

**MODELADO DINAMICO Y DISEÑO PARA FATIGA ESTOCASTICO DE UNA
BICICLETA PLEGABLE USANDO FEM Y SIMULACION CAE EN NX NASTRAN
CON EL METODO MONTECARLO**

ANDREA CAROLINA MENDOZA ZABALETA

JHON ERIC GOMEZ HERRERA

UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE BOLIVAR

FACULTAD DE INGENIERÍA

PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CARTAGENA DE INDIAS D.T. YC

2016

**MODELADO DINAMICO Y DISEÑO PARA FATIGA ESTOCASTICO DE UNA
BICICLETA PLEGABLE USANDO FEM Y SIMULACION CAE EN NX NASTRAN
CON EL METODO MONTECARLO**

**ANDREA CAROLINA MENDOZA ZABALETA
JHON ERIC GOMEZ HERRERA**

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director:

M.Sc., I.M. Edgardo William Arrieta Ortiz

**UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE BOLIVAR
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
CARTAGENA DE INDIAS D.T. YC**

2016

Nota de aceptación

Firma del Jurado

Firma del Jurado

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos primeramente a Dios por darnos la sabiduría y la fortaleza necesaria para iniciar y concluir con determinación esta etapa importante de nuestras vidas; debemos agradecer también a nuestros padres y demás familiares que nos brindaron su apoyo incondicional y nos demostraron que las metas son posibles de alcanzar cuando se lucha. A nuestros profesores guías en este crecer profesional, quienes compartiendo sus conocimientos y experiencias sirvieron de apoyo en el construir de los conocimientos ahora adquiridos, en especial a nuestro tutor de grado, ing. Edgardo Arrieta Ortiz, por confiar en nosotros, por su acompañamiento y entrega para lograr terminar exitosamente este trabajo de grado

Andrea Carolina Mendoza Zabaleta

Jhon Eric Gómez Herrera

INDICE

LISTA DE FIGURAS	1
LISTA DE TABLAS.....	2
1 INTRODUCCIÓN.....	3
2 PREÁMBULO	5
3 OBJETIVOS.....	9
3.1 OBJETIVO GENERAL.....	9
3.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS	9
4 PROPUESTA INNOVADORA	10
5 MARCO TEORICO	12
5.1 DISEÑO ESTOCASTICO	12
5.1.1 Resistencia del material como variable aleatoria.....	12
5.1.2 Distribución Gaussiana.....	13
5.1.3 Relación entre la probabilidad de falla y el factor de seguridad	14
5.2 DISEÑO PARA FATIGA ESTOCASTICO.....	15
5.2.1 Límite de resistencia a la fatiga.....	16
5.2.2 Factores de Marin.....	16
5.2.3 Caracterización de los esfuerzos fluctuantes	18
5.2.4 Criterio de fallas por fatiga ante esfuerzos variables.....	19
5.2.5 Número de ciclos	20
5.2.6 Criterios estocásticos en análisis de fatiga	21
5.3 CONSTANTE DE ELASTICIDAD Y COEFICIENTE DE MORTIGUAMIENTO	21
5.4 METODO MONTECARLO.....	22
6 METODOLOGIA	24
6.1 DISEÑO PARA FATIGA ESTOCASTICO CON CARGA ESTÁTICA.....	24
6.2 MODELADO COMPUTACIONAL CAE.....	28
6.2.1 Modelado del marco de la bicicleta plegable	28
6.2.2 Parámetros del modelo dinámico.....	29
6.2.3 Condiciones de borde.....	30
6.2.4 Amortiguadores y resortes.....	32
6.2.5 Cálculo del tiempo total de las caídas en la simulación dinámica.....	35
6.2.6 Pesos aleatorios para modelo Montecarlo	35
6.2.7 Caída libre sin amortiguador (Hueco)	37
6.2.8 Caída libre con amortiguador (Salto)	39
6.3 MODELADO FEM	41
6.3.1 Mallado del marco de la bicicleta plegable.....	41
6.3.2 Condiciones de borde.....	44
6.4 CONDICIONES DE CARGA APLICADAS AL MODELO FEM	46
6.4.1 Simulación FEM sin amortiguador (Hueco de 300mm):	46
6.4.2 Simulación FEM con amortiguador (Salto de 500mm):	49
6.5 DISEÑO PARA FATIGA ESTOCASTICO CONSIDERANDO CARGAS DINÁMICAS	51
6.5.1 Propagación de desviaciones estándar en el uso algebraico de variables estocásticas.....	53
6.5.2 Propiedades estocásticas del material.....	53

6.5.3	Uso de los factores de Marin estocásticos.....	54
6.5.4	Límite de resistencia a la fatiga (S_e'):.....	54
6.5.5	Factor de modificación de la condición superficial (k_a):.....	54
6.5.6	Factor de modificación de la temperatura (k_t):.....	55
6.5.7	Esfuerzos de Von-Misses medio y alternante.....	55
6.5.8	Selección del criterio de falla por fatiga ante esfuerzos variables.....	55
6.5.9	Cálculo de la distribución de probabilidad.....	56
6.6	VIDA FINITA PARA FATIGA	57
6.6.1	Cálculo del número de ciclos	57
7	RESULTADOS	59
7.1	PLANO: Vista lateral.....	61
8	CONCLUSIONES	62
9	BIBLIOGRAFIA.....	64
10	ANEXOS.....	66
10.1	DISEÑO ESTÁTICO	66
10.1.1	Cálculo del espesor en el diseño estático.....	66
10.2	DISEÑO PARA FATIGA ESTOCASTICO.....	68
10.2.1	Cálculo del límite de resistencia a la fatiga.....	68
10.2.2	Calculo de la probabilidad de falla:	70
10.3	VIDA FINITA PARA FATIGA	74
10.3.1	Calculo del número de ciclos para la situación de saltos.....	74
10.4	CODIGO PARA GENERAR VALORES ALEATORIOS PARA LA MASA.....	75
10.5	CODIGO PARA CALCULAR EL VALOR MEDIO Y LA DESVIACIÓN DEL ESFUERZO DE VON-MISSES	75
10.6	CÓDIGO QUE PERMITE CALCULAR LA PROBABILIDAD DE FALLA DEL MARCO DE LA BICICLETA PLEGABLE CON AMORTIGUADOR	76
10.7	CÓDIGO QUE PERMITE CALCULAR LA PROBABILIDAD DE FALLA DEL MARCO DE LA BICICLETA PLEGABLE SIN AMORTIGUADOR	77
10.8	CODIGO PARA CALCULAR EL NUMERO DE CICLOS PARA SIMULACIÓN DE SALTO	79
10.9	CODIGO PARA CALCULAR EL ESPESOR DEL TUBO CENTRAL DEL MARCO DE LA BICICLETA PLEGABLE.....	80
10.10	PLANO: Vista superior.....	83
10.11	PLANO: Vista frontal.....	84
10.12	PLANO: Vista isométrica.....	85

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Bicicleta plegable Modelado en CAD	5
Figura 2. Bisagra del prototipo modelo en CAD	6
Figura 3. Bicicleta plegable construida	6
Figura 4. Fractura bisagra	7
Figura 5. Bisagra y pasador	7
Figura 6. Gráfica Distribución normal.	14
Figura 7. Gráfica Relación factor de seguridad vs Probabilidad de falla, para una variable gaussiana.	14
Figura 8. Diagrama de fatiga	20
Figura 9. Fuerzas aplicadas	24
Figura 10. Diagrama de cuerpo libre	25
Figura 11. Diagrama de Fuerzas	26
Figura 12. Diagrama de momento.....	26
Figura 13. Modelado de las bisagras en NX Nastran 10.0	28
Figura 14. Conformación del marco a través de las uniones de revoluta	29
Figura 15. Modelo dinámico caída libre	29
Figura 16. Peso parte trasera del marco.....	30
Figura 17. Peso parte delantera del marco	30
Figura 18. Junta para restringir los grados de libertad “En el plano”	31
Figura 19. Caída libre sin amortiguador (Hueco)	32
Figura 20. Constante de resorte	34
Figura 21. Coeficiente de amortiguamiento	35
Figura 22. Gráfica de la Fuerza de reacción (N) Vs. Tiempo (s)	38
Figura 23. Coordenadas de la máxima fuerza de reacción	38
Figura 24. Fuerza de reacción (N) Vs. Tiempo (s)	39
Figura 25. Coordenadas de la máxima fuerza de reacción	40
Figura 26. Malla rectangular CQAD4.....	41
Figura 27. Malla triangular CTRIA6	42
Figura 28. Selección del tamaño del elemento de malla	42
Figura 29. Ajustes del marco de solido a laminas.....	43
Figura 30. Grosor predeterminado de la malla (Espesor).....	43
Figura 31. Depuración del mallado en la intersección central del marco	44
Figura 32. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas aplicadas en la simulación FEM	45
Figura 33. Simulación FEM: Carga aplicada (Force1) y fuerza máxima de reacción (Force2)	45
Figura 34. Simulación FEM: restricción tipo fija en los apoyos de las barras traseras (Fixed1)	46
Figura 35. Simulación FEM sin amortiguador	48
Figura 36. Esfuerzo de Von-Misses Máximo sin amortiguador	48
Figura 37. Simulación FEM con amortiguador	50
Figura 38. Esfuerzo de Von-Misses máximo con amortiguador	51
Figura 39. Diagrama de flujos cálculo probabilidad de falla	52
Figura 40. Diagrama S-N ([8]. Shigley).....	57
Figura 41. Diámetro externo e interno del tubo central	60
Figura 42. Diámetro externo e interno de las barras traseras	60

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Masas y deformaciones experimentales	33
Tabla 2. Pesos y cargas aleatorias	37
Tabla 3. Cargas y esfuerzos de Von-Misses caída 300 mm	47
Tabla 4. Fuerzas y esfuerzos resultantes. Hueco	47
Tabla 5. Cargas y esfuerzos de Von-Misses caída 500 mm	49
Tabla 6. Fuerzas y esfuerzos resultantes. Salto	50
Tabla 7. Ecuaciones de operaciones algebraicas estocásticas.	53

1 INTRODUCCIÓN

Los medios de transporte comúnmente usados tales como los motorizados, generan contaminación al ambiente y las vías se congestionan. Lo anterior ha llevado a considerar medios de transporte alternos, uno de ellos es la bicicleta, la cual permite cierta versatilidad pero a su vez genera incomodidades por su tamaño y su forma al momento de llegar al lugar de destino. Una solución viable sería la construcción de una bicicleta que pueda plegarse, la cual sea 100% confiable. Para todas las ideas propuestas hoy en día en el mundo de la ingeniería, existe una forma viable y menos riesgosa de llevarla a cabo. Teniendo en cuenta aspectos económicos y ergonómicos, nace la necesidad de evaluar la construcción de dicha bicicleta plegable, como continuación del proyecto de curso de la materia de Introducción al Diseño Mecánico con la realización de un análisis CAE como complemento y verificación al proceso de diseño para fatiga estocástico y determinar de un modo más preciso las cargas dinámicas de la estructura.

El siguiente informe presenta la elaboración de un modelado dinámico computacional al que se aplicaron cargas variadas en el tiempo para situaciones críticas que experimentan las bicicletas en la vida real, como lo son la ejecución de saltos y choques con huecos, obteniendo a partir de éste las fuerzas de reacción máximas para evaluar los puntos críticos mediante FEM, en el marco de la bicicleta, donde se localizan los mayores esfuerzos. Estos valores de esfuerzo fueron así el insumo del proceso de diseño para fatiga estocástica, considerando vida infinita y vida finita.

Lograr el peso mínimo del marco garantizando la confiabilidad es un problema extremadamente delicado que generalmente se resuelve sobrediseñando con cargas aproximadas y factores de seguridad, en este trabajo, estas soluciones fueron

reemplazadas por el modelado dinámico y de elementos finitos, como una herramienta de experimentación virtual.

Este tipo de diseño actualmente cuenta con pocos trabajos documentados, un ejemplo de un trabajo que se desarrolló recientemente, fue una aplicación creada para el diseño estocástico de ejes sometidos a fatiga. ([1]. Buelvas Hernandez, Tordecilla Carazo, & Arroyo Olier, 2015)

Como parte del diseño para fatiga estocástico implementamos la técnica de Montecarlo para brindar una evaluación cuantitativa de la naturaleza estocástica de los esfuerzos y de las cargas reales aplicadas a la estructura. Usamos el método de Montecarlo para obtener los valores de desviación y promedio de los esfuerzos sobre el marco de la bicicleta, mediante FEM, habiendo generado una colección aleatoria de 100 valores de cargas dinámicas como se describirá más adelante en este documento.

2 PREÁMBULO

El siguiente proyecto tiene su raíz, como se mencionó anteriormente, en un proyecto de aula de la asignatura Introducción al Diseño Mecánico de la Universidad Tecnológica de Bolívar en el segundo semestre del año 2014. Nuestro diseño surgió luego de una lluvia de ideas en la cual se optó por una bicicleta plegable, la cual debía ser, ergonómica, segura, liviana, fácil de transportar y económica. Para garantizar el peso inicialmente seleccionamos aluminio, pero al cotizar los perfiles en este material y las técnicas y los materiales de soldadura, dejó de ser una opción puesto que no cumplía con la condición de ser una construcción económica. El material que cumplió con la condición de ser liviano y con técnicas de soldadura más económicas que el aluminio, fue el acero inoxidable razón por la cual lo seleccionamos.

El diseño del CAD fue hecho usando Solid Edge ST7. Para los cálculos estructurales y las cargas nos apoyamos en la misma herramienta. Se usó análisis para fatiga estocástico, la herramienta computacional usada para esto fue Scilab 5.5.0.

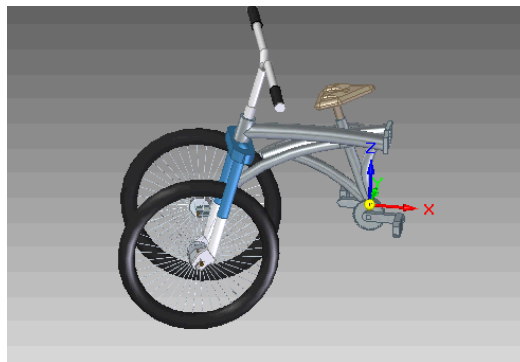


Figura 1. Bicicleta plegable Modelado en CAD

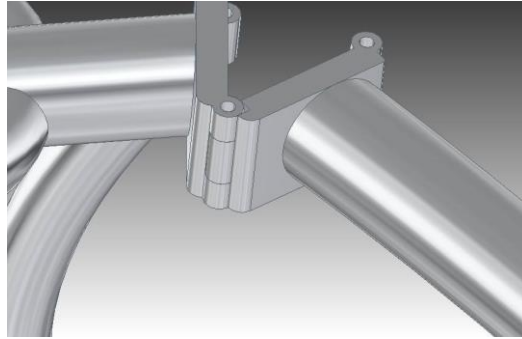


Figura 2. Bisagra del prototipo modelo en CAD

Iniciamos como estrategia de diseño un proceso iterativo buscando una confiabilidad de $(1-1 \times 10^{-5})$. Una vez obtenido este porcentaje realizamos la construcción de acuerdo con las dimensiones y el material seleccionado en el proceso.



Figura 3. Bicicleta plegable construida

El pasador y la bisagra se consideraron como la parte con mayor probabilidad de sufrir fracturas o fatigas por ser piezas soldadas al marco y por la ubicación. Luego de construido el prototipo en el primer intento con un peso de 100 kg se desprendió la bisagra debido a que la soldadura no fue aplicada correctamente. Se corrigió la falla aplicando la soldadura nuevamente de la forma correcta.



Figura 4. Fractura bisagra



Figura 5. Bisagra y pasador

El comportamiento mostrado por la bicicleta luego de las correcciones fue el esperado, no hubo fracturas y asimiló las cargas máximas en subidas, andenes, huecos... entre otras.

Sin embargo se deseaba estimar los puntos críticos de la estructura, para realizar mejoras y establecer su tiempo de vida para fatiga. Además se propuso determinar las cargas dinámicas más allá de aproximaciones cuasiestáticas y factores de seguridad con el fin de lograr una mejor aproximación a las condiciones de carga reales de la bicicleta en uso y obtener así un diseño para fatiga más confiable con el menor peso posible.

Por lo cual decidimos iniciar este proyecto con el fin de generar un modelo dinámico computacional que permitiera evaluar los esfuerzos sobre la estructura para condiciones críticas y alimentara el diseño estocástico con datos de esfuerzo más precisos.

