ MPa}$$

El módulo de corte se obtiene con el coeficiente de Poisson y el módulo de Young como se muestra en la siguiente ecuación.

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} = \frac{79\,377.648 \text{ MPa}}{2(1 + 0.3)} = 30\,530 \text{ MPa}$$

$$\text{La densidad del material es de } 1\,850\,000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Las dimensiones geométricas son tomadas del diagrama de la figura 3.19 y la tabla 3.4 del capítulo 3 y la carga a la cual se va a analizar la barra es de 600 N ya que se pretende hacer una comparación de resultados con las mismas condiciones de frontera.

Análisis en condición estática

Los esfuerzos normales y cortantes en el punto H de la figura 3.19 se obtienen a partir de las ecuaciones 3.1.1, 3.1.5 y 3.1.6

$$\text{Esfuerzo Cortante} \quad \tau_{xy} = \frac{59\,091.45 \text{ N} \cdot \text{mm} * 9 \text{ mm}}{10\,305.994 \text{ mm}^4} = 51.603 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Donde

$$\text{Torque (T)} = 59\,091.45 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{Centro (C)} = 9 \text{ mm}$$

$$\text{Momento Polar de Inercia (J)} = 10\,305.994 \text{ mm}^4$$

Los esfuerzos se basan en las ecuaciones mencionadas anteriormente.

$$\begin{aligned}\text{Esfuerzo Normal} \quad \sigma_x &= \frac{93\,761.262 \text{ N}\cdot\text{mm} \cdot 9 \text{ mm}}{5\,152.997 \text{ mm}^4} = 163.759 \text{ MPa} \\ \sigma_y &= 0 \text{ en este caso}\end{aligned}$$

Donde

$$\text{Momento (M)} = 93\,761.262 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\text{Momento de Inercia (I)} = 5\,152.997 \text{ mm}^4$$

Los esfuerzos principales máximo y mínimo se obtienen con las ecuaciones 3.1.9 y 3.1.10.

$$\text{Esfuerzo Principal Maximo } (\sigma_{\max}) = 81.88 \text{ MPa} + 96.784 \text{ MPa} = 178.664 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo Principal Minimo } (\sigma_{\min}) = 81.88 \text{ MPa} - 96.784 \text{ MPa} = -14.905 \text{ MPa}$$

Donde, sus componentes son.

$$\text{Esfuerzo Promedio } \sigma_{\text{prom}} = 81.88 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Esfuerzo Cortante Maximo } \tau_{\max} = 96.784 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

El esfuerzo de Von Mises y el factor de seguridad en estado estático se obtienen con base a las ecuaciones 3.1.13 y 3.1.14.

$$\text{Esfuerzo de Von Mises} \quad \sigma_{\text{misses}} = ((163.759 \text{ MPa})^2 + 3(51.603 \text{ MPa})^2)^{\frac{1}{2}} = 186.563 \text{ MPa}$$

$$\text{Factor de Seguridad Estático} \quad n = \frac{903.092 \text{ MPa}}{186.563 \text{ MPa}} = 4.841$$

Análisis en condición dinámica

De acuerdo con la revisión bibliográfica del capítulo 2.1 se determinó los factores de límite de resistencia en base a la ecuación 2.1.2.

Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e = 0.202 * 0.910 * 700 = 128.911 \text{ MPa}$$

Donde

$$\text{Factor de superficie } K_a = 272 * (1\,393.814)^{-.995} = 0.202$$

Factor de tamaño $K_b = 1.24(18)^{-0.107} = 0.910$

El factor de carga $K_c = 1$ debido a los esfuerzos combinados y la temperatura de trabajo es de 20° C equivalente a un $K_d = 1$ y el factor de confiabilidad con 50% equivale a $K_e = 1$.

Resistencia a la fatiga $S'_e = 700 \text{ MPa}$

Para determinar la fracción de resistencia a la fatiga en 10^3 ciclos se basa en la fórmula 2.1.21 del capítulo 2.

$$f = \frac{1 \text{ 738.814 MPa}}{1 \text{ 393.814 MPa}} (2 \cdot 10^3)^{-0.063} = 0.774$$

Donde

Esfuerzo verdadero – deformación verdadera $\sigma'_F = 1 \text{ 393.814 MPa} + 345 \text{ MPa} = 1 \text{ 738.814 MPa}$

Para encontrar el exponente de la resistencia a la fatiga b_f se sustituye la resistencia a la fatiga y los ciclos correspondientes, S'_e y N_e , respectivamente.

$$\text{Exponente de resistencia a la fatiga } b_f = -\frac{\log(1 \text{ 738.814 MPa}/700 \text{ MPa})}{\log(2 \cdot 10^6)} = -0.063$$

Para determinar el factor de seguridad por el método de Goodman Modificado se resuelve despejando de la ecuación 2.1.17.

$$n_f = \frac{1}{\frac{93.282 \text{ MPa}}{128.911206 \text{ MPa}} + \frac{93.282 \text{ MPa}}{1 \text{ 393.814 MPa}}} = 1.265$$

Donde, al considerar que los esfuerzos flectores y torsionales para el caso de la barra tienen componentes alternantes y medios, el esfuerzo de von Mises de los dos elementos de esfuerzo se denotan con la ecuación 2.1.9 y 2.1.10 los cuales sus componentes son desglosados en las siguientes ecuaciones.

$$\text{Esfuerzo de Von Mises alternante } \sigma'_a = \sqrt{(1 * 81.88 \text{ MPa})^2 + 3(1 * 25.802 \text{ MPa})^2} = 93.28 \text{ MPa}$$

Sus componentes de esfuerzos flectores y torsionales son

$$\text{Esfuerzo a flexión alternante } \sigma_a = \frac{163.759 \text{ MPa} - 0}{2} = 81.88 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo cortante alternante } \tau_a = \frac{51.603 \text{ MPa} - 0}{2} = 25.802 \text{ MPa}$$

Los factores de concentración de esfuerzos a flexión y torsión equivalen a la unidad ya que no cuenta con concentración en la barra de estabilidad.

concentrador de esfuerzo a flexión $K_f = 1$

concentrador de esfuerzo a torsión $K_{fs} = 1$

Esfuerzo de Von Mises Medio $\sigma'_m = \sqrt{(1 * 81.88 \text{ MPa})^2 + 3(1 * 25.802 \text{ MPa})^2} = 93.28 \text{ MPa}$

Sus componentes de esfuerzos flectores y cortantes son.

Esfuerzo a flexion medio $\sigma_m = \frac{163.759 \text{ MPa} + 0}{2} = 81.88 \text{ MPa}$

Esfuerzo cortante medio $\tau_m = \frac{51.603 \text{ MPa} + 0}{2} = 25.802 \text{ MPa}$

Los factores de concentración de esfuerzos a flexión y torsión son los mismos valores que se usaron para el esfuerzo alternante.

Para determinar el número de ciclos a la falla se determina con la ecuación 2.1.25

$$N = \left(\frac{99.972 \text{ MPa}}{9\ 040.284 \text{ MPa}} \right)^{-\frac{1}{0.308}} = 2\ 285\ 005.76 \text{ ciclos}$$

Donde, los componentes a y b se obtienen a partir de las ecuaciones 2.1.26 y 2.1.27.

$$a = \frac{(0.774 * 1\ 393.814 \text{ MPa})^2}{128.911 \text{ MPa}} = 9\ 040.284 \text{ MPa}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.774 * 1\ 393.814 \text{ MPa}}{128.911 \text{ MPa}} \right) = -0.308$$

El esfuerzo completamente invertido se obtiene de la ecuación 2.1.28.

$$\sigma_{inv} = \frac{93.282 \text{ MPa}}{1 - \frac{93.282 \text{ MPa}}{1\ 393.814 \text{ MPa}}} = 99.972 \text{ MPa}$$

4.1.2 Análisis Numérico en condición estático y dinámico.

Para el desarrollo del análisis numérico, la geometría es del Vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016 mostrado en la figura 3.19 del capítulo 3.3.2 y las propiedades mecánicas obtenidos a partir de la gráfica de la figura 4.2, se desarrolló con el apoyo del software ANSYS Academic 2019 R3 para los estados estático y dinámico.

Las propiedades mecánicas para el análisis en condiciones estáticas y dinámicas se muestran en la figura 4.3 para el material SG/HS40/SG usado en el análisis analítico los cuales están marcados en color rojo, así como el diagrama S-N obtenido a partir del análisis analítico.

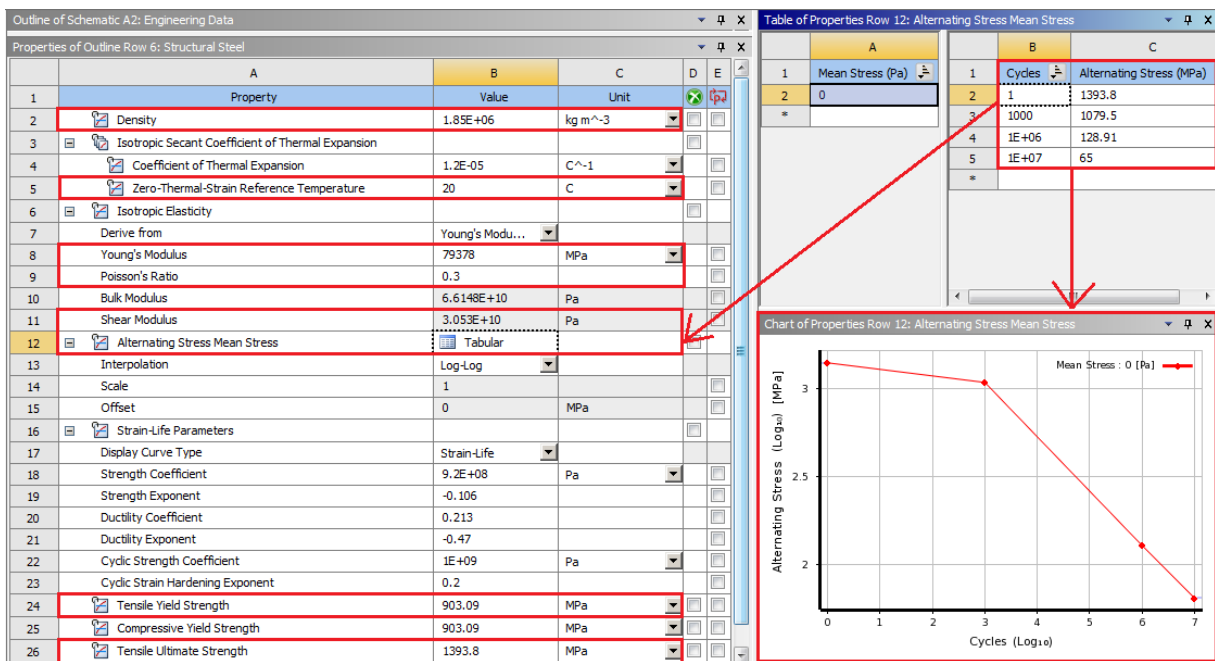


Figura 4.3 Propiedades mecánicas de material compuesto SG/HS40/SG.

Los parámetros de funcionamiento en la barra de estabilidad se ajustan de la misma manera que el análisis del material AISI 5160 mostrado en el capítulo 3.3.2, de igual manera cuenta con soportes de 40 mm de ancho con material de polietileno para mejorar los resultados de análisis, la fuerza es de 600 N para poder realizar la comparación de resultados con el acero AISI 5160.

De acuerdo con los resultados obtenidos en el análisis para la parte estática, el punto de interés se encuentra en el lado superior marcado con punto azul en las figuras mostradas a continuación.

El esfuerzo cortante en el plano XZ es de -39.733 MPa como se muestra en la figura 4.4.



Figura 4.4 SG/HS40/SG, Esfuerzo cortante XZ en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo normal en el eje X del punto de interes marcado en azul es de 157.46 MPa como se muestra en la figura 4.5.



Figura 4.5 SG/HS40/SG, Esfuerzo normal X en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo cortante maximo en el punto de interes es de 95.55 MPa como se muestra en la figura 4.6.



Figura 4.6 SG/HS40/SG, Esfuerzo Cortante Máximo en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo máximo principal en el punto de interés marcado de color azul es de 174.68 MPa como se muestra en la figura 4.7.

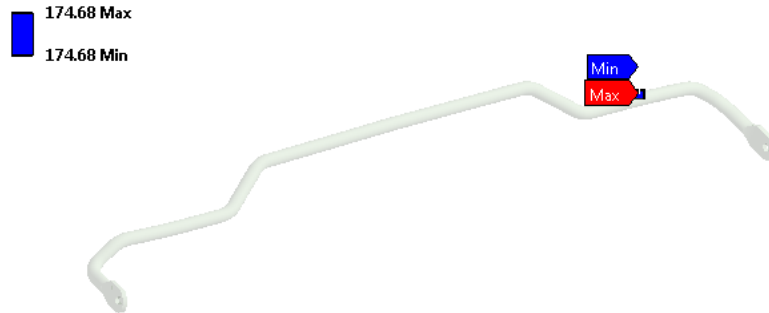


Figura 4.7 SG/HS40/SG, Esfuerzo máximo principal en punto de interés, marcado en color azul.