3 OBJETIVOS.

3.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar una bicicleta plegable liviana que represente una opción competitiva y ecológica de transporte usando diseño para fatiga estocástico y evaluando cargas dinámicas.

3.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Evaluar las cargas sobre la estructura usando simulación elasto-dinámica mediante el paquete de análisis CAE de NX Nastran 10.0¹ de Siemens
- Evaluar el diseño para fatiga del marco de la bicicleta usando consideraciones estocásticas para el material y las cargas aplicadas. Los cálculos fueron implementados en Scilab 5.5.0²
- Utilizar el método de Montecarlo para determinar la desviación estándar de las cargas dinámicas debidas a impacto y de los esfuerzos sobre la estructura.

¹ Siemens NX 10.0, es un paquete de análisis CAE especializado en modelado dinámico y estructural mediante elementos finitos (FEM) que incluye modelos para transferencia de calor, acústica, fluidos, aeroelasticidad y muchas otros entornos propios de la ingeniería.

² Scilab 5.5.0 es un paquete de software libre y de código abierto distribuido con la licencia CeCILL – GPL compatible. Desarrollado por Scilab Enterprises. Disponible desde: <http://www.scilab.org>

4 PROPUESTA INNOVADORA

El pensamiento ecológico actual y la prioridad de proteger al planeta y los ecosistemas en él, ha promovido la idea de productos y servicios no contaminantes. Uno de los sectores más señalados es el de transporte, las emisiones en toneladas dependen del desarrollo de cada país, según datos del banco mundial BIRF-AIF, se registró que solamente en Colombia desde el año 2011 a 2015, se produjeron 1.6 TON métricas de solo CO₂, producto principal de la quema de combustibles fósiles. ([12]. Mundial, 2016)

Viendo la oportunidad de hacer un aporte en esta área iniciamos nuestra investigación. Se observaron además, algunas problemáticas de la ciudad de Cartagena, donde la movilidad es deficiente debido al crecimiento poblacional acelerado y al gran volumen de automóviles y motocicletas.

La inquietud por aportar una solución a estos dos problemas desde el campo de la ingeniería mecánica condujo a la idea de desarrollar un medio de transporte no contaminante, cuyo uso, contribuya también a los problemas de movilidad. Es así como en este documento se muestra en detalle el diseño de una bicicleta plegable en el cual las consideraciones más importantes fueron garantizar la seguridad de la persona y la comodidad en el uso de esta y lograr que fuera liviana y fácil de usar.

Actualmente existen bicicletas de este tipo, pero la misión de este trabajo es hacer uso de una metodología de diseño innovadora en nuestro medio, que es el diseño para fatiga estocástico. En esta metodología se busca satisfacer, no un factor de seguridad sino medir y acotar la probabilidad de falla del sistema.

Para soportar y mejorar la eficiencia del diseño obtenido mediante este método, se construyó un modelo dinámico para simulación CAE de la bicicleta.

Este modelo fue usado para simular impactos por caída libre de la bicicleta ante huecos y luego obtener los esfuerzos sobre el marco de la misma usando FEM. El modelo fue implementado en NX 10.0 de Siemens, disponible en la Universidad Tecnológica de Bolívar. Los datos obtenidos en diversos casos de carga fueron compilados usando la técnica de Montecarlo.

Se ilustra así un caso que sirve como ejemplo para mostrar la posibilidad de diseñar productos (Como nuestra bicicleta plegable) versátiles, evaluando pesos, costos y eficiencia con una metodología innovadora en nuestro contexto para obtener productos seguros, livianos y medioambientalmente adecuados.

5 MARCO TEORICO

5.1 DISEÑO ESTOCASTICO

Este tipo de diseño está basado no en la obtención de un solo número, o la validación de este, como suele ser en el método determinístico donde generalmente se trabaja en pro de garantizar u obtener un factor de seguridad previamente concebido, sino que va en camino a conseguir un rango de valores en el cual se cumpla la seguridad del elemento. La implicación más importante es la de establecer cuál es el rango de valores que son admisibles, y aun cuando pueda considerarse que este método presenta algún grado de incertidumbre, el correcto establecimiento de la probabilidad de falla a alcanzar garantizará el buen resultado. ([10]. Mendoza & Gómez, 2015)

Las variables deben ser tratadas teniendo en cuenta su valor medio y desviación estándar, y cada operación consideró estas componentes para el resultado final.

5.1.1 Resistencia del material como variable aleatoria

La resistencia última de los materiales se puede expresar mediante variables aleatorias donde se describe la media y la desviación estándar de un conjunto de datos del material seleccionado. Para esto se utilizan comúnmente las siguientes distribuciones; Distribución Gaussiana, Distribución Log-Normal y Distribución Weibull. Se enfatiza la distribución normal debido a la simplicidad de sus ecuaciones y de sus cálculos para tal finalidad

5.1.2 Distribución Gaussiana

La función de densidad de probabilidad de Gauss está dada mediante la siguiente ecuación:

$$f(x) = \frac{1}{\widehat{\sigma}_x \sqrt{\pi}} \exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{x - \mu_x}{\widehat{\sigma}_x} \right)^2 \right] \quad (1)$$

Donde una variable x normalmente distribuida se denota como, ([3]. Shigley)

$$x = N(\mu_x, \widehat{\sigma}_x) \quad (2)$$

Donde μ_x es el valor medio de la variable y $\widehat{\sigma}_x$ es su desviación estándar.

La desviación de la media se expresa en unidades de desviación estándar mediante la siguiente transformada, ([3]. Shigley)

$$z = \frac{x - \mu_x}{\widehat{\sigma}_x} \quad (3)$$

Donde z se denomina como variable normalizada. La densidad acumulada para Z se encuentra tabulada comúnmente y se denomina: función $\Phi(z)$.

La gráfica de distribución normal es simétrica respecto a la media como se muestra a continuación, ([3]. Shigley)

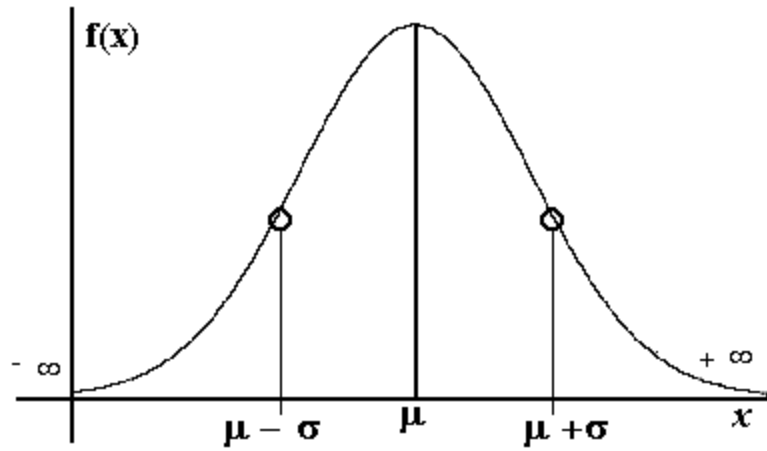


Figura 6. Gráfica Distribución normal.

5.1.3 Relación entre la probabilidad de falla y el factor de seguridad

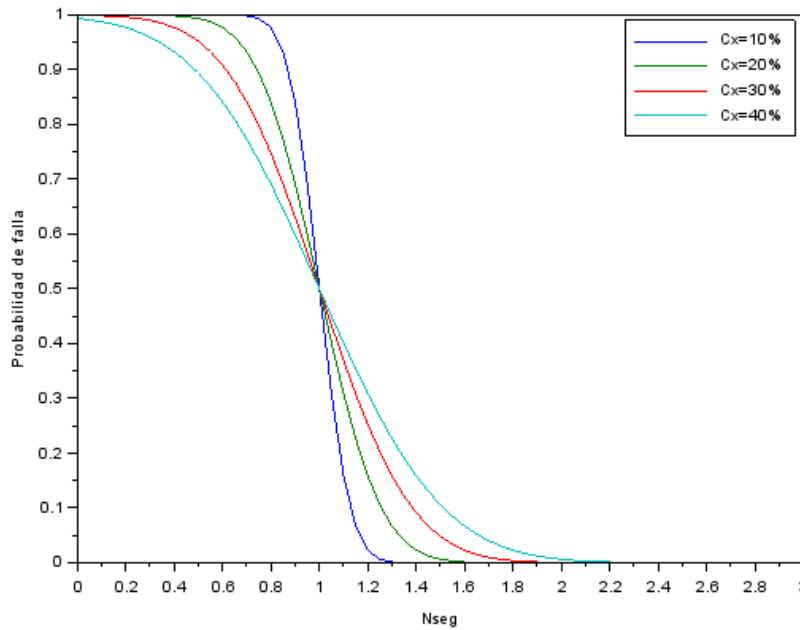


Figura 7. Gráfica Relación factor de seguridad vs Probabilidad de falla, para una variable gaussiana.

La relación entre estos dos indicadores es inversamente proporcional, debido a que la probabilidad de falla indica porcentualmente la cercanía a la falla de un diseño, mientras que el factor de seguridad es un indicador de la incertidumbre existente en la predicción de falla del diseño. Para una variable con distribución gaussiana se obtiene con una probabilidad de falla del 50%, un factor de seguridad de 1, de la misma manera podemos observar que al reducir la probabilidad de falla hacia el 0, el factor de seguridad correspondiente crece hacia infinito.

La ventaja de conocer la probabilidad de falla es que permite saber de una manera más precisa cuanta confianza se puede tener en un diseño.

5.2 DISEÑO PARA FATIGA ESTOCASTICO

Muchos de los elementos de máquinas en acero están sometidos a esfuerzos que se aplican una sola vez, es decir, esfuerzos estáticos, hasta que su deformación y posterior destrucción se da totalmente. Pero existe una variedad de situaciones en las cuales se encuentran presente elementos estructurales y elementos de máquinas expuestos a cargas aplicadas variables en el tiempo, Lo que ha ocasionado que en muchos de estos casos estos elementos diseñados para condiciones estáticas fallen debido a condiciones dinámicas. El diseño para fatiga y el diseño estático se complementan para garantizar la integridad del producto durante su tiempo de vida deseado siempre que exista un elemento de maquina sometido a estas dos situaciones y que sea un metal ferroso.

En el diseño para fatiga se calculan parámetros a partir de las condiciones variables en el tiempo a las cuales son sometidos dichos elementos y a las propiedades del material, teniendo en cuenta que en todas las partes de la estructura no se sufren las

mismas condiciones, estos parámetros se definen a través de los cálculos mediante su valor medio y desviación estándar.

5.2.1 Límite de resistencia a la fatiga

Es una medida del máximo esfuerzo fluctuante que puede resistir la pieza actualmente diseñada para resistir un número infinito de ciclos y se define como la multiplicación entre el límite de resistencia a la fatiga para viga rotatoria y los factores de Marin que obedecen a fenómenos de temperatura, de carga, tamaño, concentradores de esfuerzos y acabado superficial presentes en la estructura. ([9]. Shigley)

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_f Se' \quad (4)$$

El límite de resistencia a la fatiga para la viga rotatoria (Se') se calcula a partir de la resistencia última media del material (S_{ut}) con la siguiente ecuación: ([9]. Shigley)

$$Se' = \begin{cases} 0.506 S_{ut} \text{LN}(1,0.138) \text{Kpsi o Mpa} & S_{ut} \leq 212 \text{Kpsi} \\ 107 \text{LN}(1,0.139) \text{Kpsi} & S_{ut} > 212 \text{Kpsi} \end{cases} \quad (5)$$

5.2.2 Factores de Marin

Estos factores ayudan a cuantificar los efectos producidos por las condiciones de acabado superficial, tratamiento térmico, tamaño, carga, temperatura, variabilidad, confiabilidad, entre otros, experimentados en condiciones reales, modificando el límite de resistencia a la fatiga. En el análisis estocástico no se emplea el factor de confiabilidad (K_e) porque se estaría sobredimensionando la confiabilidad el diseño, ya que este factor calcula la confiabilidad en diseños que son analizados de manera

determinística, y el factor de tamaño (K_b) presenta un comportamiento que aplica solo para análisis determinístico. ([7]. Shigley)

- **Factor de modificación de la condición superficial (K_a):** Este factor depende del tipo de acabado superficial aplicado, estos pueden ser: esmerilado, maquinado o laminado en frío, laminado en caliente o forjado. Este factor puede calcularse a partir de la siguiente ecuación:

$$K_a = aS_{ut}^b \text{LN}(1, C) \quad (6)$$

Los valores de a , b y C están dados a partir del acabado superficial seleccionado. ([7]. Shigley)

- **Factor de modificación de carga (K_c):** Este factor depende del tipo de carga aplicada, esta puede ser axial, torsional o de flexión. Para casos donde se aplica la teoría de Von-Mises con cargas combinadas el valor de este factor será igual a la unidad. Esto equivale a usar el factor $K_c = \frac{1}{\sqrt{3}} = 0.577$ para la carga de torsión. ([9]. Shigley)
- **Factor de modificación de la temperatura (K_d):** Este factor considera las condiciones climáticas y su efecto en el material de elemento de máquina, considerándose como el cociente entre la resistencia a la fatiga en temperatura de operación (S_T) y resistencia a la fatiga en condiciones de laboratorio (S_{RT}) ([9]. Shigley) y se calcula a partir de la siguiente ecuación. ([7]. Shigley)

$$K_d = k_d \text{LN}(1,0) \quad (7)$$

Dónde: $k_d = S_T/S_{TR}$

- **Factor de concentración de esfuerzos por fatiga (K_f):** Este factor se toma en cuenta a partir de las concentraciones de esfuerzos generados por cambios abruptos en la forma de la pieza o radios de curvatura reducidos. Se calcula a partir de la siguiente ecuación: ([9]. Shigley)

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (8)$$

Dónde:

q depende de la sensibilidad a la muesca del elemento de máquina. K_t es un factor de concentración de esfuerzos que mide el esfuerzo máximo resultante debido a las irregularidades presentes en la pieza en condiciones de esfuerzo estático. El efecto que hace que K_f tenga un valor reducido respecto a K_t .

5.2.3 Caracterización de los esfuerzos fluctuantes

Debido al comportamiento de algunas máquinas es posible referenciar el comportamiento de un esfuerzo fluctuante con una onda sinusoidal, pero la existencia de comportamientos irregulares deja esto a un lado, dándoles mayor importancia a los picos que denotan un esfuerzo máximo y contrario a este un esfuerzo mínimo. A partir de esto es posible calcular un esfuerzo medio y uno alternante utilizando las siguientes ecuaciones: ([9]. Shigley)

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2} \quad (9)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2} \right| \quad (10)$$

5.2.4 Criterio de fallas por fatiga ante esfuerzos variables

En el diseño para fatiga estocástico luego de calcular el esfuerzo medio y alternante, es pertinente verificar a cuanta probabilidad de falla se expone el elemento o pieza mecánica analizada.

Existen criterios de falla que permiten conocer esta probabilidad considerando la falla por fluencia cuando el esfuerzo medio sobrepasa la resistencia última del material y la falla por fatiga cuando el esfuerzo alternante sobrepasa el límite de resistencia a la fatiga.

Para diseños conservadores aplican el criterio de Goodman Modificado, utilizando la siguiente ecuación: ([9]. Shigley)

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad (11)$$

Usualmente como criterios de falla para todo tipo de diseño sometido a esfuerzos fluctuantes aplican el criterio de Gerber y el criterio de la recta de la ASME-elíptica, aplicando las siguientes ecuaciones respectivamente:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (12)$$

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (13)$$

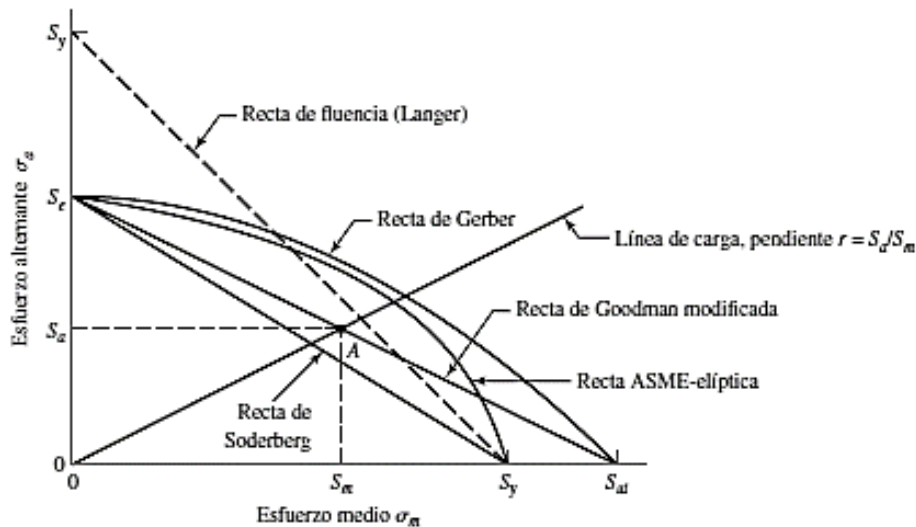


Figura 8. Diagrama de fatiga tomado de la pág. 297 del libro Diseño mecánico de Shigley.

La anterior figura representa cada uno de los criterios mencionados, a partir de ésta podemos afirmar que se obtienen diseños menos pesados usando los criterios de Gerber y de la ASME-elíptica. ([9]. Shigley)

5.2.5 Número de ciclos

A partir del principio de la falla por fatiga, el cual obedece a cargas variables en el tiempo, se desea cuantificar cada vez que una carga es aplicada y removida, considerando entonces que un ciclo corresponde a la aplicación, remoción, aplicación y nuevamente remoción de dicha carga

Existen varios métodos para realizar un cálculo aproximado de la vida en número de ciclos de un elemento de máquina, hasta su falla, estos son: método de esfuerzo-vida, método de deformación-vida y el método de mecánica de la fractura lineal. ([8]. Shigley)

5.2.6 Criterios estocásticos en análisis de fatiga

En el análisis estocástico, al límite de resistencia a la fatiga y a cada factor de Marin deben hallársele un valor medio y una desviación estándar, ya que estos se combinan con leyes y operaciones algebraicas para variables aleatorias hasta obtener el valor medio y la desviación estándar, del criterio de falla seleccionado, necesario para hallar la probabilidad de falla.

5.3 CONSTANTE DE ELASTICIDAD Y COEFICIENTE DE MORTIGUAMIENTO

Las cargas fluctuantes que ocasionan fatiga a nuestra bicicleta provienen en gran medida de los golpes y vibraciones al andar sobre suelos rugosos. Para poderlas estimar es imprescindible tomar en cuenta que las llantas se comportan como resortes con amortiguador.

La constante k , es la constante de elasticidad de la Ley de Hooke, esta ley se cumplirá siempre que la fuerza aplicada produzca una deformación en la cual el resorte afectado pueda recuperar su forma original, es decir, no sobrepase el límite elástico. Se calcula a través de la siguiente ecuación:

$$k = \frac{F}{\Delta x} \quad (14)$$

La frecuencia natural es aplicada en sistemas mecánicos de tipo masa-resorte (amortiguador) para lograr un diseño en que las frecuencias naturales siempre están alejadas de las frecuencias de excitación. Se calcula a través de la siguiente ecuación: ([13]. Navarrens, 2011)

$$W_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (15)$$

El coeficiente de amortiguamiento crítico es un parámetro propio del cálculo de sistemas de resortes, teniendo en cuenta la masa y la frecuencia de vibración natural

$$C_u = 2mW_n \quad (16)$$

EL coeficiente de amortiguamiento relativo o relación de amortiguamiento ε resulta de la división entre el cociente de amortiguamiento del sistema C y el valor de su amortiguamiento crítico C_u . Experimentalmente el valor de este se encuentra entre 0.8 y 0.2. Y a partir de esa relación es posible calcular el coeficiente de amortiguamiento del sistema C con la siguiente ecuación:

$$C = \varepsilon * C_u \quad (17)$$

Para calcular la constante de elasticidad, k , y posteriormente el coeficiente de amortiguamiento del sistema, C , calculamos el promedio de tres mediciones experimentales realizadas de la deformación de las llantas a partir de la aplicación de una carga correspondiente al peso de persona. Los valores obtenidos de estos parámetros fueron necesarios para condicionar la caída del marco de la bicicleta en la simulación dinámica y así obtener un resultado real de las cargas fluctuantes.

5.4 METODO MONTECARLO

El Planteamiento de un problema puede resultar en ocasiones dependiendo a la complejidad y al fenómeno en cuestión, en una amplia variedad de soluciones y posibilidades, cuando esto ocurre, la meta es generar certeza de los resultados o al menos determinar un patrón de comportamiento que permita predecir cómo se darán los próximos, es por esta razón que surge este método. ([4]. Madrid, 2010)

El método de Montecarlo minimiza la necesidad de simular de forma física y real, ya que es posible mediante su aplicación obtener resultados igual de concluyentes mediante la utilización de valores aleatorios que nos permiten registrar resultados medios, considerándose entonces valores que encierran el comportamiento general del fenómeno.

En nuestro caso, se utilizó un modelo de simulación dinámica CAE de la bicicleta para generar una serie de casos de carga simulados aleatoriamente.

En cada caso la simulación produjo cargas que fueron aplicadas al modelo de elementos finitos de la estructura para obtener los esfuerzos resultantes de esta.

6 METODOLOGIA

El proceso de diseño para seleccionar la tubería de construcción del marco plegable de nuestra bicicleta, como se comentó en el preámbulo, inició a partir de las condiciones estáticas que explicaremos a continuación

6.1 DISEÑO PARA FATIGA ESTOCÁSTICO CON CARGA ESTÁTICA

Este diseño analiza el comportamiento del marco de la bicicleta a partir de una carga estática (P) aplicada en la silla, correspondiente al peso de una persona. Las masas evaluadas para verificar la construcción del marco de la bicicleta plegable fueron 100 y 75 kg, lo que corresponde a cargas de 980 N y 735 N.

Para desarrollar este diseño se usó una carga total equivalente a $K = 5$ veces la masa aplicada. Este valor se puede encontrar como el valor pico de la fuerza de impacto en ensayos biométricos al medir el salto de atletas sobre plataformas de medición, podemos ver un ejemplo de esto en la siguiente página web: The Science of Athlete Development ([14]. Strenght, 2013).

Experimentalmente con La masa de 100 kg ocurrió la fractura de la bisagra. Luego de la corrección, explicada en el preámbulo de este documento, realizamos el análisis con la masa de 75 kg. El siguiente diagrama de cuerpo libre de la barra central del marco explica la obtención de las fuerzas y los momentos utilizados en cálculos posteriores.

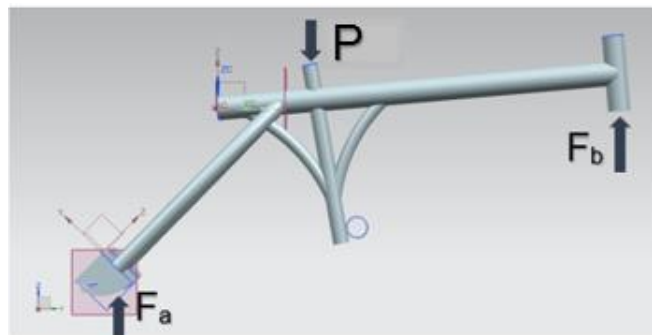


Figura 9. Fuerzas aplicadas

A partir de estos datos de entrada realizamos un diagrama de cuerpo libre para obtener expresiones de los momentos máximos y mínimos necesarias para realizar un proceso iterativo de los diámetros internos y externos de la tubería que cumplieran con una probabilidad de falla.

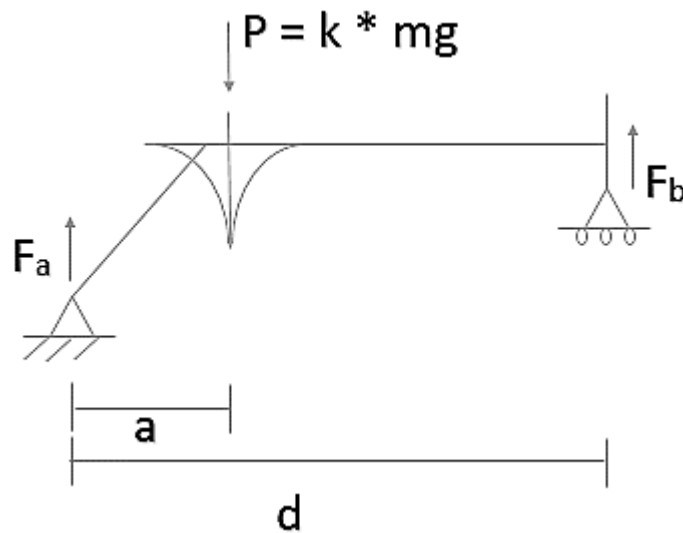


Figura 10. Diagrama de cuerpo libre

La notación, “a” igual a 144.1 mm, es la distancia entre la silla y el final del tubo central de la bicicleta y la notación “d” igual a 670 mm, es la distancia desde la moña hasta el final del tubo central de la bicicleta.

A partir de la figura 10, realizamos sumatoria de momentos en el punto A para obtener la fuerza en B (F_b)

$$\sum M_A = F_B * d - mgk * a = 0$$

$$F_B = \frac{mgk * a}{d} \quad (18)$$

Realizamos sumatoria de fuerzas en el eje y para obtener la fuerza en A (F_a):

$$\sum Fy = F_A - mgk + F_B = 0$$

$$F_A = mgk - \frac{mgk * a}{d} = mgk \left(1 - \frac{a}{d}\right) \quad (19)$$

El diagrama de fuerzas cortantes obtenido fue el siguiente:

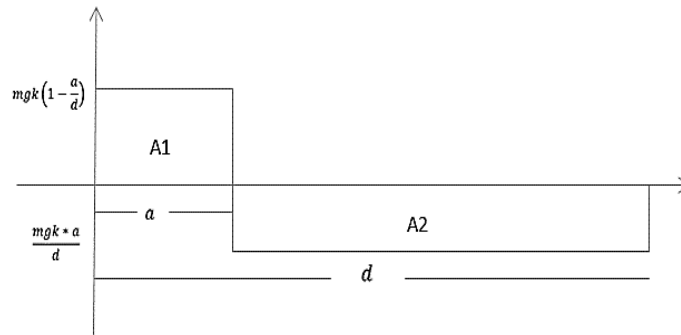


Figura 11. Diagrama de Fuerzas

Las áreas obtenidas en el diagrama de fuerzas cortantes son:

$$A1 = mgk * a \left(1 - \frac{a}{d}\right) \quad (20)$$

$$A2 = -mgk * \frac{a}{d} (d - a) \quad (21)$$

El diagrama de momento obtenido fue el siguiente:

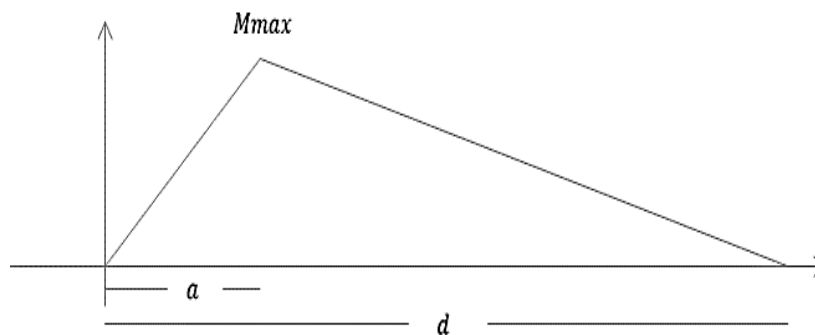


Figura 12. Diagrama de momento

La expresión para el momento máximo corresponde a la ecuación 22 y el momento mínimo lo calculamos con la misma expresión pero sin la constante de sobrecarga k. Ecuación 23

$$M_{max} = mgk * a \left(1 - \frac{a}{d}\right) \quad (22)$$

$$M_{min} = mg * a \left(1 - \frac{a}{d}\right) \quad (23)$$

A partir de las expresiones encontradas para el momento máximo y mínimo calculamos los esfuerzos máximos y mínimos utilizando las ecuaciones correspondientes a flexión:

$$\sigma_{flex} = \frac{Mc}{I}; \quad c = \frac{Re}{2} \quad (24)$$

$$I = \left(\frac{(2Re^4) - (2Ri^4)}{64}\right) * \pi \quad (25)$$

Donde:

Re: Radio externo del tubo central de la bicicleta.

Ri: Radio interno del tubo central de la bicicleta

Con la ayuda de la herramienta computacional Scilab obtuvimos los esfuerzos de Von-Misses medio y alternante para luego aplicar la metodología del análisis estocástico.

Se diseñó para una probabilidad de falla igual a 1.81×10^{-5} , considerando diámetros comerciales de 1.5 pulgadas. Se obtuvo que el radio externo, Re, fue igual a= 0.83 pulgadas y el radio interno, Ri, fue igual a= 0.80 pulgadas, para un diseño aceptable.

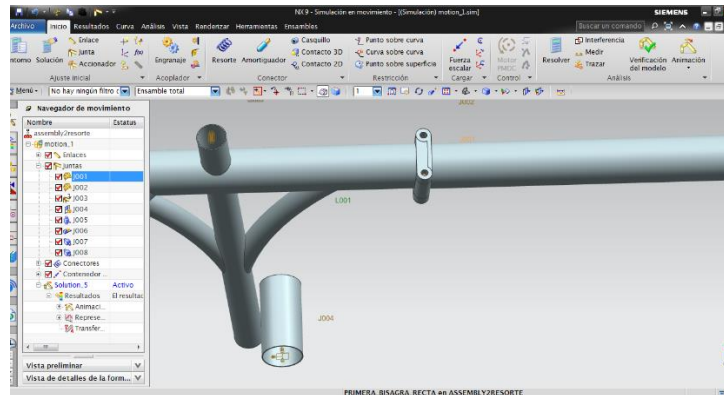


Figura 14. Conformación del marco a través de las uniones de revoluta

6.2.2 Parámetros del modelo dinámico

Luego de modelar el marco de la bicicleta, establecimos las alturas, el tiempo, la velocidad y otros parámetros relacionados con las restricciones de la caída libre, detallados en las condiciones de borde. Para lograr una simulación dinámica basada en situaciones reales. Considerando además de la carga generada por la masa de la persona, la masa de la bicicleta.

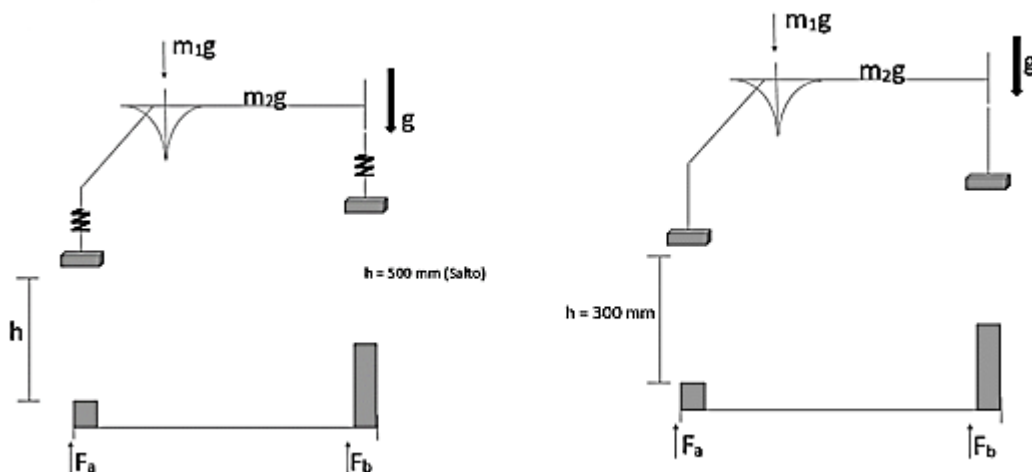


Figura 15. Modelo dinámico. Caída libre

6.2.3 Condiciones de borde

Además de las cargas generadas por la masa de la persona, la masa del marco de la bicicleta también influyó en sus deformaciones finales, la masa de éste en su totalidad dio 1.5 kg lo que corresponde a una carga adicional de 14.7 N, como se puede observar en las siguientes imágenes:

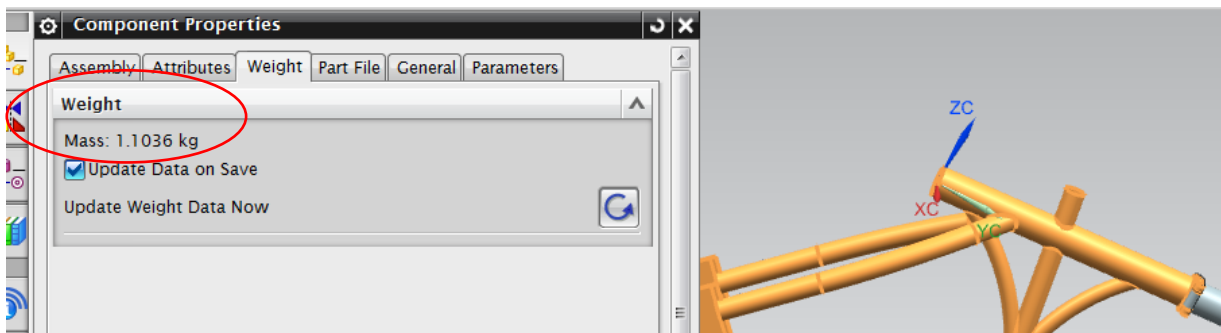


Figura 16. Peso parte trasera del marco

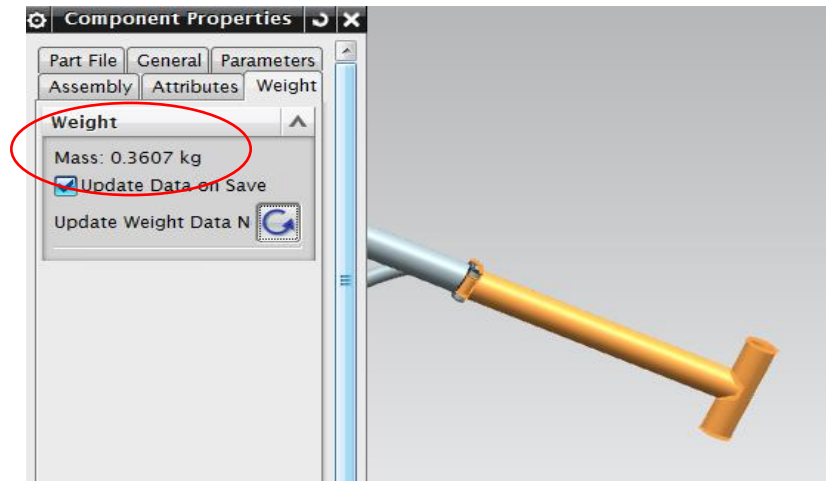


Figura 17. Peso parte delantera del marco

El muro o suelo se modeló teniendo en cuenta el largo del marco y la diferencia de altura entre los bloques de impacto del marco, para analizar los esfuerzos detalladamente seleccionamos las siguientes situaciones: una caída de 500 mm que representó un salto (con amortiguador) y a una caída de 300 mm que representó un

hueco o bache (sin amortiguador). Los bloques se modelaron con dimensiones acordes con el suelo para mayor precisión.