Para el esfuerzo mínimo principal en el vertice de color azul es de -16.826 MPa como se muestra en la figura 4.8.



Figura 4.8 SG/HS40/SG, Máximo Esfuerzo Principal en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo equivalente para el punto de interés marcado en color azul es de 185.69 MPa como se muestra en la figura 4.9.



Figura 4.9 SG/HS40/SG, Esfuerzo equivalente en punto de interés, marcado en color azul.

El factor de seguridad estático en el punto de interés marcado en color rojo muestra un valor de 4.863 como se muestra en la figura 4.10.



Figura 4.10 SG/HS40/SG, Factor de seguridad estático en punto de interés, marcado en color rojo.

En estado dinámico, el esfuerzo alternante equivalente en el mismo punto de interés mostrado anteriormente muestra un valor de 99.474 MPa como se muestra en la figura 4.11.



Figura 4.11 SG/HS40/SG, Esfuerzo Alternante Equivalente en punto de interés, marcado en color azul.

Los ciclos a la falla en el punto de interés marcado de color rojo dan un valor de 2.391e6 ciclos como se observa en la figura 4.12.



Figura 4.12 SG/HS40/SG, Ciclos a la falla en punto de interés, marcado en color rojo.

El factor de seguridad para 1e6 ciclos en el punto marcado de color rojo es de 1.2709 como se muestra en la figura 4.13.

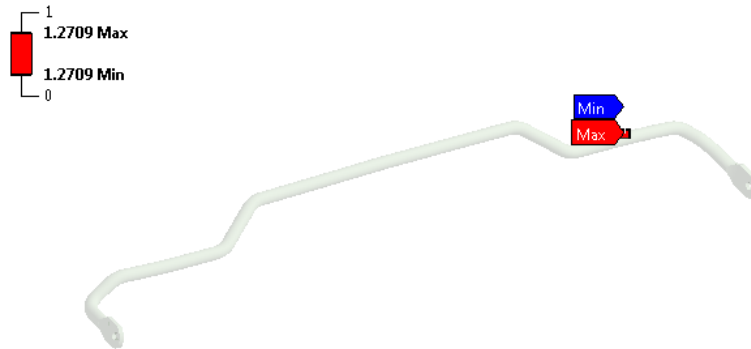


Figura 4.13 SG/HS40/SG, Factor de seguridad para 1e6 ciclos en punto de interés, marcado en color rojo.

4.2 Material Compuesto SG₂/HS40/SG₂.

Está compuesto de dos capas de doble capa de fibra de vidrio tipo S con epoxi y entre esas dos capas contiene una capa de fibra de carbono tipo HS40, las propiedades para el análisis en la barra de estabilidad fueron obtenidos a partir de los resultados de la gráfica de esfuerzo-deformación unitaria mostrada en la figura 4.14 marcado de color negro la cual el material fue expuesto a tensión hasta el punto de ruptura.

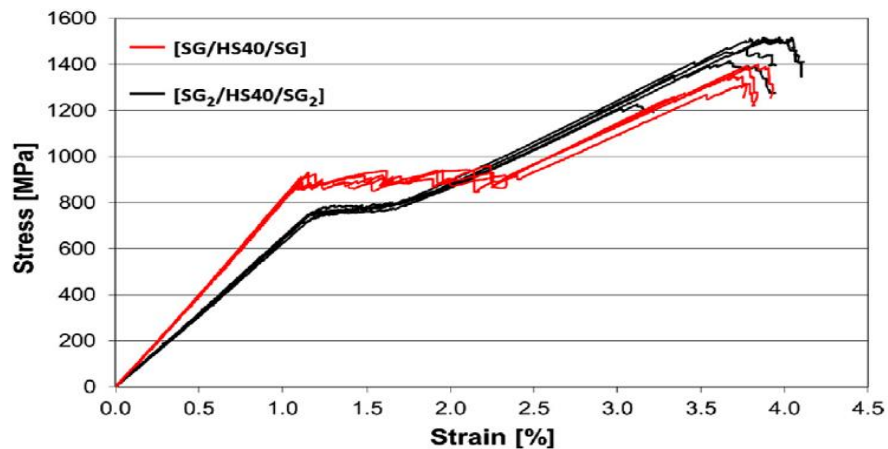


Figura 4.14 Diagrama Esfuerzo-Deformación unitaria de material compuesto SG/HS40/SG y SG₂/HS40/SG₂.

Con base a la figura 4.14 se obtiene el offset del 0.2 % de la pendiente en la zona elástica para obtener el esfuerzo ultimo de tensión, esfuerzo de fluencia y módulo de Young.

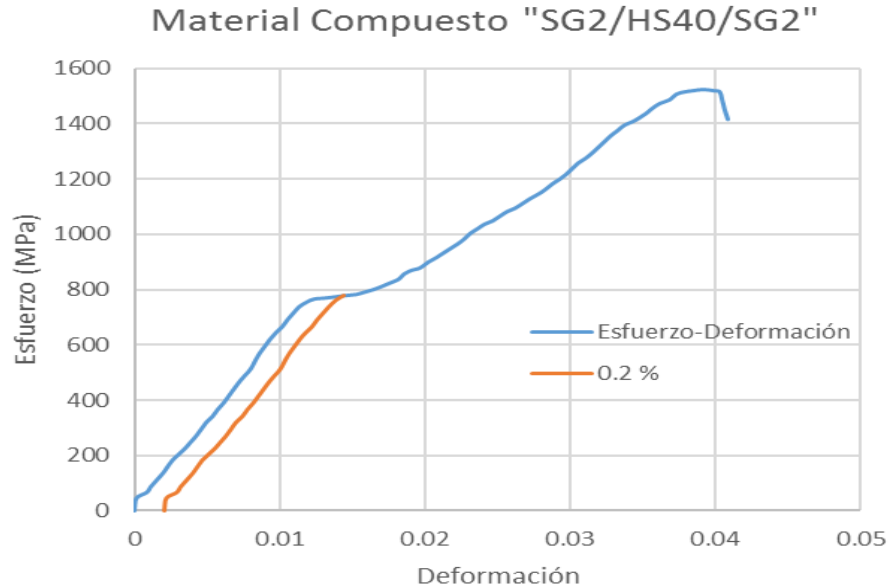


Figura 4.15 Diagrama Esfuerzo-Deformación de material compuesto SG₂/HS40/SG₂ con el 0.2 % de offset.

4.2.1 Análisis Analítico en condición estático y dinámico.

Los parámetros obtenidos de la figura 4.15 se muestran a continuación.

$$S_{ut} = 1\,521.038 \text{ MPa}$$

$$S_{yt} = 778.082 \text{ MPa}$$

Para la obtención del módulo de Young se obtiene a partir de los siguientes puntos de la línea recta de la gráfica (zona elástica) del material.

$$\text{Esfuerzo } \sigma_2 = 157.922 \text{ MPa}$$

$$\text{Deformación } \varepsilon_2 = 0.0022$$

$$\text{Coeficiente de Poisson } \nu = 0.3$$

El módulo de Young se obtiene a partir de la siguiente ecuación.

$$E = \frac{\sigma_2}{\varepsilon_2} = \frac{157.922 \text{ MPa}}{0.0022} = 69\,858.585 \text{ MPa}$$

El módulo de corte se obtiene con la siguiente ecuación.

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} = \frac{69\,858.585 \text{ MPa}}{2(1 + 0.3)} = 26\,869 \text{ MPa}$$

La densidad del material es de $1\,850\,000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

Las dimensiones geométricas son tomadas del diagrama de la figura 3.19 y la tabla 3.4 del capítulo 3 y la carga a la cual se va a analizar la barra es de 600 N ya que se pretende hacer una comparación de resultados con las mismas condiciones de frontera.

Análisis en condición estática

Los esfuerzos normales y cortantes en el punto H de la figura 3.19 se obtienen a partir de las ecuaciones 3.1.1, 3.1.5 y 3.1.6

$$\text{Esfuerzo Cortante} \quad \tau_{xy} = \frac{59\,091.45 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 9 \text{ mm}}{10\,305.994 \text{ mm}^4} = 51.603 \text{ MPa}$$

Donde

$$\text{Torque (T)} = 59\,091.45 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{Centro (C)} = 9 \text{ mm}$$

$$\text{Momento Polar de Inercia (J)} = 10\,305.994 \text{ mm}^4$$

Los esfuerzos se basan en las ecuaciones mencionadas anteriormente.

$$\text{Esfuerzo Normal} \quad \sigma_x = \frac{93\,761.262 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 9 \text{ mm}}{5\,152.997 \text{ mm}^4} = 163.759 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = 0 \text{ en este caso}$$

Donde

$$\text{Momento (M)} = 93\,761.262 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{Momento de Inercia (I)} = 5\,152.997 \text{ mm}^4$$

Los esfuerzos principales máximo y mínimo se obtienen con las ecuaciones 3.1.9 y 3.1.10.

$$\text{Esfuerzo Principal Maximo } (\sigma_{\max}) = 81.88 \text{ MPa} + 96.784 \text{ MPa} = 178.664 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo Principal Minimo } (\sigma_{\min}) = 81.88 \text{ MPa} - 96.784 \text{ MPa} = -14.905 \text{ MPa}$$

Donde

$$\text{Esfuerzo Promedio } \sigma_{\text{prom}} = 81.88 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo Cortante Maximo } \tau_{\text{max}} = 96.784 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de von mises y el factor de seguridad en estado estático se obtienen con base a las ecuaciones 3.1.13 y 3.1.14.

$$\text{Esfuerzo de Von Mises } \sigma_{\text{mises}} = ((163.759 \text{ MPa})^2 + 3(51.603 \text{ MPa})^2)^{\frac{1}{2}} = 186.563 \text{ MPa}$$

$$\text{Factor de Seguridad Estático } n = \frac{778.082 \text{ MPa}}{186.563 \text{ MPa}} = 4.171$$

Análisis en condición dinámica

De acuerdo con la revisión bibliográfica del capítulo 2.1 se determinó los factores de límite de resistencia en base a la ecuación 2.1.2.

Factores que modifican el limite de resistencia a la fatiga

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e = 0.185 * 0.910 * 700 = 118.180 \text{ MPa}$$

Donde

$$\text{Factor de superficiei } K_a = 272 * (1521.038)^{-0.995} = 0.185$$

$$\text{Factor de tamaño } K_b = 1.24(18)^{-0.107} = 0.910$$

El factor de carga $K_c = 1$ debido a la combinación de esfuerzos y la temperatura de trabajo es de 20° C equivalente a un $K_d = 1$ y el factor de confiabilidad con un 50 % equivale a $K_e = 1$.

$$\text{Resistencia a la fatiga } S'_e = 700 \text{ MPa}$$

Para determinar la fracción de resistencia a la fatiga en 10^3 ciclos se basa en la fórmula 2.1.21 del capítulo 2.

$$f = \frac{1866.038 \text{ MPa}}{1521.038 \text{ MPa}} (2 \cdot 10^3)^{-0.068} = 0.734002$$

Donde

$$\begin{aligned} \text{Esfuerzo verdadero – deformacion unitaria verdadera } \sigma'_F &= 1521.038 \text{ MPa} + 345 \text{ MPa} \\ &= 1866.038 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Para encontrar el exponente de la resistencia a la fatiga b_f se sustituye la resistencia a la fatiga y los ciclos correspondientes S'_e y N_e respectivamente.

$$\text{Exponente de resistencia a la fatiga } b_f = -\frac{\log(1866.038 \text{ MPa}/700 \text{ MPa})}{\log(2 \cdot 10^6)} = -0.068$$

Para determinar el factor de seguridad por el método de Goodman Modificado se resuelve despejando de la ecuación 2.1.17.

$$n_f = \frac{1}{\frac{93.282 \text{ MPa}}{118.180 \text{ MPa}} + \frac{93.282 \text{ MPa}}{1521.038 \text{ MPa}}} = 1.176$$

Donde, al considerar que los esfuerzos flectores y torsionales para el caso de la barra tienen componentes alternantes y medios, el esfuerzo de von Mises de los dos elementos de esfuerzo se denotan con la ecuación 2.1.9 y 2.1.10 los cuales sus componentes son desglosados en las siguientes ecuaciones.

$$\text{Esfuerzo de Von Mises alternante } \sigma'_a = \sqrt{(1 * 81.88 \text{ MPa})^2 + 3(1 * 25.802 \text{ MPa})^2} = 93.28 \text{ MPa}$$

Sus componentes de esfuerzos flectores y cortantes son.

$$\text{Esfuerzo a flexión alternante } \sigma_a = \frac{163.759 \text{ MPa} - 0}{2} = 81.88 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo cortante alternante } \tau_a = \frac{51.603 \text{ MPa} - 0}{2} = 25.802 \text{ MPa}$$

Los factores de concentración de esfuerzos a flexión y torsión equivalen a la unidad ya que no cuenta con concentración en la barra de estabilidad.

$$\text{Concentrador de esfuerzo a flexión } K_f = 1$$

$$\text{Concentrador de esfuerzo a torsión } K_{fs} = 1$$

$$\text{Esfuerzo de Von Mises Medio } \sigma'_m = \sqrt{(1 * 81.88 \text{ MPa})^2 + 3(1 * 25.802 \text{ MPa})^2} = 93.28 \text{ MPa}$$

Sus componentes de esfuerzos flectores y cortantes son.

$$\text{Esfuerzo a flexión medio } \sigma_m = \frac{163.759 \text{ MPa} + 0}{2} = 81.88 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo cortante alternante } \tau_m = \frac{51.603 \text{ MPa} + 0}{2} = 25.802 \text{ MPa}$$

Los factores de concentración de esfuerzos a flexión y torsión son los mismos valores que se usaron para el esfuerzo alternante.

Para determinar el número de ciclos a la falla se determina con la ecuación 2.1.25

$$N = \left(\frac{99.376 \text{ MPa}}{10\,547.022 \text{ MPa}} \right)^{-\frac{1}{0.325}} = 1\,704\,158.323 \text{ ciclos}$$

Donde, los componentes a y b se obtienen a partir de las ecuaciones 2.1.26 y 2.1.27.

$$a = \frac{(0.734 * 1\,521.038 \text{ MPa})^2}{118.18 \text{ MPa}} = 10\,547.022 \text{ MPa}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.734 * 1\,521.038 \text{ MPa}}{118.18 \text{ MPa}} \right) = -0.325$$

El esfuerzo equivalente completamente invertido se obtiene de la ecuación 2.1.28.

$$\sigma_{\text{inv}} = \frac{93.282 \text{ MPa}}{1 - \frac{93.282 \text{ MPa}}{1\,521.038 \text{ MPa}}} = 99.376 \text{ MPa}$$

4.2.2 Análisis Numérico en condición estático y dinámico.

Para el desarrollo del análisis numérico, la geometría es del Vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016 mostrado en la figura 3.19 del capítulo 3.3.2 y los datos obtenidos a partir de la gráfica mostrado en la figura 4.15, se desarrolló con el apoyo del software ANSYS Academic 2019 R3 para los estados estático y dinámico.

Las propiedades mecánicas para el análisis en condiciones estáticas y dinámicas se muestran en la figura 4.16 para el material SG₂/HS40/SG₂ usado en el análisis analítico los cuales están marcados en color rojo, así como el diagrama S-N obtenido a partir del análisis analítico.

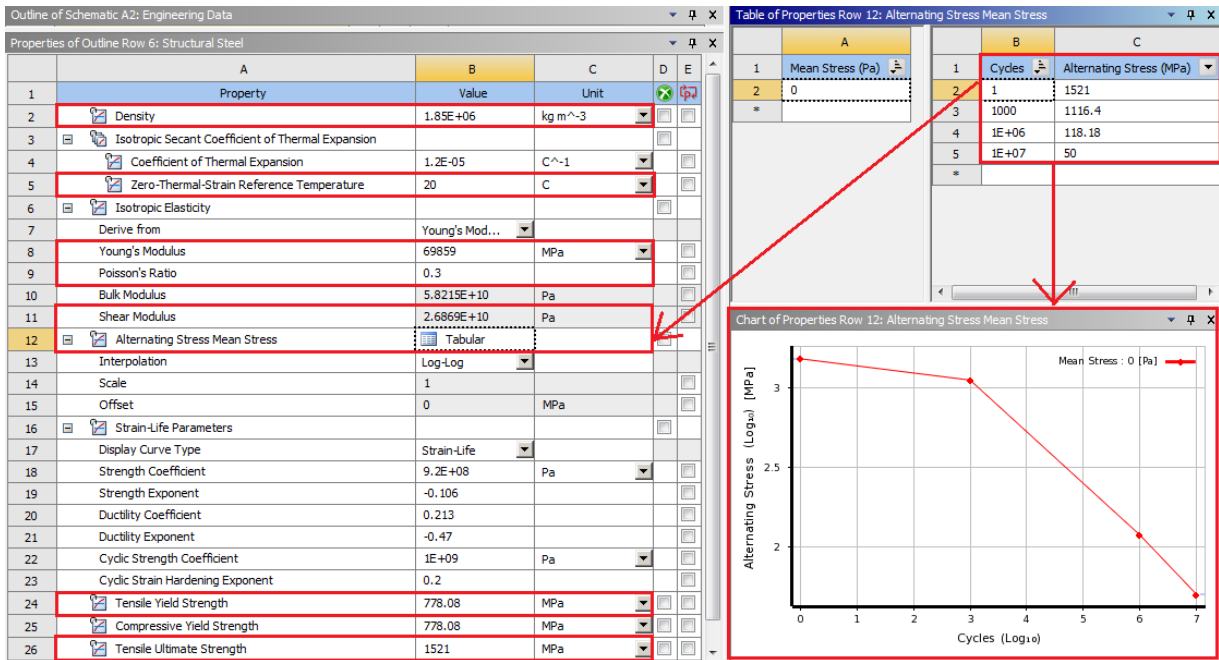


Figura 4.16 Propiedades mecánicas de material compuesto SG₂/HS40/SG₂.

Las condiciones de frontera en la barra de estabilidad son las mismas usadas en el análisis del material AISI 5160 mostrado en el capítulo 3.3.2, de igual manera, cuenta con soportes de 40 mm de ancho con material de polietileno para mejorar los resultados de análisis, la fuerza es de 600 N para poder realizar la comparación de resultados con el acero AISI 5160.

De acuerdo con los resultados obtenidos en el análisis para la parte estática, el punto de interés se encuentra en el lado superior marcado con punto azul en las figuras mostradas a continuación.

El esfuerzo cortante en el plano XZ es de -34.487 MPa como se muestra en la figura 4.17.



Figura 4.17 SG₂/HS40/SG₂, Esfuerzo cortante XZ en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo normal en el eje X en el punto de interés marcado en azul es de 154.9 MPa como se muestra en la figura 4.18.



Figura 4.18 SG₂/HS40/SG₂, Esfuerzo normal X en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo cortante máximo en el punto de interés es de 96.761 MPa como se muestra en la figura 4.19.

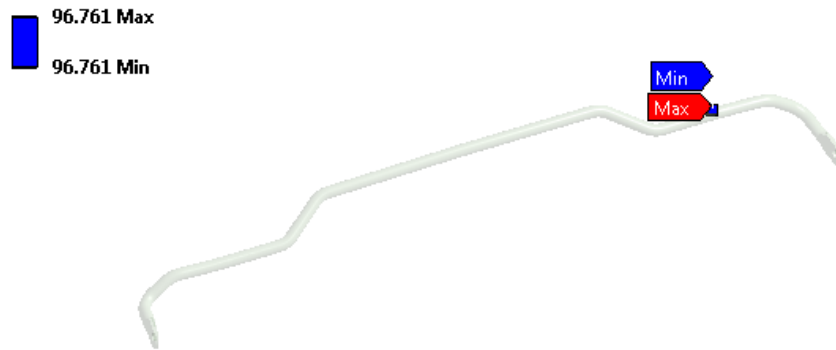


Figura 4.19 SG₂/HS40/SG₂, Esfuerzo Cortante Máximo en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo máximo principal en el punto de interés marcado de color azul es de 163.08 MPa como se muestra en la figura 4.20.



Figura 4.20 SG₂/HS40/SG₂, Esfuerzo máximo principal en punto de interés, marcado en color azul.

Para el esfuerzo mínimo principal en el vertice de color azul es de -30.443 MPa como se muestra en la figura 4.21.

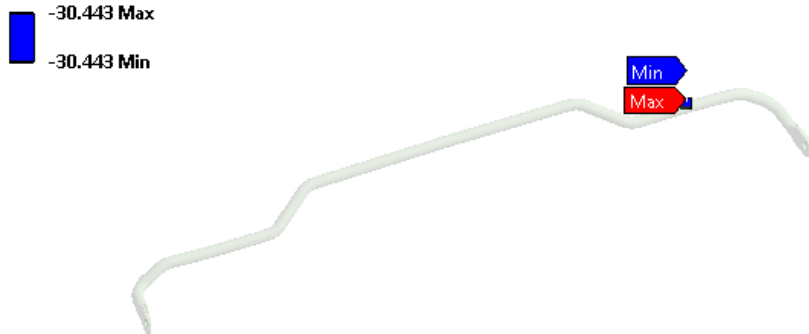


Figura 4.21 SG₂/HS40/SG₂, Máximo Esfuerzo Principal en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo equivalente para el punto de interés marcado en color azul es de 184.77 MPa como se muestra en la figura 4.22.

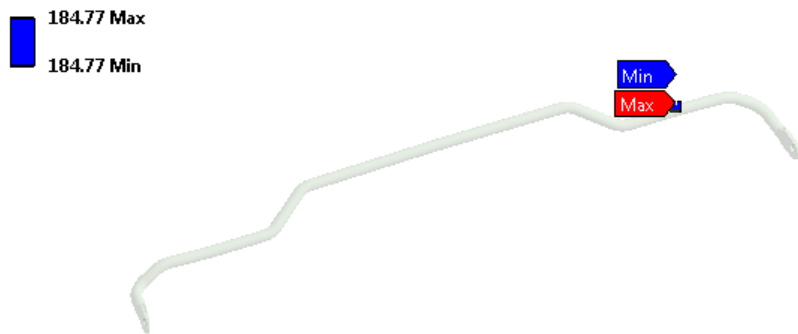


Figura 4.22 SG₂/HS40/SG₂, Esfuerzo equivalente en punto de interés, marcado en color azul.

El factor de seguridad estático en el punto de interés marcado en color rojo muestra un valor de 4.211 como se muestra en la figura 4.23.

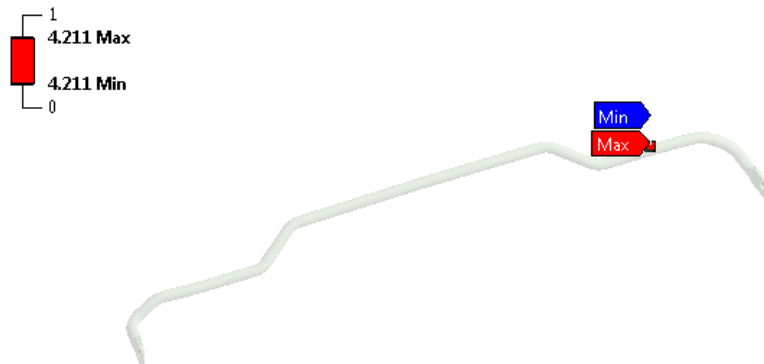


Figura 4.23 SG₂/HS40/SG₂, Factor de seguridad estático en punto de interés, marcado de color rojo.

En estado dinámico, el esfuerzo alternante equivalente en el mismo punto de interés mostrado anteriormente muestra un valor de 98.362 MPa como se muestra en la figura 4.24.



Figura 4.24 SG₂/HS40/SG₂, Esfuerzo Alternante Equivalente en punto de interés, marcado en color azul.

Los ciclos a la falla en el punto de interés marcado de color rojo dan un valor de 1.634e6 ciclos como se observa en la figura 4.25.



Figura 4.25 SG₂/HS40/SG₂, Ciclos a la falla en punto de interés, marcado en color rojo.

El factor de seguridad para 1e6 ciclos en el punto marcado de color rojo es de 1.187 como se muestra en la figura 4.26.



Figura 4.26 SG₂/HS40/SG₂, Factor de seguridad para 1e6 ciclos en punto de interés, marcado en color rojo.

4.3 Material Compuesto SG/TR30/SG

Está compuesto de dos capas de fibra de vidrio tipo S con epoxi y entré esas dos capas contiene una capa de fibra de carbono tipo TR30, las propiedades para el análisis en la barra de estabilidad fueron obtenidas a partir de los resultados de la gráfica de esfuerzo-deformación mostrada en la figura 4.27 marcado de color azul la cual el material fue expuesto a tensión hasta el punto de ruptura.