La caída libre del sistema no tenía establecido los grados de libertad en el espacio por lo que no se dio la caída de manera totalmente vertical. Para lograr la caída libre en esta dirección usamos un tipo de junta llamada: “En el plano”.

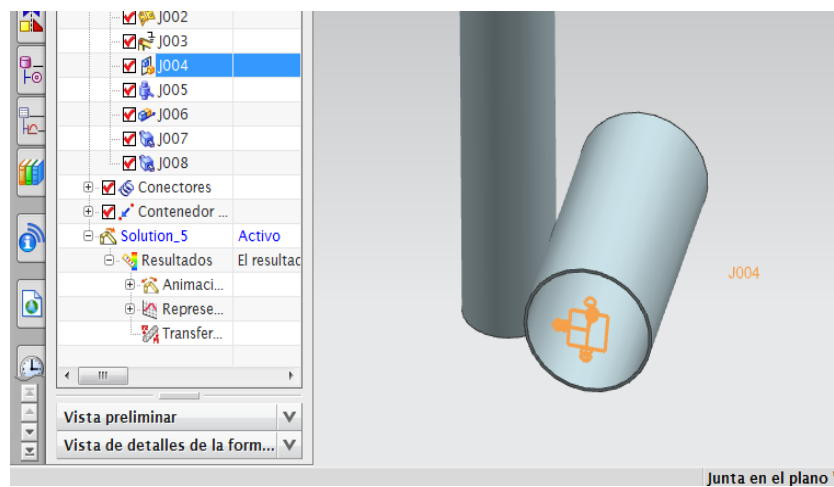


Figura 18. Junta para restringir los grados de libertad “En el plano”

Para garantizar el choque utilizamos la opción de contacto 3D entre la bicicleta y el piso. Aplicando la opción de unión de desplazamiento vertical “juntas cilíndricas”.

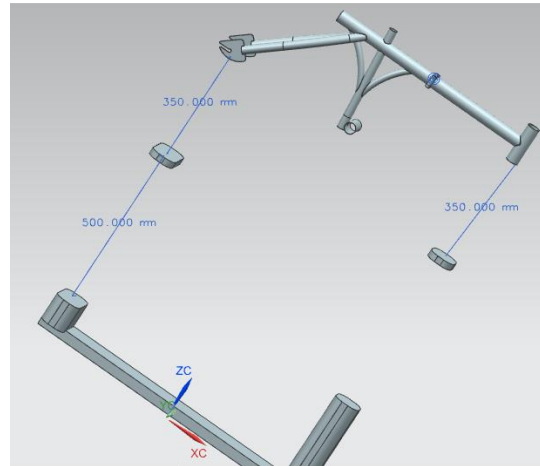


Figura 19. Caída libre sin amortiguador (Hueco)

Teniendo en cuenta que en la caída por gravedad afectan en la deformación tanto la masa de la persona, como la masa de la bicicleta misma, calculamos:

Masa total = Masa persona + Masa bicicleta

Masa total = 70 kg + 1.5 kg = 71.5 kg

$h = 0.5 \text{ m}$

6.2.4 Amortiguadores y resortes

Implementamos los resortes y amortiguadores en la posición de las llantas, como juntas, para que estos simularan la deformación presentada al momento del impacto. Calculamos el coeficiente de amortiguamiento y la constante de resorte a partir de la deformación elástica de las ruedas ocasionada por las diferentes cargas aplicadas. Como se explicó anteriormente (Ver sección 5.3)

A partir de las condiciones establecidas en el sistema dinámico de la figura 15 y de la medición real del tiempo de caída de la bicicleta, calculamos el tiempo total de la

simulación, la constante elástica y el coeficiente de amortiguamiento para obtener las fuerzas de reacción F_a y F_b , usando NX de siemens.

Para calcular la constante elástica y el coeficiente de amortiguamiento realizamos las siguientes mediciones reales.

Pesos	Δx
70 kg *9.81 kg/ms ² = 686.7 N	9mm
65 kg *9.81 kg/ms ² = 637.65 N	8mm
75 kg *9.81 kg/ms ² = 735.75 N	10mm
Promedio: 70kg*9.81 kg/ms² = 686.7 N	Promedio: 9mm

Tabla 1. Masas y deformaciones experimentales

Calculamos la constante elástica k , de la Ecuación 14.

$$k = \frac{686.7N}{9mm} = 76.3 \frac{N}{mm} \quad (26)$$

$$k = 76.3 \frac{N}{mm} * \frac{1000mm}{1m} = 76300 \frac{N}{m}$$

Calculamos la frecuencia de vibración natural: De la ecuación 15.

$$W_n = \sqrt{\frac{76300 \frac{N}{m}}{70 kg}} = 33015 Hz \quad (27)$$

Calculamos el coeficiente de amortiguamiento crítico: De la ecuación 16.

$$C_u = 2 * 70 * 33.015 = 4622.1 \frac{Kg}{s} \quad (28)$$

Para $\varepsilon = 0.4$; Coeficiente de amortiguamiento: De la ecuación 17.

$$C = 0.4 * 4622.1 \frac{kg}{s} = 1848,84 \frac{kg}{s} \quad (29)$$

Los valores de las constantes calculadas, a partir de mediciones reales, utilizados en la simulación dinámica corresponden a 76.3 N y 1848,84 kg/s para la constante de resorte y el coeficiente de amortiguamiento respectivamente.

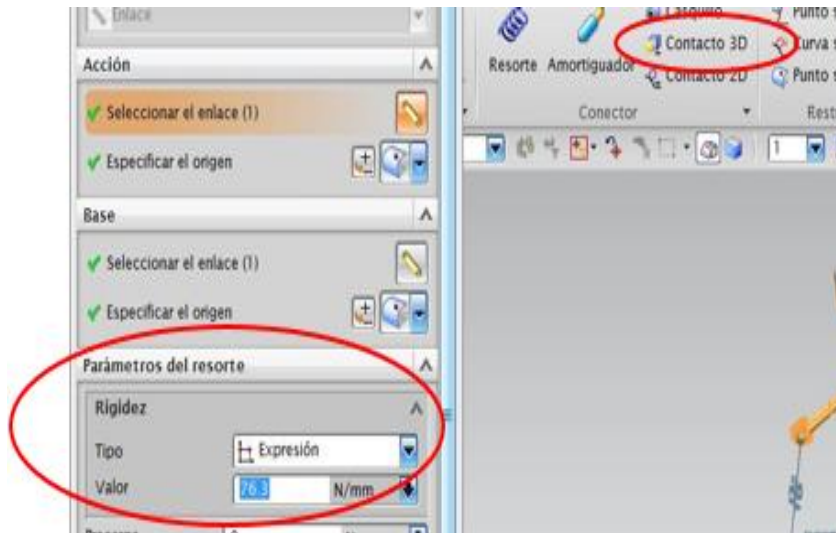


Figura 20. Constante de resorte



Figura 21. Coeficiente de amortiguamiento

6.2.5 Cálculo del tiempo total de las caídas en la simulación dinámica

Cuando las llantas entran en contacto con el suelo, la deformación de estas es máxima y la velocidad es igual a 0. Calculamos el tiempo t_2 que corresponde al tiempo de deformación. ([2]. García, 2010)

$$t_2 = \sqrt{\frac{m}{k}} * \left(\pi - \arctan \left(\sqrt{\frac{2hk}{mg}} \right) \right) = \sqrt{\frac{76.5}{76300}} * \left(\pi - \arctan \left(\sqrt{\frac{2 * 0.5 * 76300}{75.6 * 9.8}} \right) \right)$$

$$t_2 = 0.05s$$

El tiempo medido en la caída experimental fue de 0.43 s, lo que da como resultado un tiempo de 0.48 s total promedio para la caída del marco sobre el suelo en la simulación dinámica a diferentes alturas.

6.2.6 Pesos aleatorios para modelo Montecarlo

Aplicamos el método de Montecarlo para analizar el modelo dinámico, en varias situaciones, con valores aleatorios de la masa de la persona que permitieran observar

el comportamiento del marco de una forma más amplia y más real, además de la posibilidad de generar valores medios y desviaciones estándar para los esfuerzos generados.

Generamos 100 valores para la masa entre 30.26 y 118 kilogramos utilizando la función “**rand**” en Scilab. El código digitado podrá ser observado en los anexos de este documento. La carga promedio seleccionada para observar el comportamiento fue de 602.41 N.

Peso (Kg)	Carga Aplicada (N)				
60.24	602.41	60.24	602.41	49.28	492.76
40.82	408.23	80.90	808.97	30.95	309.53
109.88	1098.77	30.95	309.53	30.95	309.53
48.60	486.01	91.09	910.90	60.24	602.41
106.73	1067.26	60.24	602.41	68.50	684.98
90.70	907.02	42.62	426.21	58.66	586.61
30.95	309.53	60.24	602.41	81.86	818.57
32.56	325.64	33.76	337.56	60.24	602.41
51.31	513.11	40.82	408.23	117.86	1178.58
93.14	931.38	30.95	309.53	52.67	526.71
40.82	408.23	52.61	526.09	69.52	695.20
33.76	337.56	60.50	605.02	36.83	368.34
58.45	584.50	60.24	602.41	53.03	530.34
77.75	777.47	60.24	602.41	60.24	602.41
81.44	814.37	60.24	602.41	98.86	988.60
34.30	343.02	60.25	602.54	33.76	337.56
30.95	309.53	78.03	780.32	60.94	609.44
82.19	821.90	60.24	602.41	47.73	477.32
55.13	551.26	44.31	443.10	49.11	491.06
40.82	408.23	60.24	602.41	58.26	582.64
40.82	408.23	30.95	309.53	100.39	1003.95
60.24	602.41	47.69	476.88	34.87	348.68
60.24	602.41	60.24	602.41	112.71	1127.12
40.82	408.23	60.94	609.39	71.43	714.32
30.95	309.53	48.30	483.03	60.24	602.41
40.82	408.23	60.24	602.41	30.26	302.62
		54.86	548.63	110.94	1109.41
		56.50	565.01	105.49	1054.91
		81.46	814.63	69.09	690.94

99.91	999.11	113.33	1133.31	115.04	1150.41
60.24	602.41	38.94	389.44	111.06	1110.64
40.36	403.56	60.24	602.41	102.85	1028.49
78.20	781.99	114.89	1148.86	32.27	322.68
68.81	688.06	32.95	329.47		
85.31	853.08	112.92	1129.19		

Tabla 2. Pesos y cargas aleatorias

Esta lista de cargas variables en el tiempo fue aplicada al marco de la bicicleta, en la posición de la silla con diferentes alturas. Se obtuvo una fuerza máxima de reacción respectiva de cada carga aplicada.

6.2.7 Caída libre sin amortiguador (Hueco)

En la simulación de caída libre sin amortiguador aplicamos al marco de la bicicleta 100 valores de pesos aleatorios que se mostraron anteriormente, lo que nos permitió observar las fuerzas de reacción y sus respectivos esfuerzos resultantes. Al tener el registros proporcionado con el método Montecarlo, Tomamos como referencia una carga promedio de: 602.41 N a una altura de 300 mm, el resultado que obtuvimos fue una fuerza máxima promedio de reacción de 3829 N, como se observa en las siguientes gráficas.

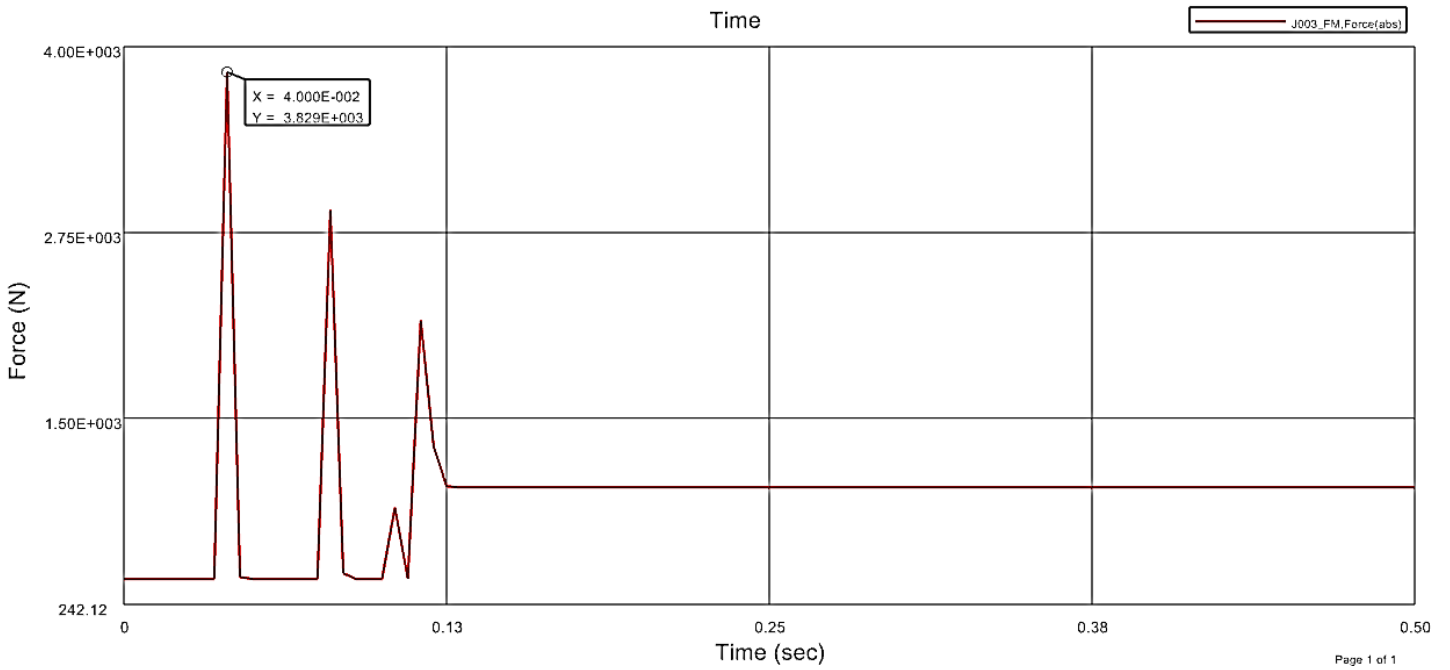


Figura 22. Gráfica de la Fuerza de reacción (N) Vs. Tiempo (s)

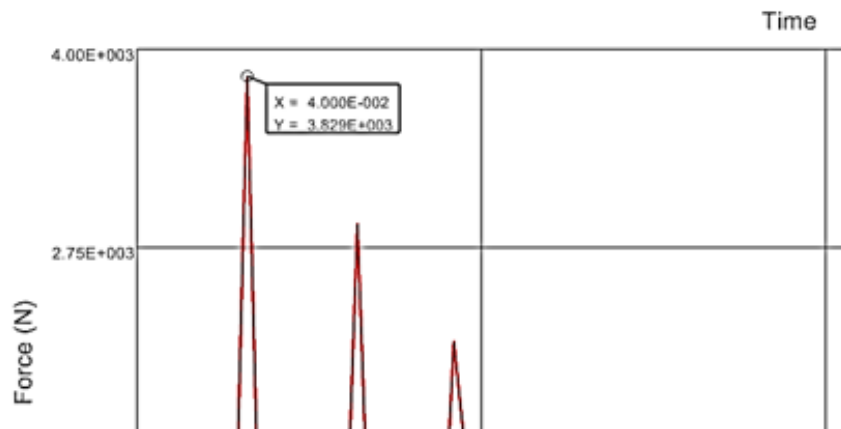


Figura 23. Coordenadas de la máxima fuerza de reacción

6.2.8 Caída libre con amortiguador (Salto)

En la simulación de caída libre con amortiguador, luego de realizar la simulación con los 100 valores de pesos aleatorios, aplicamos la misma carga promedio de 602.41 N a una altura de 500 mm y como resultado obtuvimos una fuerza máxima promedio de reacción de 383.8 N, como se observa en las siguientes gráficas.