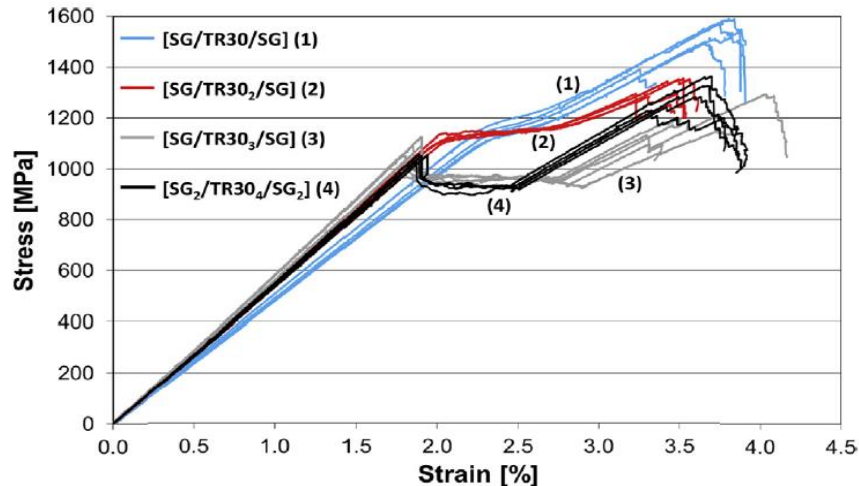


Figura 4.27 Diagrama Esfuerzo-Deformación unitaria de materiales compuestos SG/TR30/SG (1), SG/TR30₂/SG (2), SG/TR30₃/SG (3) y SG/TR30₄/SG (4).

De acuerdo con la figura 4.27 se obtiene el offset del 0.2 % de la pendiente en la zona elástica para obtener el esfuerzo último de tensión, esfuerzo de fluencia y módulo de Young.

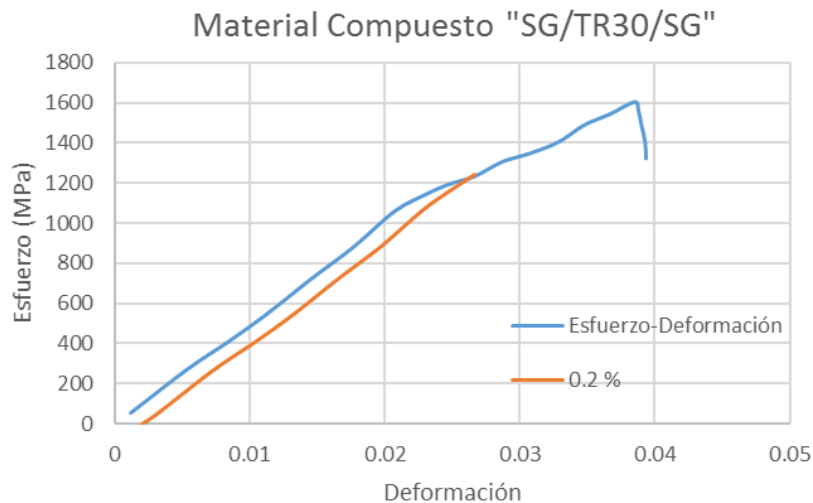


Figura 4.28 Diagrama Esfuerzo-Deformación de material compuesto SG/TR30/SG con el 0.2 % de offset.

4.3.1 Análisis Analítico en condición estático y dinámico.

Los parámetros obtenidos de la figura 4.28 se muestran a continuación.

$$S_{ut} = 1\,604.071 \text{ MPa}$$

$$S_{yt} = 1\,239.694 \text{ MPa}$$

El módulo de Young se obtiene a partir de los siguientes puntos de la línea recta de la gráfica (zona elástica) del material.

$$\text{Esfuerzo } \sigma_2 = 883.460 \text{ MPa}$$

$$\text{Deformación } \varepsilon_2 = 0.0177$$

$$\text{Coeficiente de poisson } \nu = 0.3$$

El módulo de Young se obtiene a partir de la siguiente ecuación.

$$E = \frac{\sigma_2}{\varepsilon_2} = \frac{883.460 \text{ MPa}}{0.0177} = 49\,872.773 \text{ MPa}$$

El módulo de corte se obtiene con la siguiente ecuación.

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} = \frac{49\,872.773 \text{ MPa}}{2(1 + 0.3)} = 19\,182 \text{ MPa}$$

La densidad del material es de $1\,790\,000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

Las dimensiones geométricas son tomadas del diagrama de la figura 3.19 y la tabla 3.4 del capítulo 3 y la carga a la cual se va a analizar la barra es de 600 N ya que se pretende hacer una comparación de resultados con las mismas condiciones de frontera.

Análisis en condición estática

Los esfuerzos normales y cortantes en el punto H de la figura 3.19 se obtienen a partir de las ecuaciones 3.1.1, 3.1.5 y 3.1.6

$$\text{Esfuerzo Cortante } \tau_{xy} = \frac{59\,091.45 \text{ N} \cdot \text{mm} * 9 \text{ mm}}{10\,305.994 \text{ mm}^4} = 51.603 \text{ MPa}$$

Donde

$$\text{Torque (T)} = 59\,091.45 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{Centro (C)} = 9 \text{ mm}$$

Momento Polar de Inercia (J) = 10 305.994 mm⁴

Los esfuerzos se basan en las ecuaciones mencionadas anteriormente.

$$\begin{aligned}\text{Esfuerzo Normal } \sigma_x &= \frac{93\,761.262 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 9 \text{ mm}}{5\,152.997 \text{ mm}^4} = 163.759 \text{ MPa} \\ \sigma_y &= 0 \text{ en este caso}\end{aligned}$$

Donde

Momento (M) = 93 761.262 N · mm

Momento de Inercia (I) = 5 152.997 mm⁴

Los esfuerzos principales máximo y mínimo se obtienen con las ecuaciones 3.1.9 y 3.1.10.

Esfuerzo Principal Maximo (σ_{\max}) = 81.88 MPa + 96.784 MPa = 178.664 MPa

Esfuerzo Principal Minimo (σ_{\min}) = 81.88 MPa – 96.784 MPa = –14.905 MPa

Donde

Esfuerzo Promedio $\sigma_{\text{prom}} = 81.88 \text{ MPa}$

Esfuerzo Cortante Maximo $\tau_{\max} = 96.784 \text{ MPa}$

El esfuerzo de von mises y el factor de seguridad en estado estático se obtienen con base a las ecuaciones 3.1.13 y 3.1.14.

Esfuerzo de Von Mises $\sigma_{\text{mises}} = ((163.759 \text{ MPa})^2 + 3(51.603 \text{ MPa})^2)^{\frac{1}{2}} = 186.563 \text{ MPa}$

Factor de Seguridad Estático $n = \frac{1\,239.694 \text{ MPa}}{186.563 \text{ MPa}} = 6.645$

Análisis en condición dinámica

De acuerdo con la revisión bibliográfica del capítulo 2.1 se determinó los factores de límite de resistencia en base a la ecuación 2.1.2.

Factores que modifican el limite de resistencia a la fatiga

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e = 0.175 * 0.910 * 700 = 112.092 \text{ MPa}$$

Donde

$$\text{Factor de superficie } K_a = 272 * (1\ 604.071)^{-.995} = 0.176$$

$$\text{Factor de tamaño } K_b = 1.24(18)^{-0.107} = 0.910$$

El factor de carga $K_c = 1$ debido a la combinación de esfuerzos y la temperatura de trabajo es de 20° C equivalente a un $K_d = 1$ y el factor de confiabilidad con un 50% equivale a $K_e = 1$.

Resistencia a la fatiga $S'e = 700$ MPa

Para determinar la fracción de resistencia a la fatiga en 10^3 ciclos se basa en la fórmula 2.1.21 del capítulo 2.

$$f = \frac{1\ 949.071\ \text{MPa}}{1\ 604.071\ \text{MPa}} (2 \cdot 10^3)^{-0.071} = 0.710\ 585$$

Donde

$$\text{Esfuerzo verdadero – deformacion verdadera } \sigma'_F = 1\ 604.071\ \text{MPa} + 345\ \text{MPa} = 1\ 949.071\ \text{MPa}$$

Para encontrar el exponente de la resistencia a la fatiga b_f se sustituye la resistencia a la fatiga y los ciclos correspondientes, $S'e$ y N_e , respectivamente.

$$\text{Exponente de resistencia a la fatiga } b_f = -\frac{\log(1\ 949.071\ \text{MPa}/700\ \text{MPa})}{\log(2 \cdot 10^6)} = -0.071$$

Para determinar el factor de seguridad por el método de Goodman Modificado se resuelve despejando de la ecuación 2.1.17.

$$n_f = \frac{1}{\frac{93.282\ \text{MPa}}{112.093\ \text{MPa}} + \frac{93.282\ \text{MPa}}{1\ 604.071\ \text{MPa}}} = 1.123$$

Donde, al considerar que los esfuerzos flectores y torsionales en el caso de la barra tienen componentes alternantes y medios, el esfuerzo de Von Mises de los dos elementos de esfuerzo se denotan con la ecuación 2.1.9 y 2.1.10 los cuales sus componentes son desglosados en las siguientes ecuaciones.

$$\text{Esfuerzo de Von Mises alternante } \sigma'_a = \sqrt{(1 * 81.88\ \text{MPa})^2 + 3(1 * 25.802\ \text{MPa})^2} = 93.28\ \text{MPa}$$

Sus componentes de esfuerzos flectores y cortantes son.

$$\text{Esfuerzo a flexion alternante } \sigma_a = \frac{163.759\ \text{MPa} - 0}{2} = 81.88\ \text{MPa}$$

$$\text{Esfuerzo cortante alternante } \tau_a = \frac{51.603 \text{ MPa} - 0}{2} = 25.802 \text{ MPa}$$

Los factores de concentración de esfuerzos a flexión y torsión equivalen a la unidad ya que no cuenta con concentración en la barra de estabilidad.

$$\text{Concentrador de esfuerzo a flexión } K_f = 1$$

$$\text{Concentrador de esfuerzo a torsión } K_{fs} = 1$$

$$\text{Esfuerzo de Von Mises Medio } \sigma'_m = \sqrt{(1 * 81.88 \text{ MPa})^2 + 3(1 * 25.802 \text{ MPa})^2} = 93.28 \text{ MPa}$$

Sus componentes de esfuerzos flectores y cortantes son.

$$\text{Esfuerzo a flexion medio } \sigma_m = \frac{163.759 \text{ MPa} + 0}{2} = 81.88 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo cortante alternante } \tau_m = \frac{51.603 \text{ MPa} + 0}{2} = 25.802 \text{ MPa}$$

Los factores de concentración de esfuerzos a flexión y torsión son los mismos valores que se usaron para el esfuerzo alternante.

Para determinar el número de ciclos a la falla se determina con la ecuación 2.1.25.

$$N = \left(\frac{99.041 \text{ MPa}}{11\,590.495 \text{ MPa}} \right)^{-\frac{1}{0.336}} = 1\,445\,843.744 \text{ ciclos}$$

Donde, los componentes a y b se obtienen a partir de las ecuaciones 2.1.26 y 2.1.27

$$a = \frac{(0.710 * 1\,604.071 \text{ MPa})^2}{112.093 \text{ MPa}} = 11\,590.495 \text{ MPa}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.710 * 1\,604.071 \text{ MPa}}{112.093 \text{ MPa}} \right) = -0.336$$

El esfuerzo equivalente completamente invertido se obtiene de la ecuación 2.1.28

$$\sigma_{inv} = \frac{93.282 \text{ MPa}}{1 - \frac{93.282 \text{ MPa}}{1\,604.071 \text{ MPa}}} = 99.041 \text{ MPa}$$

4.3.2 Análisis Numérico en condición estático y dinámico.

Para el desarrollo del análisis numérico, la geometría es del Vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016 mostrado en la figura 3.19 del capítulo 3.3.2 y los datos obtenidos a partir de la gráfica de la figura 4.28, se desarrolló con el apoyo del software ANSYS Academic 2019 R3 para los estados estático y dinámico.

Las propiedades mecánicas para el análisis en condiciones estáticas y dinámicas se muestran en la figura 4.29 para el material SG/TR30/SG usado en el análisis analítico los cuales están marcados en color rojo, así como el diagrama S-N obtenido a partir del análisis analítico.

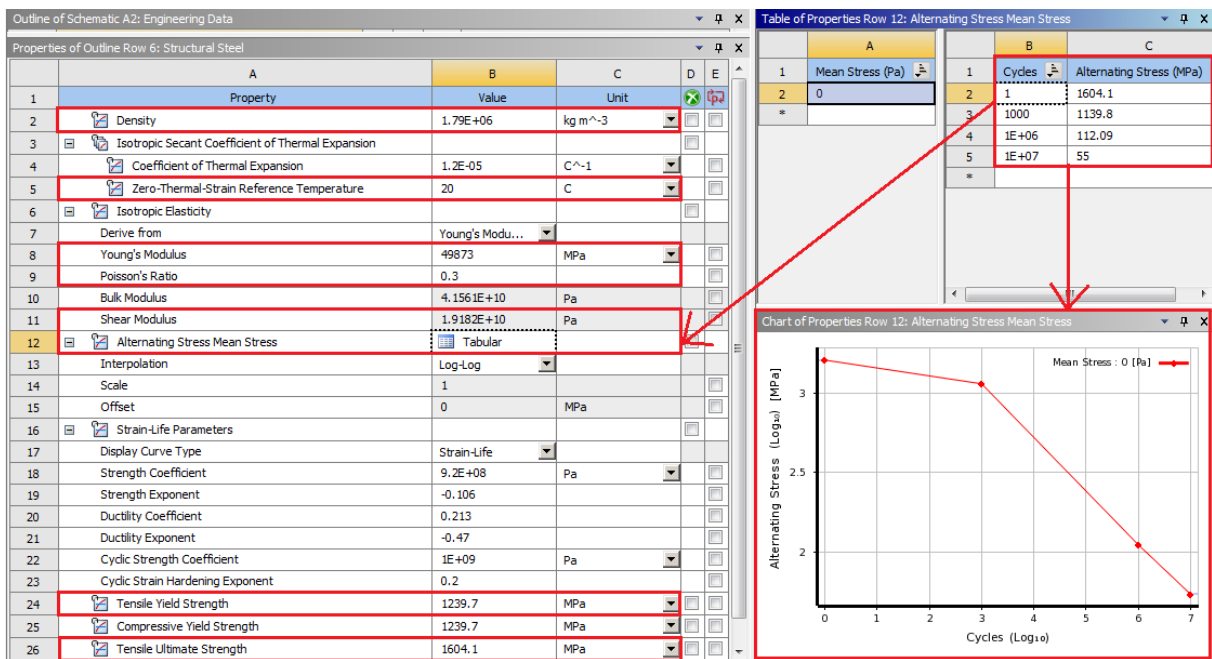


Figura 4.29 Propiedades mecánicas de material compuesto SG/TR30/SG.

Las condiciones de frontera en la barra de estabilidad se ajustan de la misma manera que el análisis del material AISI 5160 mostrado en el capítulo 3.3.2, de igual manera, cuenta con soportes de 40 mm de ancho con material de polietileno para mejorar los resultados de análisis, la fuerza es de 600 N para poder realizar la comparación de resultados con el acero AISI 5160.

De acuerdo con los resultados obtenidos en el análisis para la parte estática, el punto de interés se encuentra en el lado superior marcado con punto azul en las figuras mostradas a continuación.

El esfuerzo cortante en el plano XZ es de -39.338 MPa como se muestra en la figura 4.30

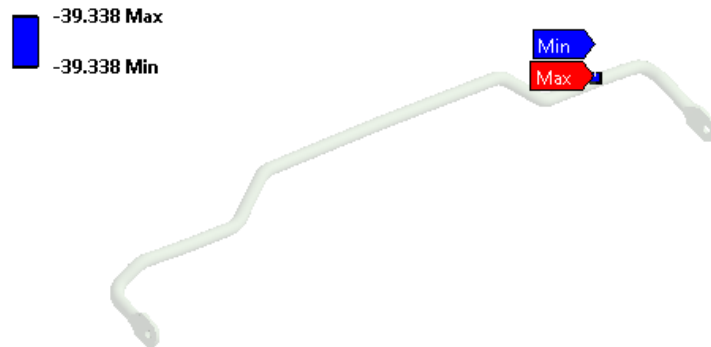


Figura 4.30 SG/TR30/SG, Esfuerzo cortante XZ en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo normal en el eje X en el punto de interes marcado en color azul es de 157.76 MPa como se muestra en la figura 4.31.

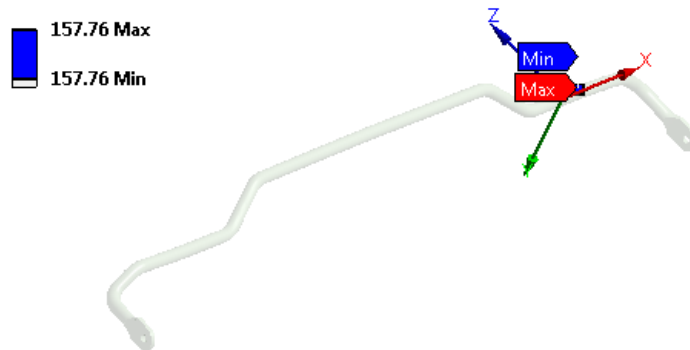


Figura 4.31 SG/TR30/SG, Esfuerzo normal X en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo cortante maximo en el punto de interes es de 95.379 MPa como se muestra en la figura 4.32.

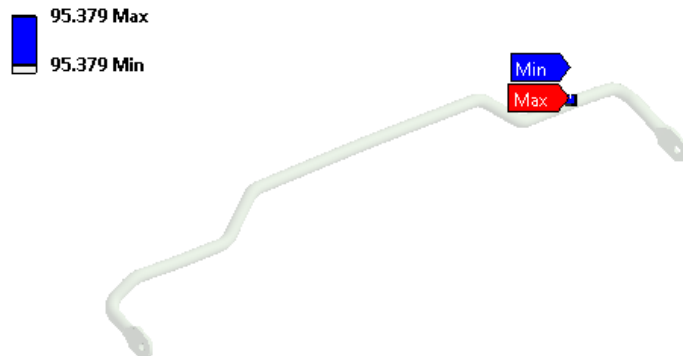


Figura 4.32 SG/TR30/SG, Esfuerzo Cortante Máximo en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo máximo principal en el punto de interés marcado de color azul es de 174.69 MPa como se muestra en la figura 4.33.

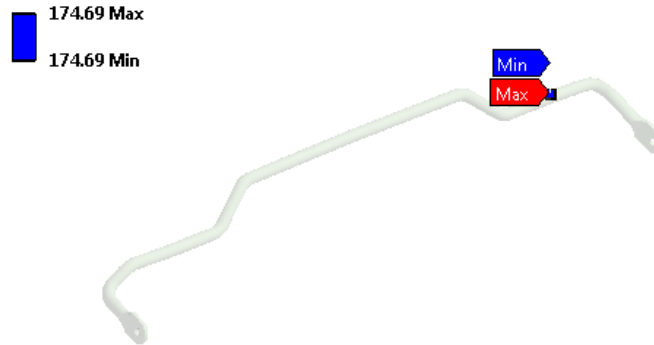


Figura 4.33 SG/TR30/SG, Esfuerzo máximo principal en punto de interés, marcado en color azul.

Para el esfuerzo mínimo principal en el vertice de color azul es de -16.07 MPa como se muestra en la figura 4.34.

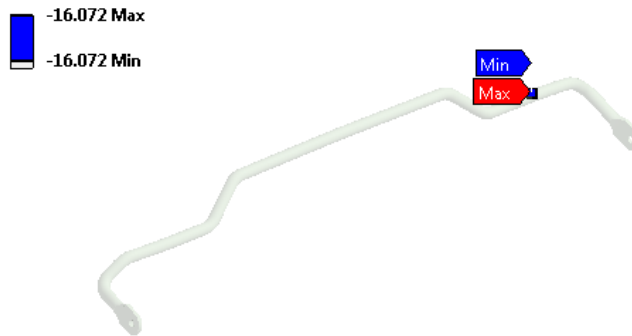


Figura 4.34 SG/TR30/SG, Máximo Esfuerzo Principal en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo equivalente para el punto de interés marcado en color azul es de 185.32 MPa como se muestra en la figura 4.35.

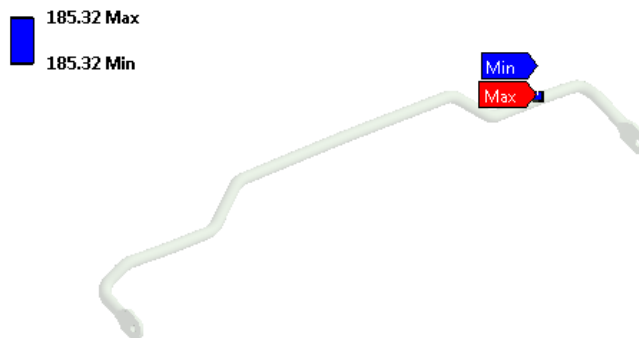


Figura 4.35 SG/TR30/SG, Esfuerzo equivalente en punto de interés, marcado en color azul.

El factor de seguridad estático en el punto de interés marcado en color rojo muestra un valor de 6.689 como se muestra en la figura 4.36.

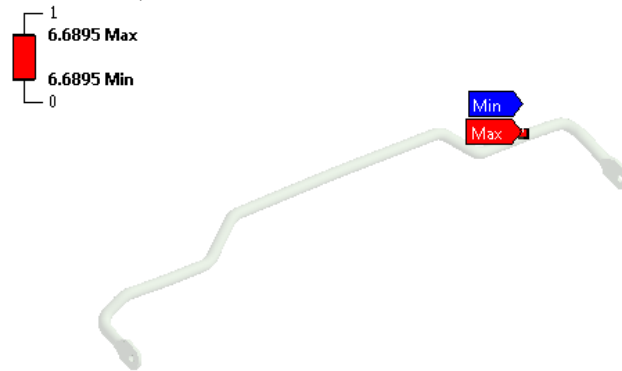


Figura 4.36 SG/TR30/SG, Factor de seguridad estático en punto de interés, marcado en color rojo.

En estado dinámico, el esfuerzo alternante equivalente en el mismo punto de interés mostrado anteriormente muestra un valor de 98.341 MPa como se muestra en la figura 4.37.

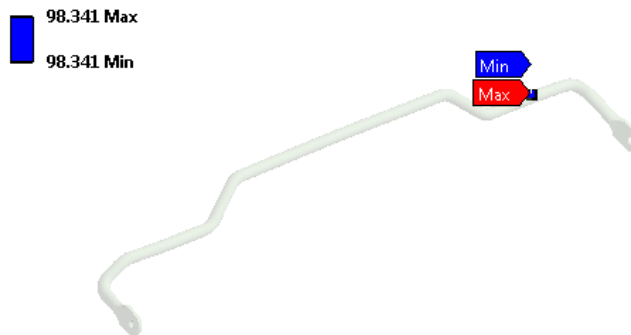


Figura 4.37 SG/TR30/SG, Esfuerzo Alternante Equivalente en punto de interés, marcado en color azul.

Los ciclos a la falla en el punto de interés marcado de color rojo dan un valor de 1.527e6 ciclos como se observa en la figura 4.38.

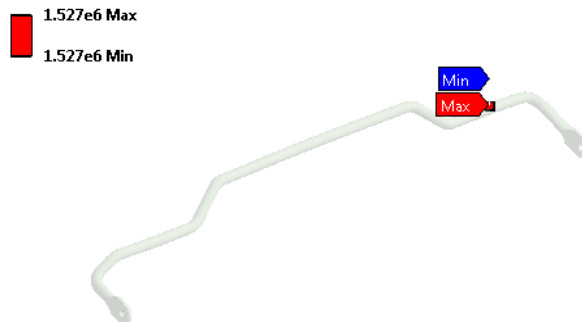


Figura 4.38 SG/TR30/SG, Ciclos a la falla en punto de interés, marcado de color rojo.

El factor de seguridad para 1e6 ciclos en el punto marcado de color rojo es de 1.13 como se muestra en la figura 4.39.

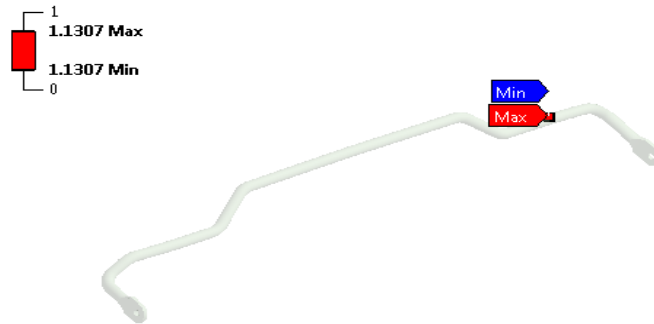


Figura 4.39 SG/TR30/SG, Factor de seguridad para 1e6 ciclos en punto de interés, marcado en color rojo.

4.4 Material Compuesto SG/T1000/SG

Está compuesto de dos capas de fibra de vidrio tipo S con epoxi y entré esas dos capas contiene una capa de fibra de carbono tipo T1000, las propiedades para el análisis en la barra de estabilidad fueron obtenidas a partir de los resultados de la gráfica de esfuerzo-deformación unitaria mostrada en la figura 4.40 marcado de color negro la cual el material fue expuesto a tensión hasta el punto de ruptura.