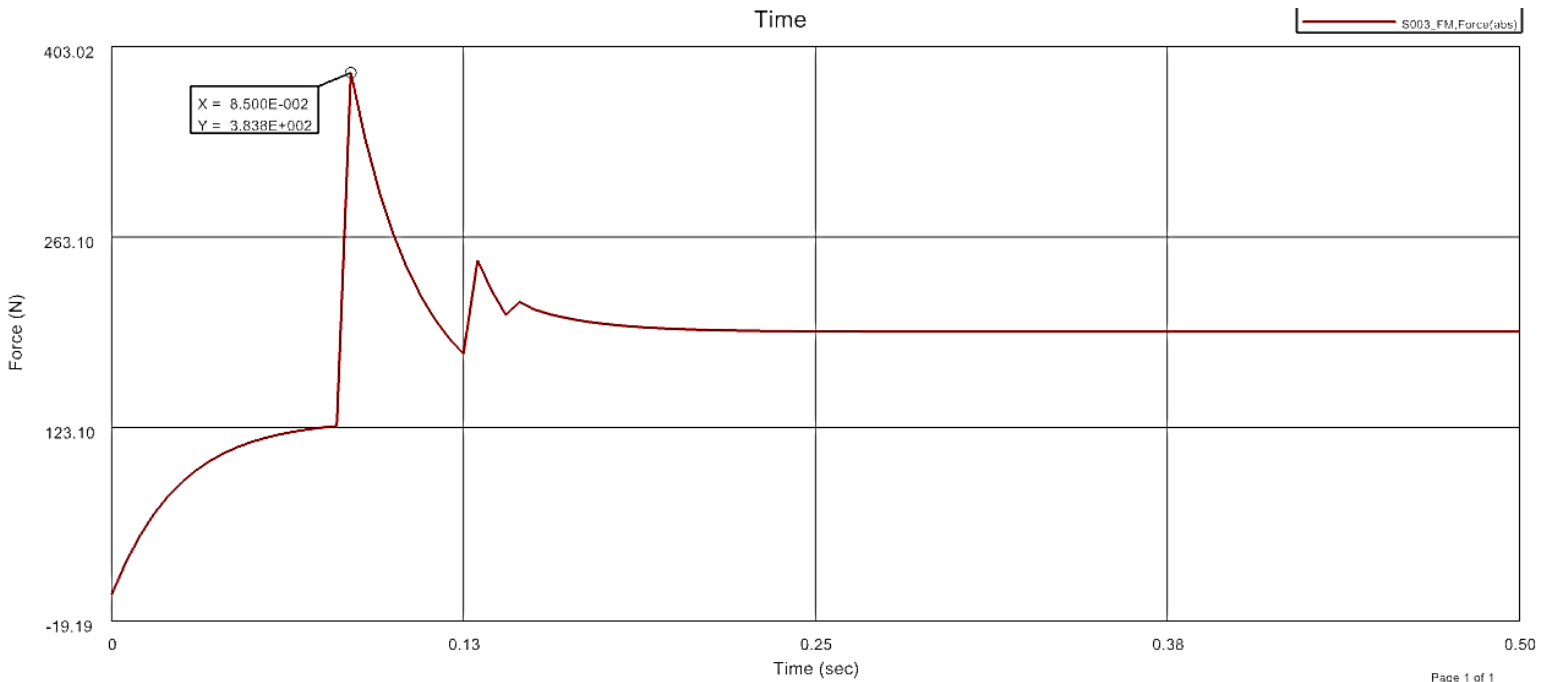


Figura 24. Fuerza de reacción (N) Vs. Tiempo (s)

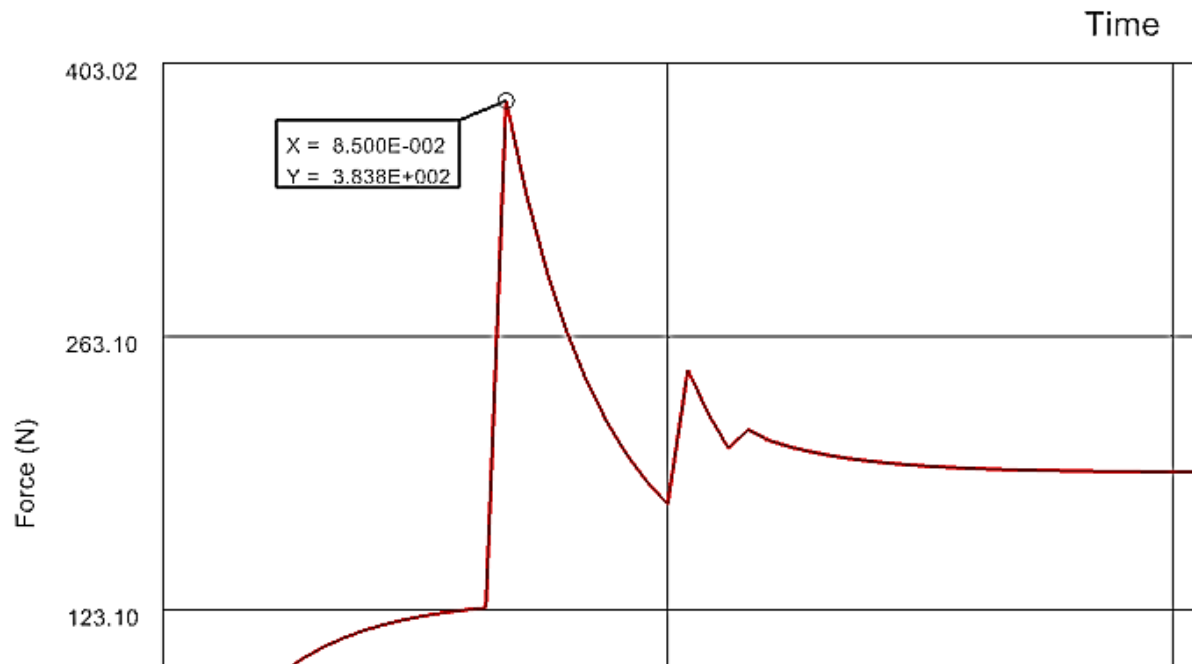


Figura 25. Coordenadas de la máxima fuerza de reacción

Con las fuerzas de reacción obtenidas a partir de la masa medio de 602.41 N, valor que fue determinado y escogido para análisis y comparación entre ambos modelos, pudimos seguir el proceso de estudio con el modelo de elementos finitos en la simulación FEM

6.3 MODELADO FEM

Para realizar la solución con elementos finitos del marco realizamos un proceso de mallado del marco como se explica a continuación.

6.3.1 Mallado del marco de la bicicleta plegable

6.3.1.1 Selección del tipo de elemento

Seleccionamos elementos rectangulares CQAD4 en 3D y observamos el comportamiento y ajuste de esta con la estructura modelada, pero no permitió la simulación debido a que el mallado presentó irregularidades para cubrir algunas partes curvas.

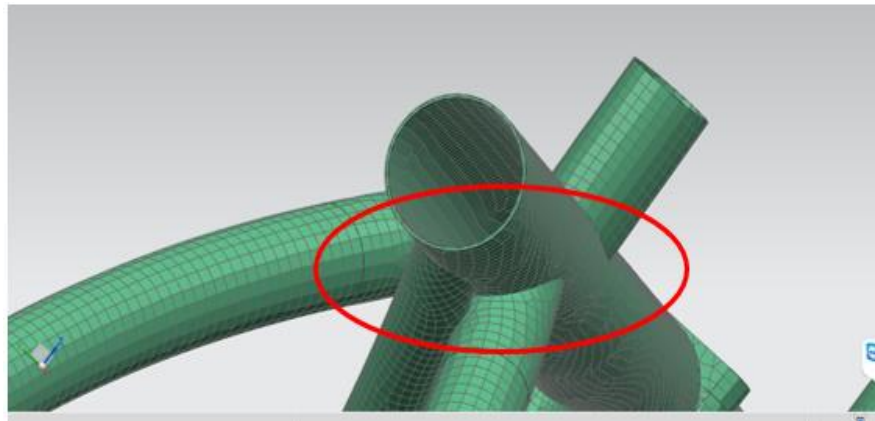


Figura 26. Malla rectangular CQAD4

Por lo cual decidimos utilizar elementos triangulares CTRIA6 modelando los tubos como sólidos con espesor, que sí se ajustó a la estructura adecuadamente, pero no corrió la solución, porque se generó un error con el espesor de los elementos 3D.

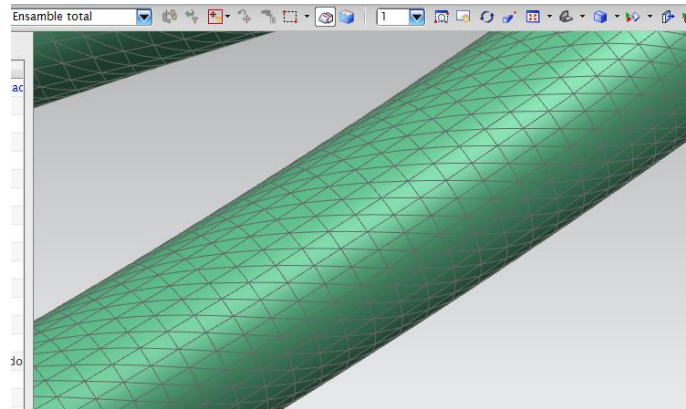


Figura 27. Malla triangular CTRIA6

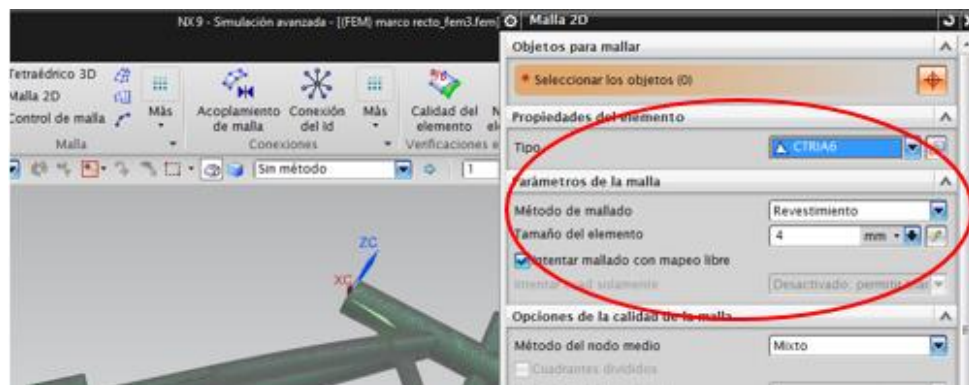


Figura 28. Selección del tamaño del elemento de malla

6.3.1.2 Selección de elementos de placa

Fue imposible obtener la malla para el modelo de la bicicleta como sólido con espesor de modo consistente lo que impidió que corriera el modelo FEM. Como solución modificamos el modelo haciendo que las piezas se convirtieran en láminas. De este modo cambiamos la malla a una de placas sobre la superficie de los tubos.

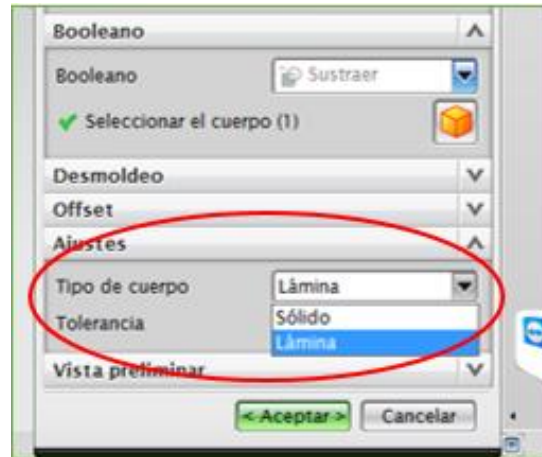


Figura 29. Ajustes del marco de solido a laminas

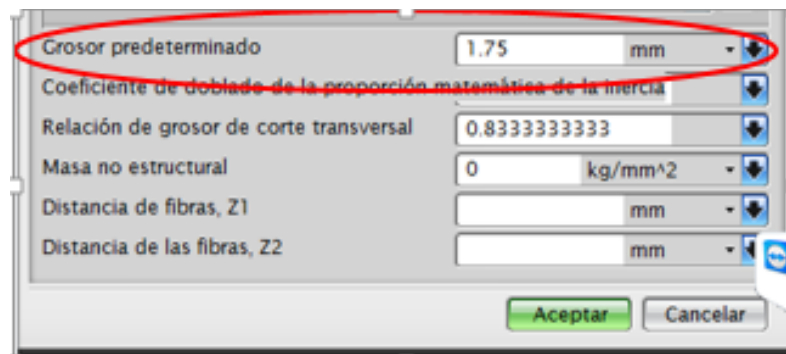


Figura 30. Grosor predeterminado de la malla (Espesor)

6.3.1.3 Depuración del mallado

Fue necesario aplicar modificaciones manuales al mallar debido a puntos que no quedaron bien unidos o a malformaciones en algunas secciones que disminuyen la calidad del estudio. La siguiente imagen muestra la unión de los puntos libres y las correcciones geométricas realizadas al marco manualmente.

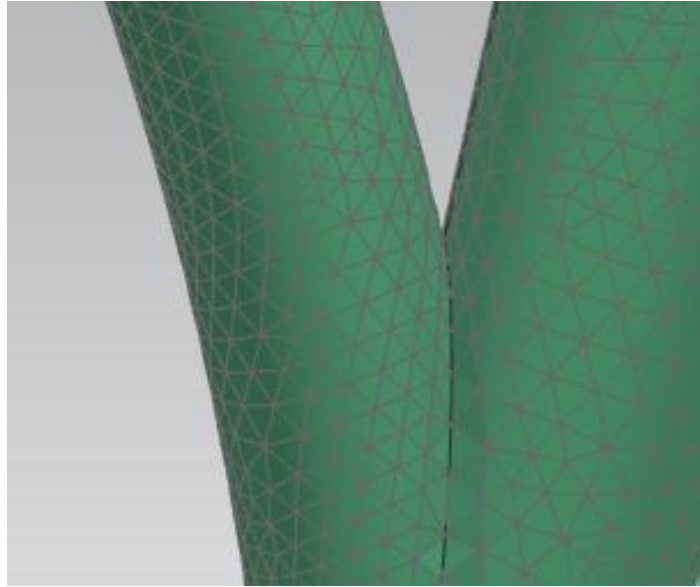


Figura 31. Depuración del mallado en la intersección central del marco

Para garantizar que el tamaño del elemento de malla seleccionado correspondiera al necesario para obtener los resultados esperados, lo modificamos partiendo de 6 mm y lo fuimos disminuyendo hasta 3 mm aproximadamente, de acuerdo al porcentaje de confiabilidad del mallado arrojado por NX en la simulación.