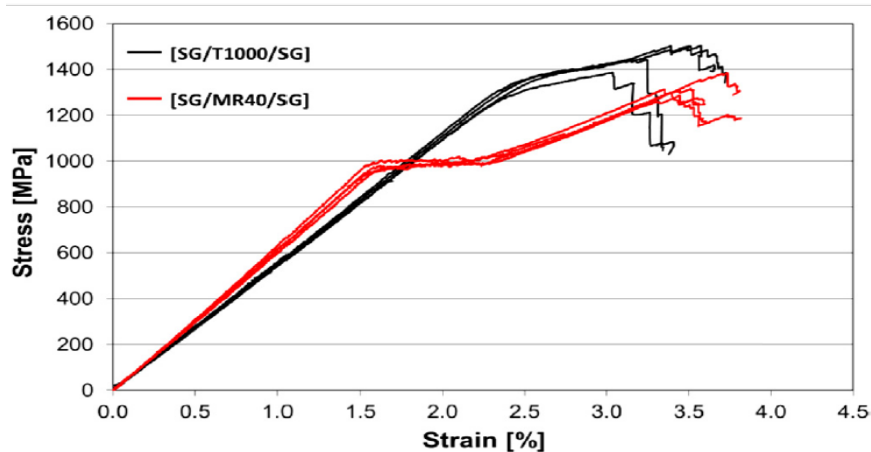


Figura 4.40 Diagrama Esfuerzo-Deformación unitaria de material compuesto SG/T1000/SG (negro) y SG/MR40/SG (rojo).

De acuerdo con la figura 4.40 se obtiene el offset del 0.2 % de la pendiente en la zona elástica para obtener el esfuerzo ultimo de tensión, esfuerzo de fluencia y módulo de Young como se muestra en la figura 4.41.

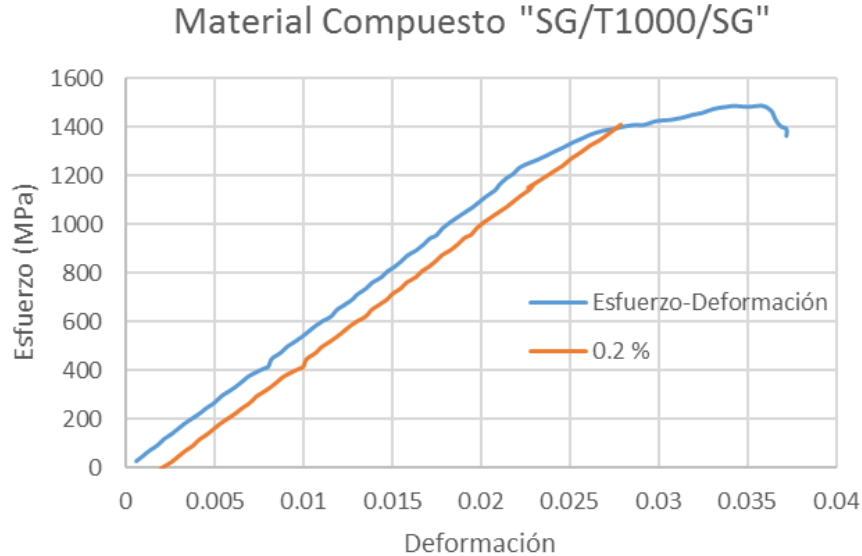


Figura 4.41 Diagrama Esfuerzo-Deformación unitaria de material compuesto SG/TR30/SG con el 0.2 % de offset.

4.4.1 Análisis Analítico en condición estático y dinámico.

Los parámetros obtenidos de la figura 4.41 se muestran a continuación.

$$S_{ut} = 1\,488.372 \text{ MPa}$$

$$S_{yt} = 1\,406.029 \text{ MPa}$$

Para la obtención del módulo de Young se obtiene a partir de los siguientes puntos de la línea recta de la gráfica (zona elástica) del material.

$$\text{Esfuerzo } \sigma_2 = 136.434 \text{ MPa}$$

$$\text{Deformación } \varepsilon_2 = 0.0025$$

$$\text{Coeficiente de Poisson } \nu = 0.3$$

El módulo de Young se obtiene a partir de la siguiente ecuación.

$$E = \frac{\sigma_2}{\varepsilon_2} = \frac{136.434 \text{ MPa}}{0.0025} = 53\,647.238 \text{ MPa}$$

El módulo de corte se obtiene con la siguiente ecuación.

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} = \frac{53\,647.238 \text{ MPa}}{2(1 + 0.3)} = 20\,634 \text{ MPa}$$

La densidad del material es de $1\,790\,000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

Las dimensiones geométricas son tomadas del diagrama de la figura 3.19 y la tabla 3.4 del capítulo 3 y la carga a la cual se va a analizar la barra es de 600 N ya que se pretende hacer una comparación de resultados con las mismas condiciones de frontera.

Análisis en condición estática

Los esfuerzos normales y cortantes en el punto H de la figura 3.19 se obtienen a partir de las ecuaciones 3.1.1, 3.1.5 y 3.1.6.

$$\text{Esfuerzo Cortante} \quad \tau_{xy} = \frac{59\,091.45 \text{ N} \cdot \text{mm} * 9 \text{ mm}}{10\,305.994 \text{ mm}^4} = 51.603 \text{ MPa}$$

Donde

$$\text{Torque (T)} = 59\,091.45 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{Centro (C)} = 9 \text{ mm}$$

$$\text{Momento Polar de Inercia (J)} = 10\,305.994 \text{ mm}^4$$

Los esfuerzos se basan en las ecuaciones mencionadas anteriormente.

$$\text{Esfuerzo Normal} \quad \sigma_x = \frac{93\,761.262 \text{ N} \cdot \text{mm} * 9 \text{ mm}}{5\,152.997 \text{ mm}^4} = 163.759 \text{ MPa}$$

$$\sigma_y = 0 \text{ en este caso}$$

Donde

$$\text{Momento (M)} = 93\,761.262 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{Momento de Inercia (I)} = 5\,152.997 \text{ mm}^4$$

Los esfuerzos principales máximo y mínimo se obtienen con las ecuaciones 3.1.9 y 3.1.10.

$$\text{Esfuerzo Principal Maximo } (\sigma_{\max}) = 81.88 \text{ MPa} + 96.784 \text{ MPa} = 178.664 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo Principal Minimo } (\sigma_{\min}) = 81.88 \text{ MPa} - 96.784 \text{ MPa} = -14.905 \text{ MPa}$$

Donde

$$\text{Esfuerzo Promedio } \sigma_{\text{prom}} = 81.88 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo Cortante Maximo } \tau_{\text{max}} = 96.784 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de von Mises y el factor de seguridad en estado estático se obtienen con base a las ecuaciones 3.1.13 y 3.1.14.

$$\text{Esfuerzo de Von Mises } \sigma_{\text{misses}} = ((163.759 \text{ MPa})^2 + 3(51.603 \text{ MPa})^2)^{\frac{1}{2}} = 186.563 \text{ MPa}$$

$$\text{Factor de Seguridad Estatico } n = \frac{1\ 406.029 \text{ MPa}}{186.563 \text{ MPa}} = 7.536$$

Análisis en condición dinámica

De acuerdo con la revisión bibliográfica del capítulo 2.1 se determinó los factores de límite de resistencia en base a la ecuación 2.1.2.

Factores que modifican el limite de resistencia a la fatiga

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e = 0.189 * 0.910 * 700 = 120.761 \text{ MPa}$$

Donde

$$\text{Factor de superficiei } K_a = 272 * (1488.372)^{-0.995} = 0.189$$

$$\text{Factor de tamaño } K_b = 1.24(18)^{-0.107} = 0.910$$

El factor de carga $K_c = 1$ debido a la combinación de esfuerzos y la temperatura de trabajo es de 20° C equivalente a un $K_d = 1$ y el factor de confiabilidad con un 50% equivale a $K_e = 1$.

$$\text{Resistencia a la fatiga } S'_e = 700 \text{ MPa}$$

Para determinar la fracción de resistencia a la fatiga en 10^3 ciclos se basa en la fórmula 2.1.21 del capítulo 2.

$$f = \frac{1833.372 \text{ MPa}}{1488.372 \text{ MPa}} (2 \cdot 10^3)^{-0.066} = 0.743831$$

Donde

$$\text{Esfuerzo verdadero – deformacion unitaria verdadera } \sigma'_F = 1\ 488.372 \text{ MPa} + 345 \text{ MPa} = 1\ 833.372 \text{ MPa}$$

Para encontrar el exponente de la resistencia a la fatiga b_f se sustituye la resistencia a la fatiga y los ciclos correspondientes S'_e y N_e respectivamente.

$$\text{Exponente de resistencia a la fatiga } b_f = -\frac{\log(1833.372 \text{ MPa}/700 \text{ MPa})}{\log(2 \cdot 10^6)} = -0.066$$

Para determinar el factor de seguridad por el método de Goodman Modificado se resuelve despejando de la ecuación 2.1.17.

$$n_f = \frac{1}{\frac{93.282 \text{ MPa}}{120.761 \text{ MPa}} + \frac{93.282 \text{ MPa}}{1488.372 \text{ MPa}}} = 1.172$$

Donde, al considerar que los esfuerzos flectores y cortantes en el caso de la barra tienen componentes alternantes y medios, el esfuerzo de Von Mises de los dos elementos de esfuerzo se denotan con la ecuación 2.1.9 y 2.1.10 los cuales sus componentes son desglosados en las siguientes ecuaciones.

$$\text{Esfuerzo de von Mises alternante } \sigma'_a = \sqrt{(1 * 81.88 \text{ MPa})^2 + 3(1 * 25.802 \text{ MPa})^2} = 93.28 \text{ MPa}$$

Sus componentes de esfuerzos flectores y cortantes son.

$$\text{Esfuerzo a flexión alternante } \sigma_a = \frac{163.759 \text{ MPa} - 0}{2} = 81.88 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo cortante alternante } \tau_a = \frac{51.603 \text{ MPa} - 0}{2} = 25.802 \text{ MPa}$$

Los factores de concentración de esfuerzos a flexión y cortante equivalen a la unidad ya que no cuenta con concentración en la barra de estabilidad.

$$\text{Concentrador de esfuerzo a flexión } K_f = 1$$

$$\text{Concentrador de esfuerzo a torsión } K_{fs} = 1$$

$$\text{Esfuerzo de Von Mises Medio } \sigma'_m = \sqrt{(1 * 81.88 \text{ MPa})^2 + 3(1 * 25.802 \text{ MPa})^2} = 93.28 \text{ MPa}$$

Sus componentes de esfuerzos flectores y cortantes son.

$$\text{Esfuerzo a flexión medio } \sigma_m = \frac{163.759 \text{ MPa} + 0}{2} = 81.88 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo cortante alternante } \tau_m = \frac{51.603 \text{ MPa} + 0}{2} = 25.802 \text{ MPa}$$

Los factores de concentración de esfuerzos a flexión y torsión son los mismos valores que se usaron para el esfuerzo alternante.

Para determinar el número de ciclos a la falla se determina con la ecuación 2.1.25.

$$N = \left(\frac{99.519 \text{ MPa}}{10\,149.508 \text{ MPa}} \right)^{-\frac{1}{0.321}} = 1\,827\,893.222 \text{ ciclos}$$

Donde, los componentes a y b se obtienen a partir de las ecuaciones 2.1.26 y 2.1.27.

$$a = \frac{(0.743831 * 1\,488.372 \text{ MPa})^2}{120.761 \text{ MPa}} = 10\,149.508 \text{ MPa}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.743\,831 * 1\,488.372 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{120.761 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \right) = -0.321$$

El esfuerzo equivalente completamente invertido se obtiene de la ecuación 2.1.28.

$$\sigma_{\text{inv}} = \frac{93.282 \text{ MPa}}{1 - \frac{93.282 \text{ MPa}}{1\,488.372 \text{ MPa}}} = 99.519 \text{ MPa}$$

4.4.2 Análisis Numérico en condición estático y dinámico.

Para el desarrollo del análisis numérico, la geometría es del Vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016 mostrado en la figura 3.19 del capítulo 3.3.2 y los datos obtenidos a partir de la gráfica de la figura 4.41, se desarrolló con el apoyo del software ANSYS Academic 2019 R3 para los estados estático y dinámico.

Las propiedades mecánicas para el análisis en condiciones estáticas y dinámicas se muestran en la figura 4.42 para el material SG/TR1000/SG usado en el análisis analítico los cuales están marcados en color rojo, así como el diagrama S-N obtenido a partir del análisis analítico.

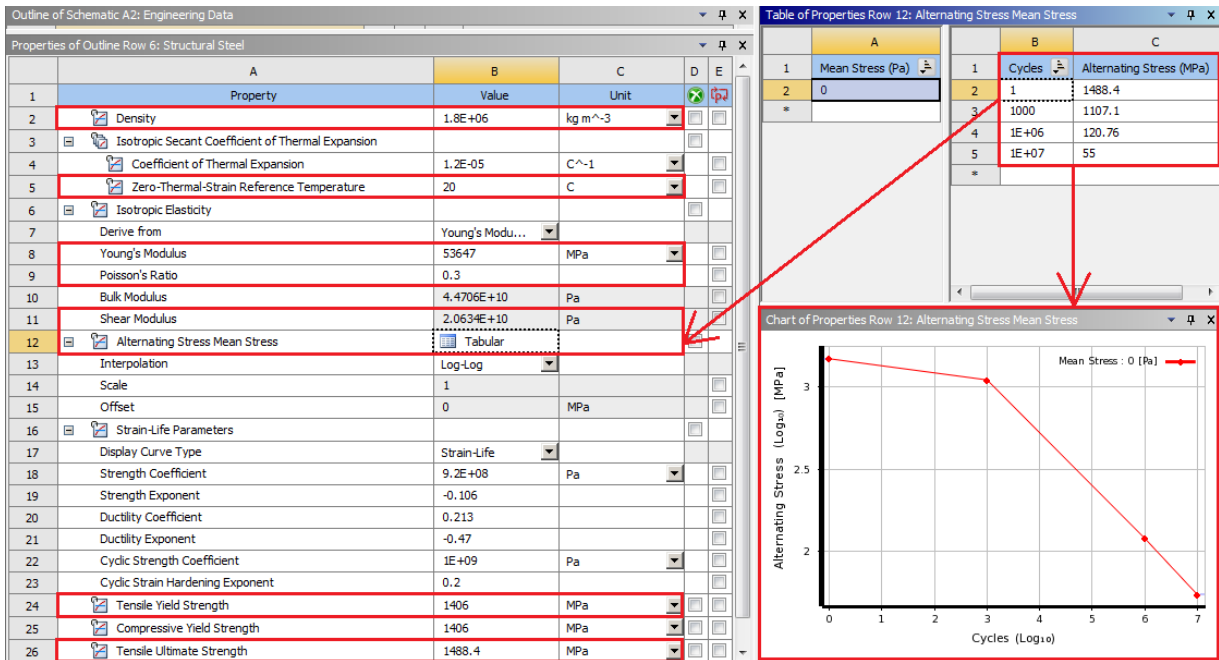


Figura 4.42 Propiedades mecánicas de material compuesto SG/T1000/SG.

Los parámetros de funcionamiento en la barra de estabilidad se ajustan de la misma manera que el análisis del material AISI 5160 mostrado en el capítulo 3.3.2, de igual manera, cuenta con soportes de 40 mm de ancho con material de polietileno para mejorar los resultados de análisis, la fuerza es de 600 N para poder realizar la comparación de resultados con el acero AISI 5160.

De acuerdo con los resultados obtenidos en el análisis para la parte estática, el punto de interés se encuentra en el lado superior marcado con punto azul en las figuras mostradas a continuación.

El esfuerzo cortante en el plano XZ es de -39.337 MPa como se muestra en la figura 4.43.



Figura 4.43 SG/T1000/SG, Esfuerzo cortante XZ en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo normal en el eje X en el punto de interés marcado en azul es de 157.73 MPa como se muestra en la figura 4.44.

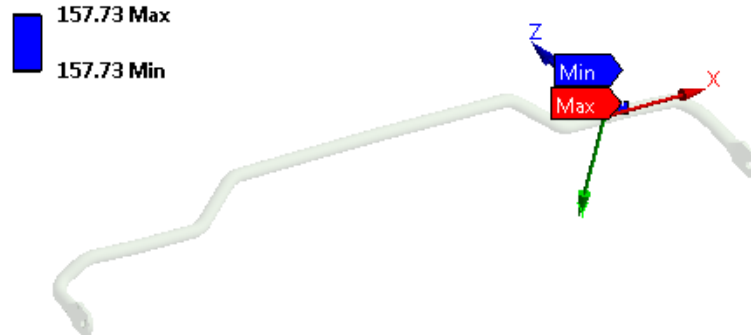


Figura 4.44 SG/T1000/SG, Esfuerzo normal X en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo cortante maximo en el punto de interes es de 95.374 MPa como se muestra en la figura 4.45.

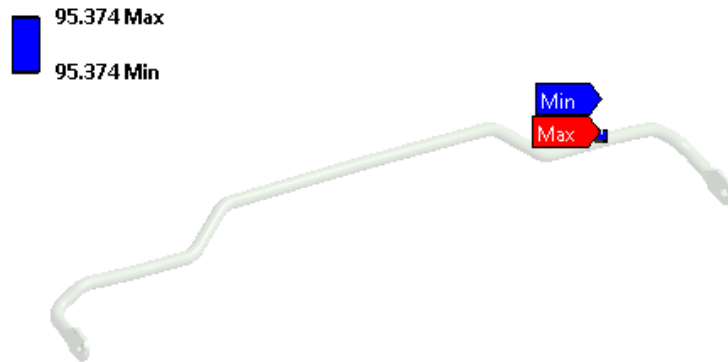


Figura 4.45 SG/T1000/SG, Esfuerzo Cortante Máximo en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo máximo principal en el punto de interés marcado de color azul es de 174.66 MPa como se muestra en la figura 4.46.

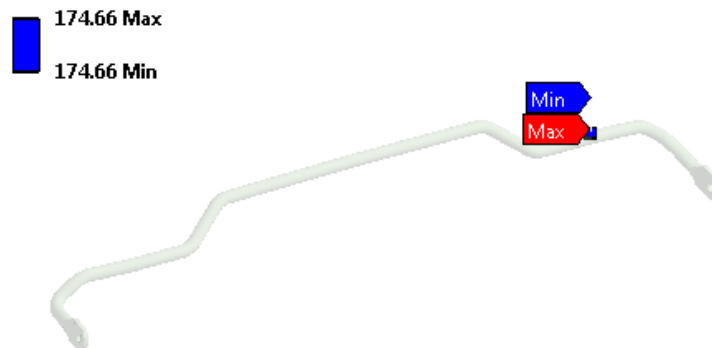


Figura 4.46 SG/T1000/SG, Esfuerzo máximo principal en punto de interés, marcado en color azul.

Para el esfuerzo mínimo principal en el vertice de color azul es de -16.08 MPa como se muestra en la figura 4.47.

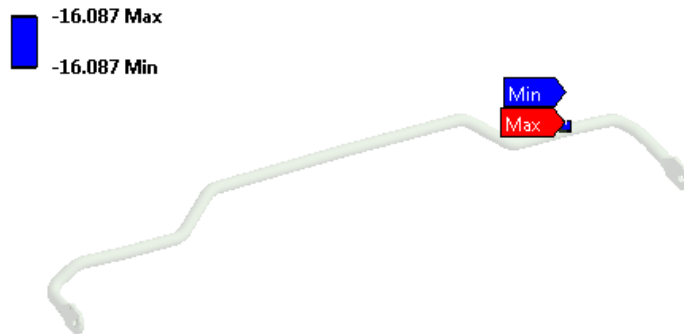


Figura 4.47 SG/T1000/SG, Máximo Esfuerzo Principal en punto de interés, marcado en color azul.

El esfuerzo equivalente para el punto de interés marcado en color azul es de 185.31 MPa como se muestra en la figura 4.48.

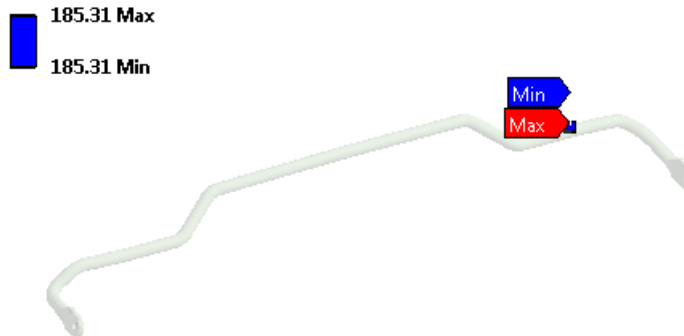


Figura 4.48 SG/T1000/SG, Esfuerzo equivalente en punto de interés, marcado en color azul.

El factor de seguridad estático en el punto de interés marcado en color rojo muestra un valor de 7.587 como se muestra en la figura 4.49.

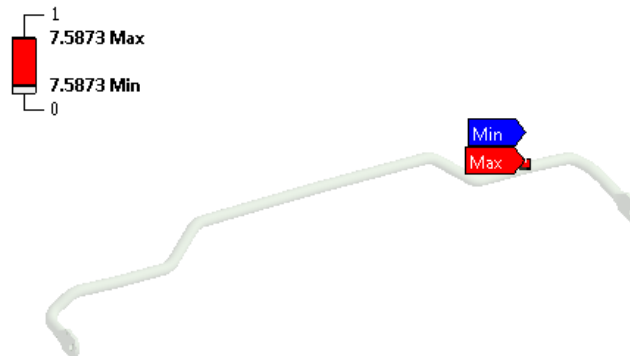


Figura 4.49 SG/T1000/SG, Factor de seguridad estático en punto de interés, marcado en color rojo.

En estado dinámico, el esfuerzo alternante equivalente en el mismo punto de interés mostrado anteriormente muestra un valor de 98.808 MPa como se muestra en la figura 4.50.

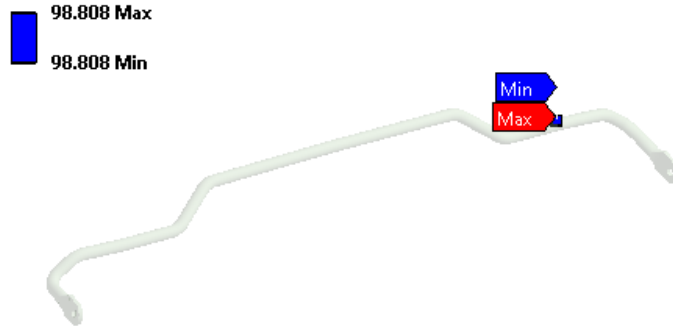


Figura 4.50 SG/T1000/SG, Esfuerzo Alternante Equivalente en punto de interés, marcado en color azul.

Los ciclos a la falla en el punto de interés marcado de color rojo dan un valor de 1.799e6 ciclos como se observa en la figura 4.51.

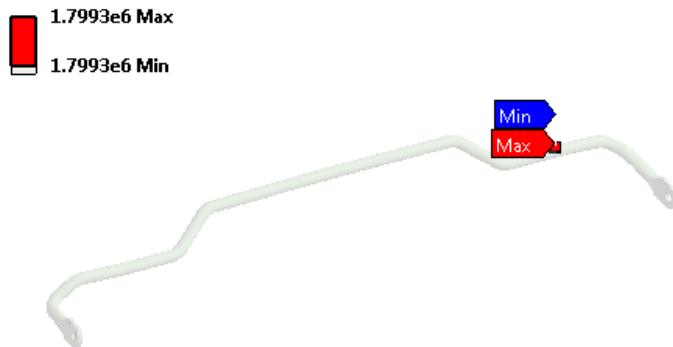


Figura 4.51 SG/T1000/SG, Ciclos a la falla en punto de interés, marcado en color rojo.

El factor de seguridad para 1e6 ciclos en el punto de interés marcado en color rojo es de 1.205 como se muestra en la figura 4.52.

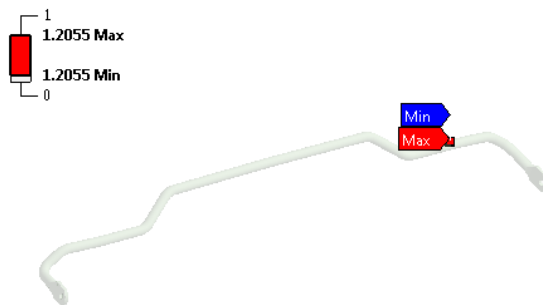


Figura 4.52 SG/T1000/SG, Factor de seguridad para 1e6 ciclos en punto de interés, marcado de color rojo.

4.5 Validación de resultados analíticos y numéricos con los materiales compuestos

Recopilando los datos de los análisis analíticos y numéricos de los cuatro materiales compuestos, se muestra la comparativa en la tabla 4.1, así como, el error entre los resultados obtenidos de los análisis.

Tabla 4.1 Comparación de resultados analítico-numérico de materiales compuestos.