A partir de las consideraciones iniciales de cargas estáticas establecidas en el análisis estático, colocamos las siguientes cargas y los siguientes apoyos en la simulación FEM para obtener los esfuerzos sobre el marco.

6.3.2 Condiciones de borde

Aplicamos la carga que corresponde al peso de la persona y su respectiva fuerza máxima de reacción obtenida de la simulación dinámica, en sentido opuesto, fijamos los apoyos de las barras traseras para evitar una deformación irrealista.

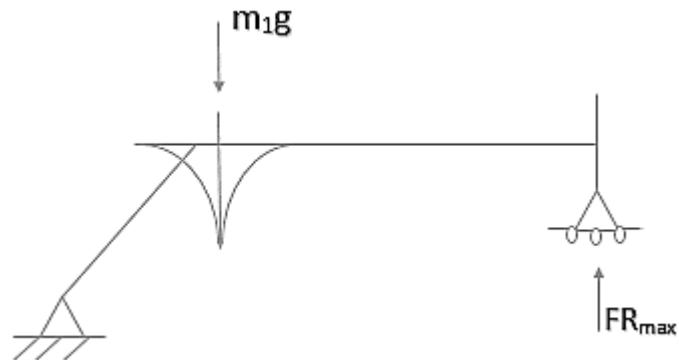


Figura 32. Diagrama de cuerpo libre de fuerzas aplicadas en la simulación FEM

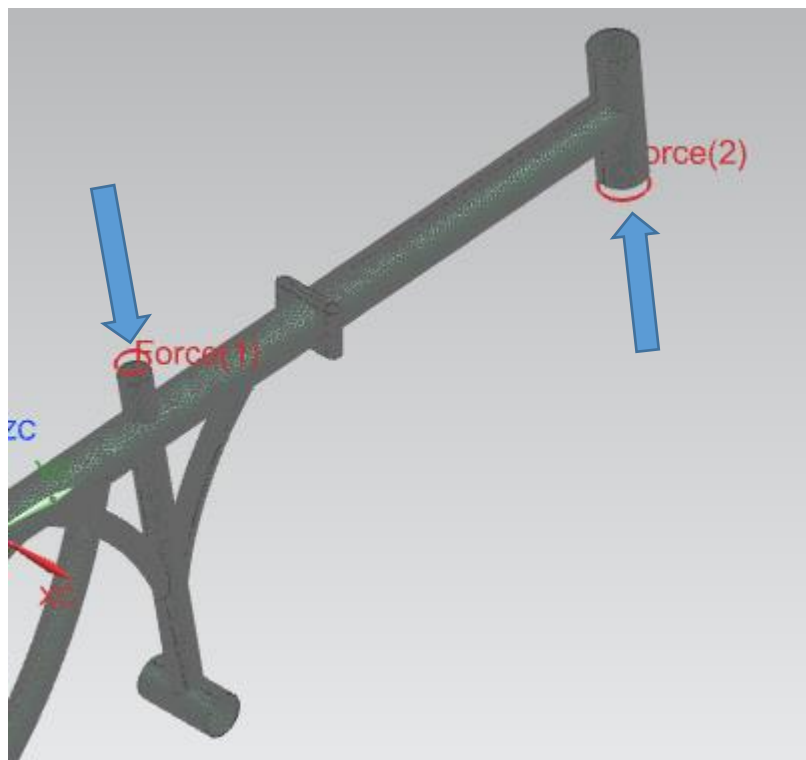


Figura 33. Simulación FEM: Carga aplicada (Force1) y fuerza máxima de reacción (Force2)

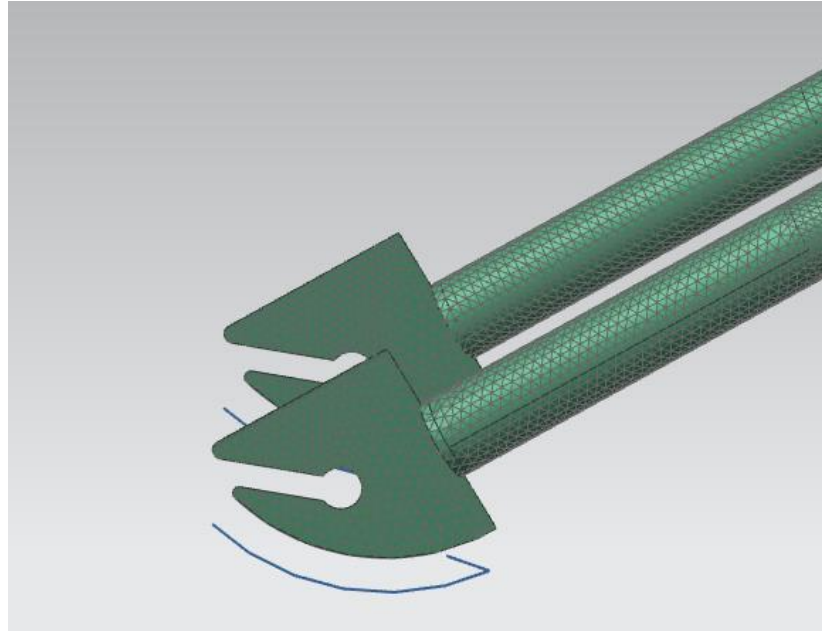


Figura 34. Simulación FEM: restricción tipo fija en los apoyos de las barras traseras (Fixed1)

En el postprocesamiento se obtuvo los valores para el esfuerzo de Von-Mises en toda la estructura.

6.4 CONDICIONES DE CARGA APLICADAS AL MODELO FEM

6.4.1 Simulación FEM sin amortiguador (Hueco de 300mm):

Carga No.	Peso (Kg)	Fuerza (N)	Esfuerzo (Mpa)
1	60.24	3829	744.38
2	40.82	13980	2636.25
3	109.88	41100	7691.71
4	48.60	2491	495.01
5	106.73	20610	3871.91
6	90.70	21830	4099.28
7	30.95	1037	224.05
8	32.56	766.7	173.69
9	51.31	5163	993.00
10	93.14	1359	284.06
11	40.82	13980	2636.25
12	33.76	11510	2175.91
13	58.45	7039	1342.63
14	77.75	1478	306.23
15	81.44	474.5	119.26
16	34.30	43550	8147.33
17	30.95	1037	224.05
18	82.19	6962	1328.28
19	55.13	57970	10834.89
20	40.82	13980	2636.25
21	40.82	13980	2636.25
22	60.24	3829	744.38
23	60.24	3829	744.38
24	40.82	13980	2636.25
25	30.95	1037	224.05
26	40.82	13980	2636.25
27	60.24	3829	744.38
28	80.90	1241	262.07
29	30.95	1037	224.05
30	91.09	1829	371.64
31	60.24	3829	744.38
32	42.62	536.5	130.81
33	60.24	3829	744.38
34	33.76	11510	2175.91
35	40.82	13980	2636.25
36	30.95	1037	224.05
37	52.61	5807	1113.02
38	60.50	5918	1133.71
39	60.24	3829	744.38
40	60.24	3829	744.38
41	60.25	3834	745.31
42	78.03	14810	2790.94
43	60.24	3829	744.38
44	44.31	5244	1008.09
45	60.24	3829	744.38
46	30.95	1037	224.05
47	30.95	1037	224.05
48	47.69	2554	506.76
49	60.24	3829	744.38
50	60.94	6801	1298.27
51	48.30	2715	536.76
52	60.24	3829	744.38

53	54.86	52560	9826.57	69	60.24	3829	744.38	85	99.91	61390	11472.2
54	56.50	2417	481.22	70	98.86	36200	6777.48	86	60.24	3829	744.38
55	81.46	2067	416.00	71	33.76	11510	2175.91	87	40.36	982.3	213.86
56	49.28	3571	696.29	72	60.94	6799	1297.9	88	78.20	8972	1702.89
57	30.95	1037	224.05	73	47.73	2533	502.84	89	68.81	1270	367.47
58	30.95	1037	224.05	74	49.11	14300	2695.98	90	85.31	1497	309.77
59	60.24	3829	744.38	75	58.26	14320	2699.61	91	113.33	3499	682.87
60	68.50	1390	289.83	76	100.39	22370	4199.93	92	38.94	937.1	205.44
61	58.66	12970	2448.01	77	34.87	15950	3003.41	93	60.24	3829	744.38
62	81.86	3863	750.71	78	112.71	420.2	109.15	94	114.89	30780	5797.34
63	60.24	3829	744.38	79	71.43	5727	1098.1	95	32.95	813.2	182.36
64	117.86	1634	335.3	80	60.24	3829	744.38	96	112.92	7384	1406.93
65	52.67	12020	2270.96	81	30.26	735.90	167.95	97	115.04	6724	1283.92
66	69.52	7127	1359.04	82	110.94	12820	2420.06	98	111.06	12540	2367.86
67	36.83	1794	365.12	83	105.49	20000	3758.21	99	102.85	449.9	114.68
68	53.03	1443	299.71	84	69.09	1116	238.78	100	32.27	1652	338.66

Tabla 3. Cargas y esfuerzos de Von-Misses caída 300 mm

Los 100 casos de carga estudiadas generaron reacciones en los modelos dinámicos que luego fueron implementadas al modelo FEM, generando los esfuerzos tabulados. Para las fuerzas de reacción y el esfuerzo de Von-Misses medio se obtuvo:

	Peso (kg)	Fuerza (N)	Esfuerzo (Mpa)
Valor Medio	60.24	3829.00	744.38
Desviación	25.46	12342.55	19.00
Valor máximo	117.86	61390.00	11472.20
Valor mínimo	30.26	420.20	167.95

Tabla 4. Fuerzas y esfuerzos resultantes. Hueco

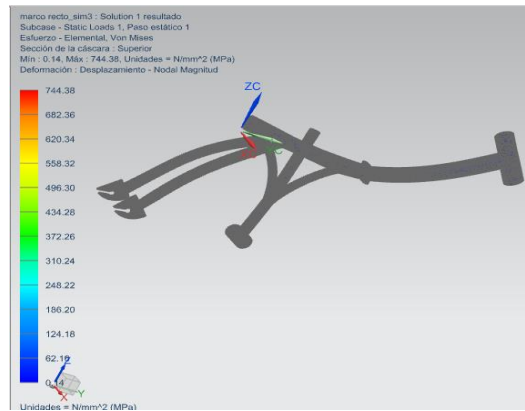


Figura 35. Simulación FEM sin amortiguador

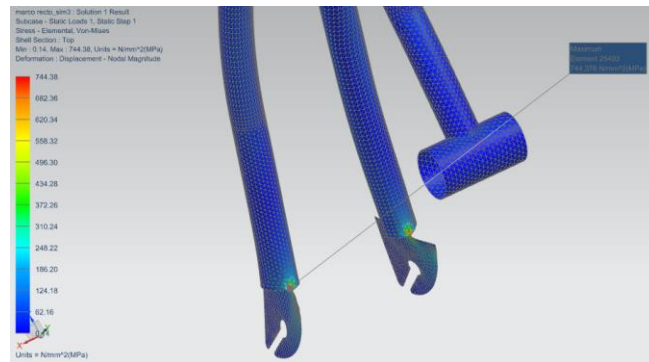


Figura 36. Esfuerzo de Von-Mises Máximo sin amortiguador

6.4.2 Simulación FEM con amortiguador (Salto de 500mm):

Carga No.	Peso (Kg)	Fuerza (N)	Esfuerzo Mpa
1	53.94	319.4	100.54
2	40.82	272.2	91.77
3	33.78	284.2	94
4	57.11	385.2	112.79
5	33.78	284.2	94
6	31.64	233.9	84.85
7	30.95	243.4	86.41
8	32.58	260	89.5
9	51.31	308.3	98.48
10	30.95	243.4	86.41
11	40.82	272.2	91.77
12	33.78	284.2	94
13	57.11	385.2	112.79
14	54.88	426.9	120.55
15	81.44	495	133.22
16	60.24	383.8	102.38
17	30.95	243.4	86.41
18	82.19	475.6	129.61
19	55.13	421.4	119.52
20	40.82	272.2	91.77
21	40.82	272.2	91.77
22	60.24	383.8	112.52
23	60.24	383.8	102.38
24	40.82	272.2	91.77
25	30.95	243.4	86.41
26	40.82	272.2	91.77
27	65.54	454.3	125.65
28	80.90	448.4	124.55
29	30.95	243.4	86.41
30	91.09	438.1	122.63
31	67.20	466.6	127.93
32	60.24	383.8	102.38
33	33.78	284.2	94
34	40.82	272.2	91.77
35	40.82	272.2	91.77
36	30.95	243.4	86.41
37	40.82	272.2	91.77
38	60.50	417.1	118.72
39	65.30	420.6	119.37
40	31.64	233.9	84.85
41	60.25	385.4	112.82
42	54.88	426.9	120.55
43	60.24	383.8	102.38
44	44.31	366	109.21
45	31.64	233.9	84.85
46	30.95	243.4	86.41
47	30.95	243.4	86.41
48	60.24	383.8	102.38
49	54.88	426.9	120.55
50	60.94	372.6	110.44
51	60.24	383.8	102.38
52	57.11	385.2	112.79
53	54.88	426.9	120.55
54	56.50	455.3	125.83
55	31.64	233.9	84.85
56	40.82	272.2	91.77
57	30.95	243.4	86.41
58	30.95	243.4	86.41
59	57.11	385.2	112.79
60	68.50	467.7	128.14
61	60.24	383.8	102.38
62	81.86	445.1	123.93
63	68.29	451.6	125.14
64	117.86	640.1	160.24
65	52.67	393.4	114.31
66	60.24	383.8	102.38
67	36.83	309.9	98.78
68	53.03	411.5	117.68
69	36.04	315.9	99.89
70	98.88	509.6	135.94
71	33.78	284.2	94
72	60.94	373	110.52
73	47.73	385.2	109.08
74	49.11	401.1	115.74
75	58.28	325.6	101.7
76	100.39	494.3	133.09
77	34.87	420.8	119.41
78	33.78	284.2	94
79	30.95	243.4	86.41
80	56.93	385.2	109.08
81	30.28	236.9	85.2
82	31.64	233.9	84.85
83	105.49	483.4	131.08
84	69.09	457.4	136.22
85	99.91	770.6	184.54
86	42.58	313.9	99.52
87	40.38	270	91.36
88	78.20	404.6	116.4
89	68.81	466.4	127.9
90	85.31	322.5	101.12
91	30.95	243.4	86.41
92	38.94	344.6	105.23
93	68.53	371.6	110.25
94	114.89	605.2	153.74
95	32.95	222.4	82.51
96	30.95	243.4	86.41
97	30.95	243.4	86.41
98	111.06	496.2	133.45
99	30.95	243.4	86.41
100	32.27	297	96.38

Tabla 5. Cargas y esfuerzos de Von-Misses caída 500 mm

Los 100 casos de cargas estudiadas generaron reacciones en los modelos dinámicos que luego fueron implementados al modelo FEM, generando los esfuerzos tabulados. Para la fuerza de reacción y el esfuerzo de Von-Misses se obtuvo:

	Peso (kg)	Fuerza de reacción (N)	Esfuerzo (Mpa)
Medio	60.24	383.80	102.38
Desviación	21.6027384	101.076488	18.889273
Máximo	117.86	770.6	184.54
Mínimo	30.26	222.4	82.51