MAGNITUD	SG/HS40/SG			SG2/HS40/SG2			SG/TR30/SG			SG/T1000/SG		
	Analítico	Numerico	% Error	Analítico	Numerico	% Error	Analítico	Numerico	% Error	Analítico	Numerico	% Error
Esfuerzo Normal (MPa)	163.759	157.46	4.0	163.759	154.9	5.7	163.759	157.76	3.8	163.759	157.73	3.8
Esfuerzo Cortante (MPa)	51.603	39.733	29.9	51.603	34.487	49.6	51.603	39.338	31.2	51.603	39.337	31.2
Maximo Esfuerzo Cortante (MPa)	96.784	95.55	1.3	96.784	96.761	0.0	96.784	95.379	1.5	96.784	95.374	1.5
Maximo Esfuerzo Principal (MPa)	178.664	174.68	2.3	178.664	163.08	9.6	178.664	174.69	2.3	178.664	174.66	2.3
Minimo Esfuerzo Principal (MPa)	-14.905	-16.826	12.9	-14.905	-30.443	104.2	-14.905	-16.07	7.8	-14.905	-16.08	7.9
Esfuerzo Equivalente (von mises) (MPa)	186.563	185.69	0.5	186.563	184.77	1.0	186.563	185.32	0.7	186.563	185.31	0.7
Factor de Seguridad Estatico	4.841	4.863	0.5	4.171	4.211	1.0	6.645	6.689	0.7	7.536	7.587	0.7
Esfuerzo Alternante Equivalente (MPa)	99.972	99.474	0.5	99.376	98.362	1.0	99.041	98.341	0.7	99.519	98.808	0.7
Vida Antes de Falla (Ciclos)	2285005	2391000	4.6	1704158	1634500	4.3	1445843	1527000	5.6	1827893	1799300	1.6
Factor de Seguridad Dinamico	1.265	1.27	0.4	1.176	1.187	0.9	1.123	1.13	0.6	1.172	1.205	2.8

Los esfuerzos se encuentran en el margen del 10% de error, por lo tanto, enfocándose en la parte dinámica de los cuatro materiales compuestos, el material compuesto que tiene un mejor factor de seguridad en fatiga es SG/HS40/SG, el cual se encuentra entre 1.26 - 1.27 aprox., además, cuenta con una vida antes de la falla superior a los 2e6 ciclos lo cual se puede decir que es un material más resistente a sufrir alguna fractura durante su función en el vehículo con una carga de análisis de 600 N utilizado como base para los cuatro materiales compuestos y el acero AISI 5160.

Posteriormente, en la tabla 4.2 se muestra la comparativa del material AISI 5160 utilizado en la barra de estabilidad y el material compuesto SG/HS40/SG, el cual, resultó ser el más apropiado para la función de estabilidad en el vehículo.

Tabla 4.2 Comparación de material compuesto SG/HS40/SG y acero AISI 5160.

MAGNITUD	SG/HS40/SG			AISI 5160		
	Analítico	Numerico	% Error	Analítico	Numerico	% Error
Esfuerzo Normal (MPa)	163.759	157.46	4.0	163.759	149.04	9.9
Esfuerzo Cortante (MPa)	51.603	39.733	29.9	51.603	40.518	27.4
Maximo Esfuerzo Cortante (MPa)	96.784	95.55	1.3	96.784	96.724	0.1
Maximo Esfuerzo Principal (MPa)	178.664	174.68	2.3	178.664	176.62	1.2
Minimo Esfuerzo Principal (MPa)	-14.905	-16.826	12.9	-14.905	-16.826	12.9
Esfuerzo Equivalente (von mises) (MPa)	186.563	185.69	0.5	186.563	188.04	0.8
Factor de Seguridad Estatico	4.841	4.863	0.5	6.432	6.381	0.8
Esfuerzo Alternante Equivalente (MPa)	99.972	99.474	0.5	99.941	100.79	0.8
Vida Antes de Falla (Ciclos)	2285005	2391000	4.6	2249595	2504500	11.3
Factor de Seguridad Dinamico	1.265	1.27	0.4	1.26	1.25	0.8

De acuerdo a la tabla 4.2, los resultados de análisis tanto analítico como numérico muestra estar en el mismo intervalo, por ejemplo, en la parte más importante que son los factores de seguridad en fatiga de los dos materiales cuentan con 1.26, cuyos resultados son similares y aceptables, de acuerdo a la industria automotriz, el cual el factor debe ser superior a 1.2, en el caso de vida son superiores a los 2e6 ciclos y al mismo tiempo son similares cuyos valores están en 2.28e6 ciclos para el caso del material compuesto SG/HS40/SG y 2.24e6 ciclos para el caso del acero AISI 5160, con la tabla comparativa se puede decir que de acuerdo a los avances realizados sobre los nuevos materiales, existen materiales compuestos que pueden cumplir la función de una barra de estabilidad bajo cargas más grandes existentes en el vehículo, además, cuenta con nuevas ventajas positivas para su desempeño.

CAPITULO 5

Conclusiones y Recomendaciones

5.1 Conclusiones

Al término del análisis detallado en una barra de estabilidad de articulo de investigación y del Vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016 se puede concluir que los objetivos fueron llevados a cabo, el material compuesto que puede ser usado como material alternativo es el SG/HS40/SG el cual su factor de seguridad y los ciclos a la falla son similares al acero utilizado en la barra de estabilidad del vehículo y superior a los otros tres materiales analizados, de igual manera, los materiales compuestos que no fueron aptos para la pieza pueden desempeñar un papel importante en otras piezas automotrices teniendo en cuenta el análisis desarrollado en ellos, donde se utilice una fuerza menor a los 600 N y con ello crear más piezas con materiales compuestos teniendo como ventaja crear reducción de peso, además se pueden mencionar los siguientes puntos de ventajas y desventajas durante el desarrollo del análisis.

- El uso de la tomografía computarizada para el rediseño de piezas complejas resulta ser de gran ayuda por la amplia gama de funciones para toma de mediciones exteriores e interiores, además, cuenta con una visibilidad en 3D para trabajar de manera más fácil y rápido con la ventaja de que cuenta con una resolución de 3 μm en el caso donde se tomaron las mediciones de la barra de estabilidad y un margen de error en las mediciones del 2%.
- Las barras estabilizadoras con geometría recta son más fáciles de analizar, por ejemplo, sin colocar los soportes virtuales, los resultados numéricos pueden arrojar los resultados esperados con un margen de error menor al 10 %.
- Existen diferentes materiales compuestos que han sido analizados en investigaciones, pero pocos de ellos pueden ser resistentes en piezas donde se aplican grandes fuerzas como los que soportan los aceros normalmente usados en la actualidad, aunque, se siguen desarrollando análisis en los materiales compuestos porque tienen la ventaja de tener menos peso, igual resistencia a la fatiga y en algunos casos cuentan con materiales ecológicos como los presentados en el capítulo 2.

5.2 Recomendaciones para trabajos futuros

A partir del análisis presentado se puede continuar con trabajos futuros los cuales permiten comprender el comportamiento de la barra de estabilidad con el acero utilizado y los materiales compuestos, para ellos se muestran posibles trabajos futuros los cuales pueden ser desarrollados a partir de la investigación creada en la presente tesis.

- Con los resultados obtenidos del acero AISI 5160 en la presente tesis, se puede desarrollar una validación de resultados con un análisis numérico en el mismo punto de interés evaluado en la presente tesis ingresando un historial de fuerzas (Rain Flow) obtenidos de un recorrido del vehículo en carretera y con el apoyo de galgas extensométricas instalados en la barra de estabilidad del Vehículo VW Jetta Hybrid modelo 2016
- Con el material compuesto seleccionado como material alternativo en la barra de estabilidad se puede crear la barra de estabilidad con la misma geometría obtenida a partir de tomógrafo computarizado y evaluar el punto de interés analizado en la presente tesis con la maquina analizadora de fatiga con el número de ciclos obtenidos en el análisis analítico y numérico con el objetivo de validar los resultados y hacer más efectivo la propuesta de material alternativo.
- A partir de los datos y procedimiento analítico de los materiales compuestos, se tiene la posibilidad de crear un análisis de fatiga con una geometría de barra más robusta en una máquina de fatiga para evaluar los ciclos a la falla y realizar una validación de resultados con el análisis numérico.

Los trabajos futuros propuestos se basan en los resultados o procedimientos realizados en la presente tesis con el fin de tener un amplio conocimiento de los materiales compuestos y la barra de estabilidad.

5.3 Referencias

- [1] Norton. R. L., 2006, "Machine Design an Integrated Approach", Ed. Pearson Prentice Hall.
- [2] Piovan M. T., 2014, "Elementos de Maquinas", cap. 3 "Tensiones y Deformaciones".
- [3] Howard G. et al, 1997, "Car Suspensión and Handing", John Wiley, New York.
- [4] Larry E. H., 2015, "Revisión de la unidad de prueba hibrida volkswagen jetta 2016", Informe de revisión automotriz.
- [5] Notario B. M., 2014, "Tipos de suspensiones, ventajas y desventajas", Fichas Tecnicas, Madrid España.
- [6] Fierros Clasicos., 2015, "Barra estabilizadora y su función", Nota tecnica.
- [7] Shahanawaz A. et al., 2016, "Evaluation Of Structural And Vibrational Characteristic Of Composite Drive Shaft For Automobile Using Fem", articulo de investigación científica, Modinagar, India.
- [8] Bayrakceken H. A. K. et al.,, 2005, "Fracture of an Anti-Roll Bar", artiulo de investigacion científica, Turquia.
- [9] Hamrock B. J. et al., 2000, "Elementos de Maquinas", Libro, Ed. McGraw Hill.
- [10] ASM international, 1974, "Metals Handbook", Ficha tecnica.
- [11] Forrest P. G., 1962, "Fatigue of Metals", Pergamon Press Ltd, Oxford.
- [12] Asi O., 2006, "Fatigue failure of a rear axle shaft of an automobile" articulo de investigación científica, elsevier ltd, ScienceDirect.
- [13] Gergely C. et al., 2016, "Design and characterisation of advanced pseudo-ductile unidirectional thin-ply carbon/epoxy–glass/epoxy hybrid composites", articulo de investigación científica, elsevier ltd.
- [14] Martin M. E., 2013, "Materiales Compuestos en Automóviles", Ficha Tecnica, San Martín Buenos Aires.
- [15] Abascal J. D., 2018, "La fatiga de los materiales y su tolerancia al daño", EUA.
- [16] Budynas G. R. et al., 2018, "Diseño de ingenieria mecanica", Nueva York, EUA.

- [17] Marin J., 1962, "Mechanical Behavior of Engineering Materials".
- [18] Horgner O. J., 1953, "Metals Engineering Design ASME Handbook, Nueva York, EUA.
- [19] Mischke C.R., 1987, "Prediction of Stochastic Endurance Strength.
- [20] Society of Automotive Engineers, 1958, "Fatigue Design Handbook", Nueva York, EUA.
- [21] Pierre B., 2005, "Collaborative Virtual Manufacturing from the Ground Up", Alberta, Canada.
- [22] Bopaya B. et al., 2007, "Ingeniería inversa y creación rápida de prototipos".
- [23] Rodriguez M. B., 2011, "Ingeniería inversa aplicada: metodología y aplicaciones industriales", Medellín.
- [24] Pierre B., 2005, "Collaborative virtual manufacturing from de group up".
- [25] Universidad de alberta, "Advanced Man-Machine Interface Laboratory", Alberta, Canada.
- [26] Felix H. K. et al., 2017, "Inspección mediante tomografía computarizada con rayos X de componentes fabricados aditivamente", artículo de investigación científica, Michigan, EUA.
- [27] Zeiss C., 2019, "Tomografía computarizada industrial con el escaner de rayos X METROTOM de ZEISS", contenido desarrollado por empresa Carl Zeiss.
- [28] Volume graphics, [En línea] available: <https://www.volumegraphics.com/>.
- [29] Sastoque G. L. et al., 2019, "El 4.0 toma vuelo en el CFAA".
- [30] Bilstein Group, 2019, "Síntomas de avería en la barra estabilizadora", Ficha técnica, España.
- [31] Bayrakceken H. A. et al., 2005, "Fracture of an automobile anti-roll bar", artículo de investigación científica, Turquía.
- [32] Support A., 2013, "Cómo y cuándo aprovechar la simetría y la antisimetría en la simulación mecánica".

- [33] Cerit G. M. et al., 2010, "Investigación sobre el efecto del casquillo de goma sobre la distribución de tensiones y el comportamiento de fatiga de la barra estabilizadora", artículo de investigación científica.
- [34] Topac M. M. et al., 2011, "Reducción de la concentración de estrés en las esquinas de la barra estabilizadora utilizando la optimización paramétrica", artículo de investigación científica, Turquía.
- [35] Pravin B. K. et al., 2014, "Optimización de barra estabilizadora usando lenguaje de diseño paramétrico APDL", artículo de investigación científica.
- [36] Shahanawaz A. B. et al., 2016, "Evaluation of structural and vibrational characteristic of composite drive shaft for automobile using fem", artículo de investigación científica, Modinagar, India.
- [37] Mascareñas I. A. J., 2013, "Estudio de aleación de aluminio reforzada con materiales compuestos para reducción de peso en la industria automotriz", Nuevo Leon, Mexico.
- [38] Doody M., 2013, "Diseño y desarrollo de una barra estabilizadora automotriz compuesta", Windsor, Ontario, Canada.
- [39] Galbarro H. R., 2013, "Resistencia mecánica a fatiga", Sevilla.