Tabla 6. Fuerzas y esfuerzos resultantes. Salto

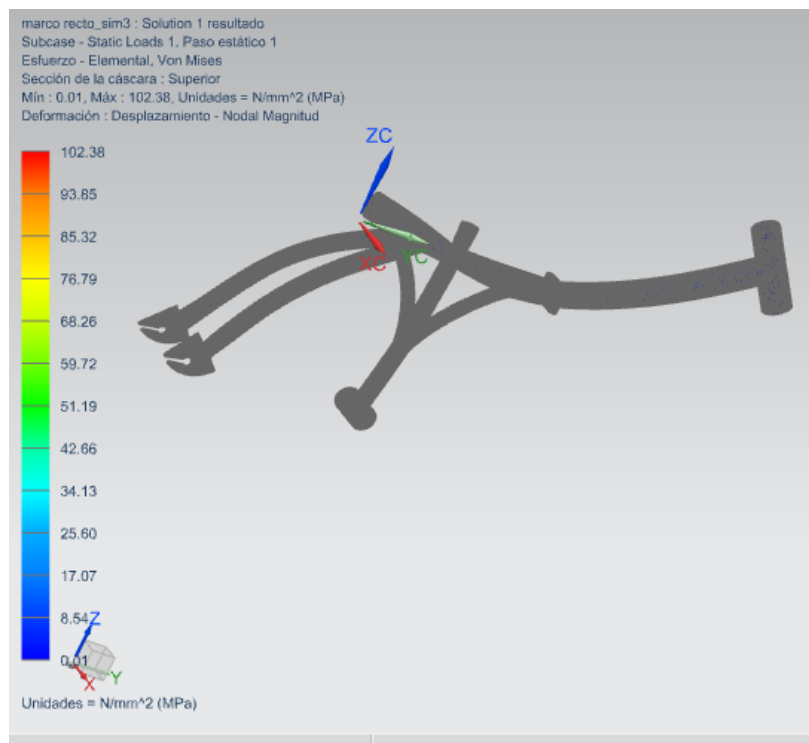


Figura 37. Simulación FEM con amortiguador

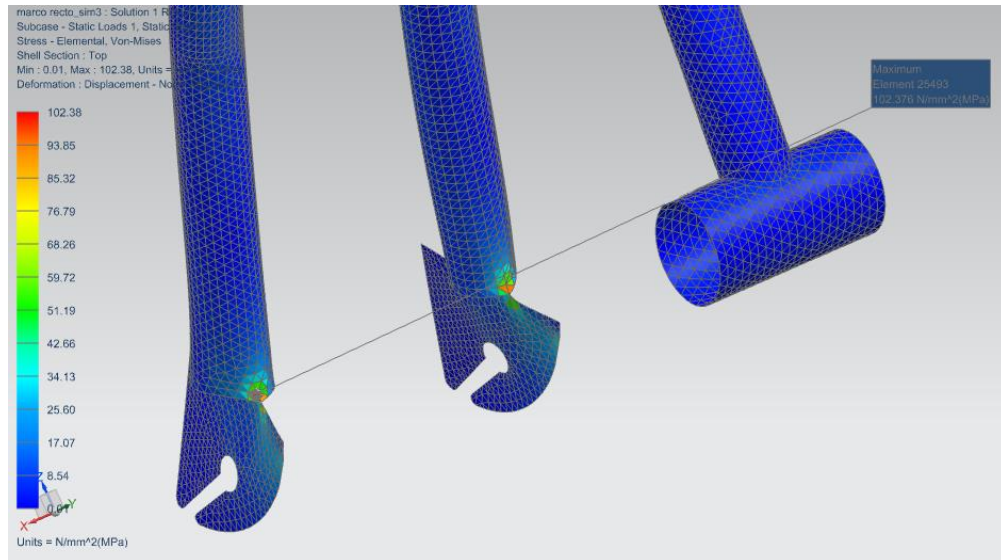


Figura 38. Esfuerzo de Von-Mises máximo con amortiguador

6.5 DISEÑO PARA FATIGA ESTOCÁSTICO CONSIDERANDO CARGAS DINÁMICAS

En este caso calculamos todos los parámetros propios del análisis para fatiga estocástico del marco de la bicicleta plegable teniendo en cuenta las condiciones ambientales, de acabado superficial y de carga a las que este se encontró sometido.

Evaluamos la confiabilidad empleando la metodología del análisis estocástico para fatiga, a través de la herramienta computacional Scilab 5.5.0 siguiendo un algoritmo como se muestra en la siguiente imagen:

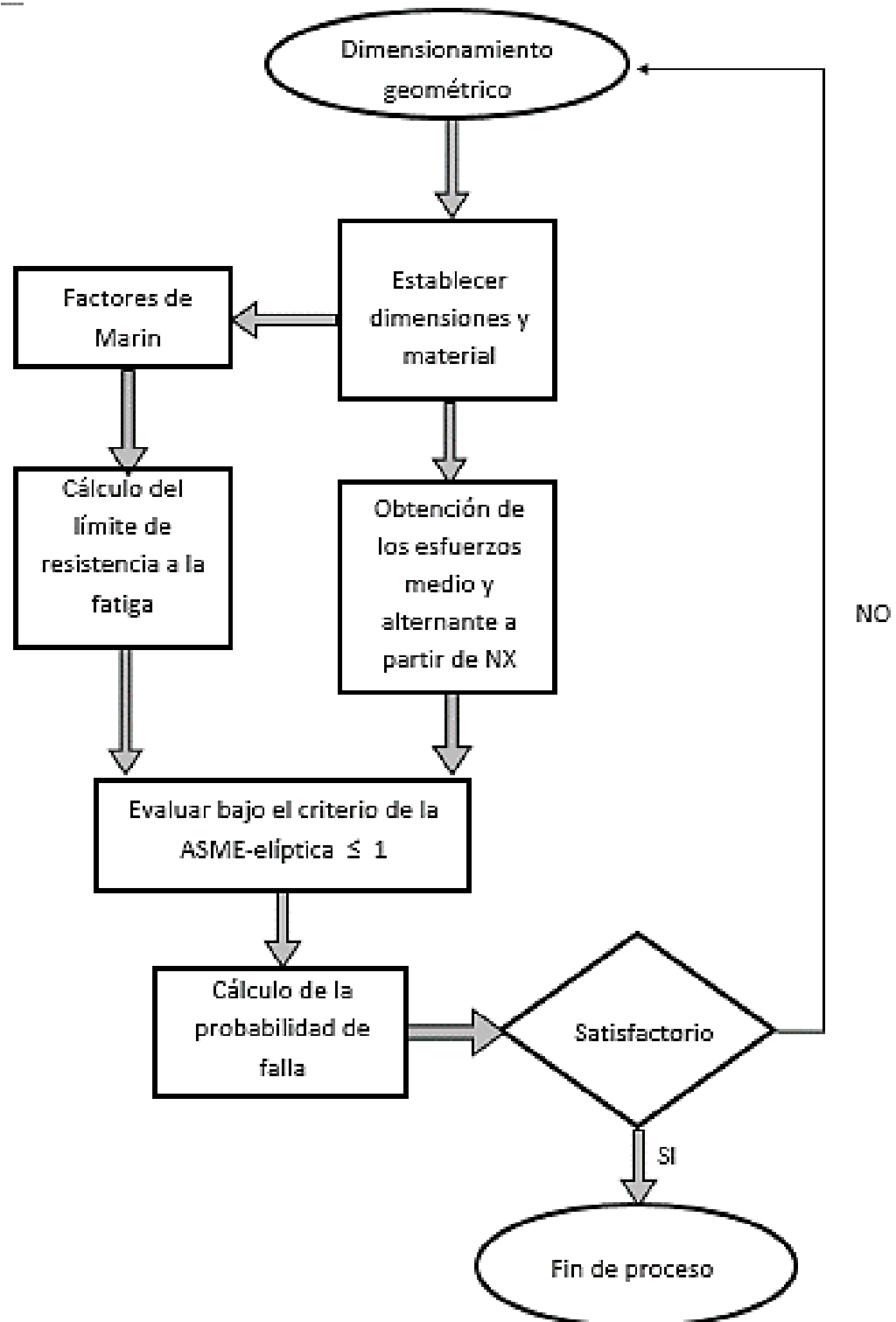


Figura 39. Diagrama de flujos cálculo probabilidad de falla

6.5.1 Propagación de desviaciones estándar en el uso algebraico de variables estocásticas

Teniendo en cuenta la teoría explicada para este análisis en el capítulo 5, recordamos que cada una de estas variables poseen una media y una desviación estándar en su valor. Calculamos las siguientes variables estocásticas y realizamos operaciones algebraicas entre ellas a partir de las siguientes ecuaciones establecidas para este tipo de análisis.

Operación algebraica	Media	Desviación estándar
Multiplicación	$\mu_x * \mu_y$	$\mu_x * \mu_y (C_x^2 + C_y^2 + C_x^2 C_y^2)^{\frac{1}{2}}$ (30)
División	$\frac{\mu_x}{\mu_y}$	$\frac{\mu_x}{\mu_y} * \left(\frac{C_x^2 + C_y^2}{(1 + C_y^2)} \right)^{\frac{1}{2}}$ (31)
Suma	$\mu_x + \mu_y$	$\sqrt{\hat{\sigma}_x^2 + \hat{\sigma}_y^2}$ (32)
Elevado al cuadrado	$\mu_x^2 (1 + C_x^2)$	$2 * \mu_x^2 C_x \left(1 + \frac{1}{4} C_x^2 \right)$ (33)

Tabla 7. Ecuaciones de operaciones algebraicas estocásticas. ([6]. Shigley)

Donde el coeficiente de variación C, es el cociente entre el valor medio y la desviación estándar de cualquier variable tratada como estocástica.

Esto fue implementado en las rutinas que se encuentran en los anexos 4, 5 y 7 en las páginas de la 72 a la 76.

6.5.2 Propiedades estocásticas del material

Las propiedades del material utilizados en el análisis corresponden al acero inoxidable sanitario (AISI 304), también utilizado en la experiencia de la bicicleta construida, la resistencia última y su desviación fueron tomadas de la tabla de materiales estocásticos del libro de Diseño Mecánico ([6]. Shigley), Los valores corresponde a 586.054 y 28.5443 Mpa respectivamente.

6.5.3 Uso de los factores de Marin estocásticos

Calculamos el límite de resistencia a la fatiga usando la ecuación 4 de este documento teniendo en cuenta los factores de acabado superficial (K_a) y de temperatura (K_d). El factor de carga (K_c) y el factor de concentración de esfuerzos (K_f) se relacionaron directamente con las cargas aplicadas y los concentradores de esfuerzos existentes en la simulación computacional. El factor de tamaño (K_b) es determinístico y no aplica al igual que el factor de confiabilidad (K_e) para el análisis estocástico. Quedando la ecuación de la siguiente manera: $S_e = k_a k_d S_e'$

6.5.4 Límite de resistencia a la fatiga (S_e'):

Reemplazamos en la ecuación 5 el valor de la resistencia última media, 586.054Mpa, Tomado de la tabla A-25, resistencias para variables estocásticas, y el valor obtenido fue el siguiente: $S_e' = LN(296.54332, 40.922)$

6.5.5 Factor de modificación de la condición superficial (k_a):

El acabado superficial seleccionado de acuerdo a las condiciones de la bicicleta construida, fue el maquinado, Las variables a, b y el coeficiente de variación, C Tabulados en la tabla 6-10 ([7]. Shigley), correspondieron a 4.45, -0.265 y 0.058 respectivamente, en unidades de Mpa. Reemplazando estos valores en la ecuación 6 El resultado fue: $k_a = LN(0.821, 0.047)$

6.5.6 Factor de modificación de la temperatura (k_d):

En este caso la temperatura seleccionada fue de 50° y esta obedece a una relación de resistencia $S_T/S_{TR} = 1.010$. Tomado de la tabla 6-4 ([9]. Shigley) Reemplazando los valores en la ecuación 7 el resultado fue: $K_d = (1.010, 0.111)$

6.5.7 Esfuerzos de Von-Misses medio y alternante

El valor del Esfuerzo de Von-Misses medio utilizado en nuestro diseño para fatiga estocástico fue igual al alternante, ya que estos obedecen al comportamiento esperado promedio del marco de la bicicleta en su punto más crítico, gracias a la naturaleza de los métodos aplicados para su obtención como se observó en capítulos anteriores.

Para la caída libre con amortiguador que corresponde a la simulación de un salto de 500 mm, el valor fue de 102.38 Mpa y para la caída libre sin amortiguador de 300 mm, que corresponde a una caída en un hueco, fue de 744.38 Mpa, en ambos casos los esfuerzos se dieron en las guías traseras donde va el eje que soporta la llanta (Ver figura 39 y 37), lo cual concuerda con los cálculos realizados en las condiciones de carga para el diseño estático.

6.5.8 Selección del criterio de falla por fatiga ante esfuerzos variables

El criterio aplicado para validar la falla del diseño por fatiga y/o por fluencia fue el de la ASME- Elíptica, puesto que aplica a materiales estocásticos y permite obtener diseños más livianos.

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (34)$$

6.5.9 Cálculo de la distribución de probabilidad

Calculamos la media, μ_x y la desviación estándar $\hat{\sigma}_x$ del criterio de la ASME-elíptica considerándola como variable Log-Normal utilizando las operaciones algebraicas de la Tabla 3, y aplicamos las siguientes ecuaciones para obtener el valor medio y la desviación estándar de la variable gaussiana asociada a su logaritmo ([3]. Shigley)

$$y = \text{Log} (Asme) \quad (35)$$

$$\mu_y = \ln \mu_x - \ln \sqrt{1 + C_x^2} \quad (36)$$

$$\hat{\sigma}_y = \sqrt{\ln(1 + C_x^2)} \quad (37)$$

La variable aleatoria “y” se compara contra el log (1) debido a que se requiere hallar la probabilidad de que el valor esperado del entero ASME sea menor o igual a 1. Esta probabilidad de falla se obtuvo usando Scilab. En caso de que no se cumpliera la probabilidad de falla deseada se debía modificar las dimensiones del diseño hasta lograr el objetivo de este.

El resultado obtenido de las probabilidades de falla de las caídas analizadas fueron de $2 \times 10^{-7}\%$ con un espesor de 1.75 mm para las caídas con amortiguador y de 4.676D-14% sin amortiguador.

Las condiciones de caídas en huecos se consideraron amenazas para la bicicleta construida debido a que el valor medio del criterio ASME se hizo mayor que 1.0

6.6 VIDA FINITA PARA FATIGA

6.6.1 Cálculo del número de ciclos

El método utilizado para calcular un número aproximado de ciclos antes de la falla por fatiga, fue el método de esfuerzo-vida, ya que este se consideró como uno de los más tradicionales debido a su aceptación para varios tipos de diseño y porque permitió calcular la vida finita del elemento de maquina como consecuencia de cargas excesivas que ocasionaron la fatiga de este en un tiempo determinado.

En nuestro diseño en la condición de salto a una altura de 500mm y con amortiguador se obtuvo una alta confiabilidad

A partir del diagrama $S-N$, calculamos el número de ciclos considerado dentro de un rango de vida finita para la condición de un salto:

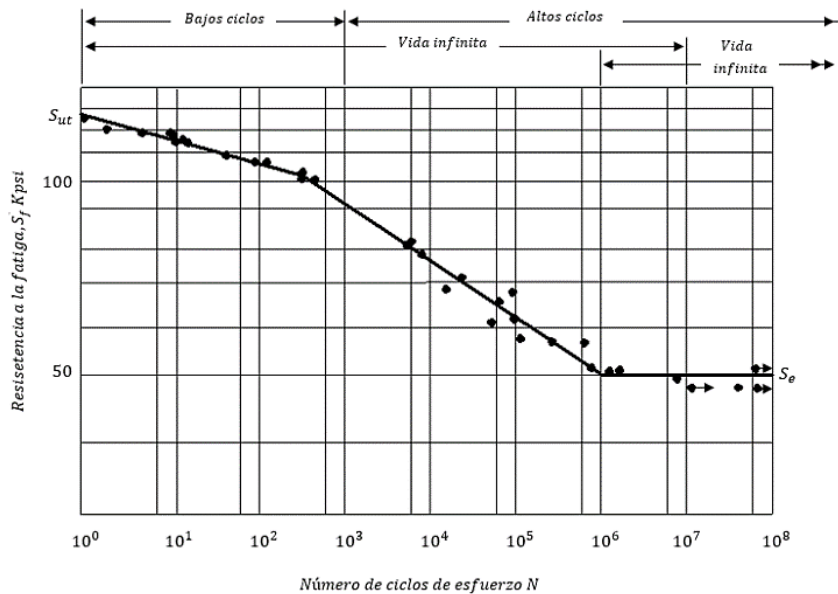


Figura 40. Diagrama S-N ([8]. Shigley)

El rango que establece la vida finita se encuentra en el eje X entre 10^3 y 10^6 .

Teniendo en cuenta que nuestro diseño es planteado como una alternativa de transporte cotidiano, calculamos el rango de ciclos teniendo en cuenta una experiencia de 30 saltos, durante los 7 días de la semana, durante un año. Lo que da un total de 1564 ciclos, correspondiente en el eje X a 10^3 .

Para calcular el número exacto de ciclos teniendo en cuenta los esfuerzos y las condiciones del material empleados en nuestro diseño, trazamos ecuaciones de recta, empleando en el eje Y, los valores de la resistencia última y la resistencia a la fatiga validada por el criterio de falla de nuestro análisis estocástico.

Existe una clasificación para el ciclaje obtenido; entre 1 y 1000 ciclos se considera como fatiga de bajo ciclaje y mayor de 1000 ciclos es considerado como fatiga de alto ciclaje. ([8]. Shigley)

$$\begin{aligned}
 m1 &= Sut - Se' \\
 m2 &= (3 - 6) \\
 m &= \frac{m1}{m2} \\
 x &= \frac{(\sigma_{med} - Sut + (3 * m))}{m} \\
 \text{ciclos} &= 10^x
 \end{aligned}
 \tag{38}$$

7 RESULTADOS

A partir de los cálculos realizados para las condiciones de carga estática aplicadas en el marco plegable de la bicicleta las dimensiones obtenidas para el diámetro externo y el espesor fueron de 38,1 mm y 1,86 mm, respectivamente, las cuales fueron necesarias para seleccionar la tubería en acero inoxidable AISI 304, para la construcción. El resultado se respalda en el anexo 7: “Código para calcular el espesor del tubo central del marco de la bicicleta plegable”

El análisis del modelo Montecarlo realizado nos indica que si bien la bicicleta plegable tiene vida infinita para fatiga en su uso normal, al utilizarla para saltos repetidos la falla por fatiga ocurrirá en tiempo finito.

En nuestro diseño para fatiga estocástico, utilizando simulaciones dinámicas y una simulación FEM obtuvimos como resultado un modelo para saltos con vida finita de 46844 ciclos antes de la falla por fatiga y una probabilidad de falla de 2×10^{-7} %, con un espesor en la tubería del marco de 1.6mm en la simulación dinámica y 1.75 mm en la simulación FEM (Ver figura 20), capaz de soportar una carga aplicada promedio de 602.42 N y una fuerza de reacción de 383.8 N dando como resultado un esfuerzo de 102.38 Mpa a una altura de 500 mm. También obtuvimos unos resultados nada favorables para la situación de golpe o caída en un hueco en el cual la probabilidad de falla obtenida fue mayor del 50%, lo que indica que este podría fallar desde el primer intento.

Si se usa la bicicleta para saltos, puede lograrse que resista 46844 saltos (aproximadamente 30 años saltando 30 veces por semana) con una confiabilidad de 0.99998 y una probabilidad de falla de 2×10^{-7} .

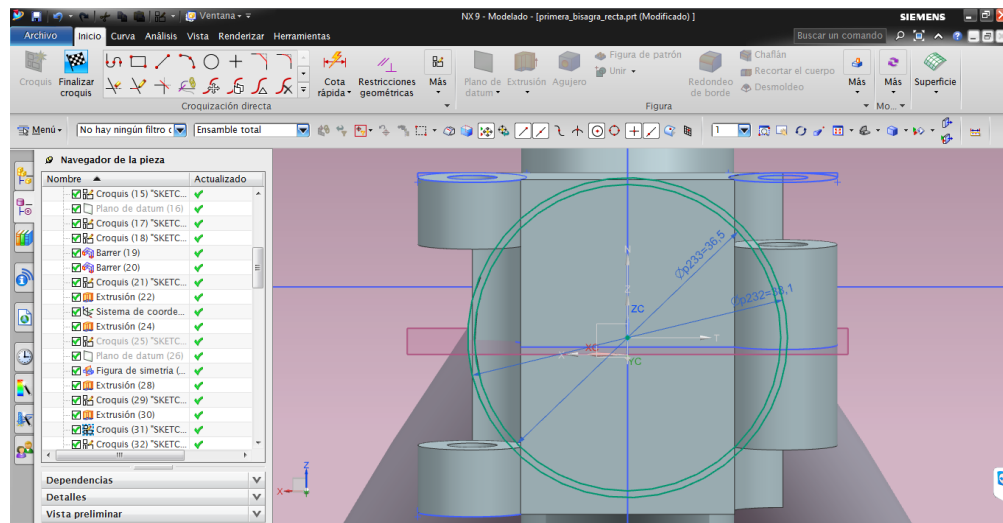


Figura 41. Diámetro externo e interno del tubo central

El espesor utilizado en el modelado dinámico para la barra central del marco fue de:
1.6 mm

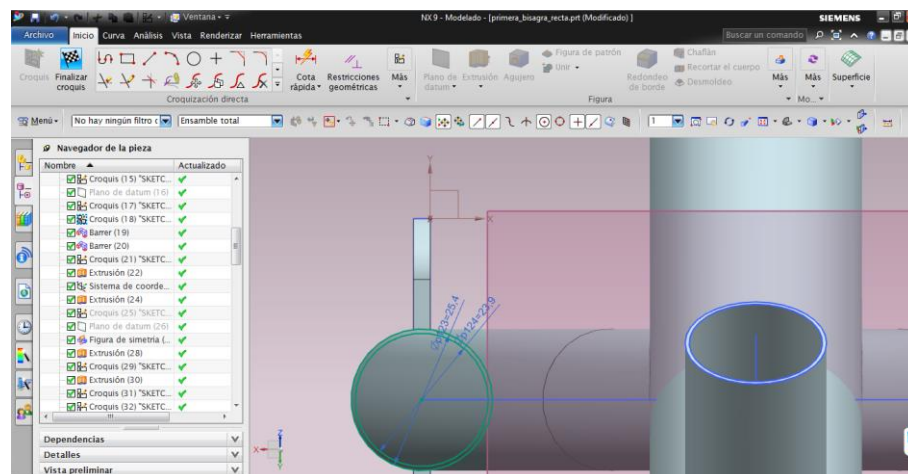
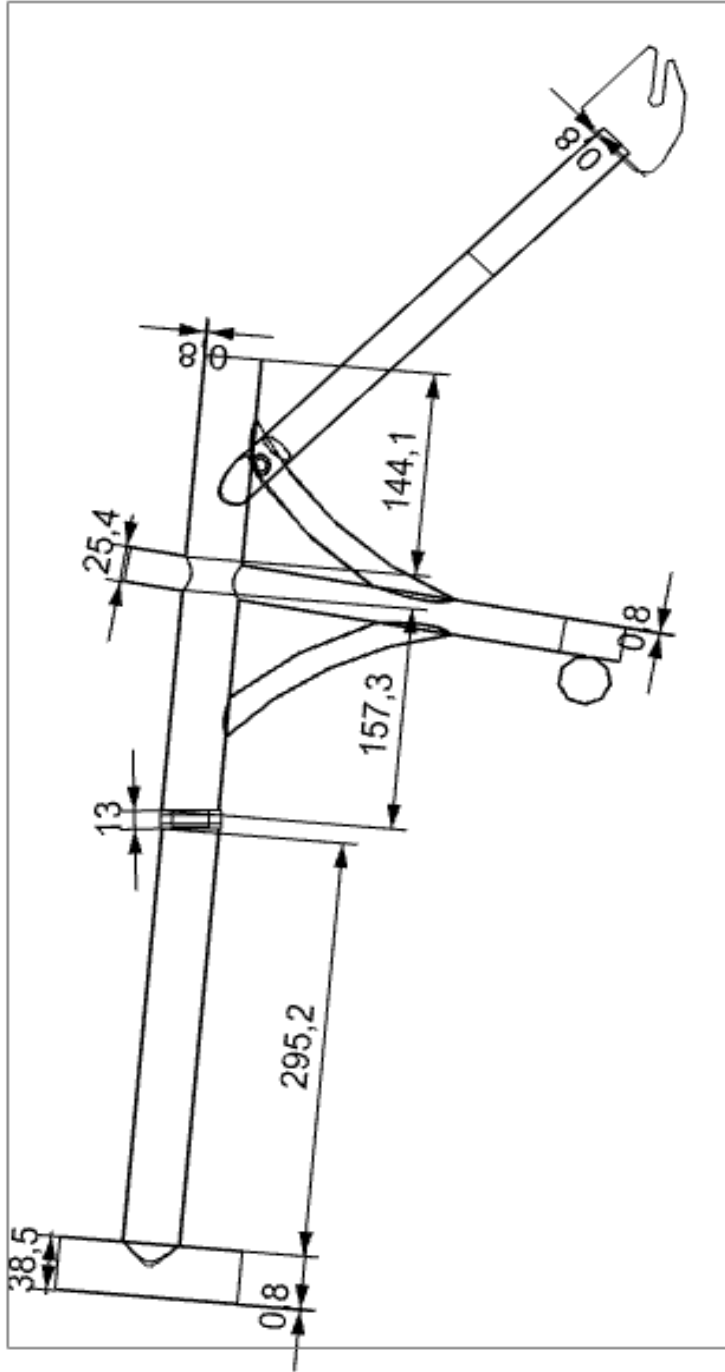


Figura 42. Diámetro externo e interno de las barras traseras



SIEMENS

THIS DRAWING HAS BEEN PRODUCED USING AN EXAMPLE
TEMPLATE PROVIDED BY SIEMENS PLM SOFTWARE

FIRST ISSUED	02/09/2016	TITLE	
DRAWN BY	Jhon E. Gomez	Ensamble_tubo_recto_sin_accesorio	
CHECKED BY	Andrea Mendoza	SIZE	A4
APPROVED BY	Edgardo Arrieta	DRG. NO.	ensambleparapalanos
		SHEET REV	A
		SCALE	1:1
		SHEET 5 OF 6	

DIMENSIONS IN mm

8 CONCLUSIONES

Se logró al final del trabajo cumplir con los objetivos propuestos, evaluando cargas sobre el diseño del marco de la bicicleta plegable usando simulación elasto-dinámica, mediante el paquete de análisis CAE NX 10.0, evaluando el diseño para fatiga usando consideraciones estocásticas para el material y las cargas aplicadas. Es así como obtuvimos un diseño con una probabilidad de falla de $2 \times 10^{-7}\%$ y un número de ciclos para vida finita de 46844, con un peso para el marco de 1.5 kg lo que indica un buen desempeño ante diferentes cargas en el tiempo.

Con la utilización del método Montecarlo para determinar la desviación estándar de las cargas dinámicas debido a impactos pudimos considerar estadísticamente dos casos opuestos. En el primer caso, caída en un hueco, donde no obtuvimos resultados tan favorables debido a la ausencia de amortiguadores y resortes. El modelo arrojó como resultado una fuerza de reacción de 3289 N y un esfuerzo promedio de Von-Mises de 744.38 Mpa que sobrepasó la resistencia última del material y el límite de resistencia a la fatiga ocasionando la fractura desde el primer intento. El segundo caso, que consideramos con amortiguamiento el esfuerzo resultante fue de 102.38 Mpa, cumpliendo los ciclos y la probabilidad de falla antes mencionada.

Podemos observar que los resultados obtenidos para el espesor de nuestro diseño con amortiguador a través de la utilización de herramientas como, el método de Montecarlo, el modelado computacional en NX Nastran 10.0 y el diseño para fatiga estocástico en Scilab, que nos permitieron validar el sistema con una desviación en las cargas aplicadas, fuerzas de reacción y esfuerzo de Von-Mises del 18.89%, no fueron alejados de los calculados en el proyecto de aula en Introducción al Diseño Mecánico, raíz del objetivo de este proyecto de grado.

Luego de observar detalladamente ambas situaciones podemos destacar que el modelo diseñado con amortiguadores y resortes, que simularon la reacción de las llantas, dio como resultado el comportamiento esperado para garantizar una vida finita para fatiga del marco de la bicicleta ante situaciones comunes que experimenta este tipo de vehículo. Por lo cual nos permitimos ofrecer el archivo de nuestro CAD y todos los soportes que permitieron la creación y evaluación de este diseño con el fin de rediseñar dimensiones, así como, el material del marco para proponer nuevos modelos altamente confiables.

9 BIBLIOGRAFIA

- [1]. Buelvas Hernandez, A., Tordecilla Carazo, J., & Arroyo Olier, A. (2015). *Aplicación para el diseño estocástico de ejes sometidos a fatiga*. Cartagena.
- [10]. Mendoza, Z., & Gómez, J. E. (2015). Notas de clases. Introducción al Diseño Mecánico. Cartagena.
- [12]. Mundial, G. d. (2016). *El banco Mundial*. Obtenido de <http://archive.datos.bancomundial.org/indicador/EN.ATM.CO2E.KT/countries/1W?display=graph>
- [13]. NAVARRENSIS, U. (2011). *FUNDAMENTOS PARA EL ANÁLISIS DINÁMICO*. Obtenido de http://www.imem.unavarra.es/EMyV/pdfdoc/vib/vib_Notacion.pdf
- [14]. Strenght, J. (8 de Marzo de 2013). *Jordan Strength*. Obtenido de The Science of Athlete Development: <https://jordanstrength.wordpress.com/category/training-for-elite-athletes/>
- [2]. García, Á. F. (Diciembre de 2010). *Física con ordenador*. Obtenido de Curso interactivo de Física en Internet: <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/oscilaciones/muelle/muelle.htm>
- [3]. Shigley, J. (s.f.). Distribucion de probabilidad. En *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 9na edición*. (págs. 948-957). Mc Graw Hill.
- [4]. Madrid, U. A. (2010). *UAM*. Obtenido de https://www.uam.es/personal_pdi/ciencias/carlosp/html/pid/montecarlo.html
- [5]. Mendoza, A., Buelvas, A., Carazo, J., Olier, A., & Gómez, J. (2014). *Diseño y construcción de una bicicleta plegable*. Cartagena.
- [6]. Shigley, J. (s.f.). Tablas del libro. En *En Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 9na edición* (págs. 985-1022). Mc Graw Hill.
- [7]. Shigley, J. (s.f.). Analisis estocastico. En *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 9na* (págs. 315-323). Mc Graw Hil.
- [8]. Shigley, j. (s.f.). Numero de ciclos. En *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (9na)* (págs. 265-274). Mc Graw Hill.
- [9]. Shigley, J. (s.f.). Diseño para fatiga. En *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 9na* (págs. 282-298). Mc Graw Hil.

ANEXOS

10 ANEXOS

10.1 DISEÑO ESTÁTICO

10.1.1 Cálculo del espesor en el diseño estático

Realizamos los siguientes cálculos con un peso de 75 kilogramos, lo que corresponde a una carga aplicada de 735 N, siguiendo la metodología explicada de las condiciones de carga en el diseño estático en el capítulo 6 de este documento.

Teniendo en cuenta que la constante de impacto, K, fue un valor agregado para dar una simulación de sobrecarga a la bicicleta plegable en el diseño estático de nuestro proyecto de aula de Introducción al Diseño Mecánico ([5]. Mendoza, Buevas, Carazo, Olier, & Gómez, 2014), se sabe que los esfuerzos obtenidos obedecen únicamente a la carga ejercida por la masa.

De la Ecuación 18. Calculamos la fuerza de reacción F_b :

$$F_b = \frac{mgk * a}{d} = \frac{75 \text{ Kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 5 * 0.31}{0.67} = 1702 \text{ N}$$

De la Ecuación 19. Calculamos la fuerza de reacción F_a :

$$F_a = mgk - \frac{mgk * a}{d} = mgk \left(1 - \frac{a}{d}\right) = 1974 \text{ N}$$

De la ecuación 20 y 21 calculamos las fuerzas de reacción que corresponden a las áreas A1 y A2:

$$A1 = mgk * a \left(1 - \frac{a}{d}\right) = 612.75 N$$

$$A2 = -mgk * \frac{a}{d}(d - a) = -612.75 N$$

De las ecuaciones 22 y 23 calculamos los momentos máximos y mínimos:

$$Mmax = mgk * a \left(1 - \frac{a}{d}\right) = 612.75 Nmm$$

$$Mmin = mg * a \left(1 - \frac{a}{d}\right) = 122.55 Nmm$$

De la ecuación 24 y 25 los esfuerzos máximos y mínimos obtenidos fueron:

$$\sigma_{max} = 499.18 Mpa$$

$$\sigma_{min} = 99.83 Mpa$$

Calculamos los esfuerzos medios y alternantes utilizando las ecuaciones 9 y 10:

$$\sigma_{med} = 299.508 Mpa$$

$$\sigma_{alt} = 199.672 Mpa$$

Los esfuerzos de Von-Misses medios y alternantes resultantes del tensor de esfuerzos fueron 180.29 Mpa y 120.19 respectivamente. Con un espesor de 1.86mm y una probabilidad de falla de 1×10^{-5} .

El código utilizado para iterar el espesor hasta encontrar la probabilidad de falla deseada en el proyecto de aula de Introducción al Diseño Mecánico ([5]. Mendoza, Buevas, Carazo, Olier, & Gómez, 2014) se encuentra en el anexo 7 de este documento.

10.2 DISEÑO PARA FATIGA ESTOCASTICO

Calculamos la media y la desviación estándar de las variables explicadas en nuestra metodología en el capítulo 6 teniendo en cuenta que en las expresiones finales de cada variable la ubicación de los valores entre paréntesis se lee de acuerdo a la siguiente notación $x = N(\mu_x, \widehat{\sigma}_x)$ explicada en la página 11 de este documento.

El valor de la resistencia ultima media, necesario en nuestro análisis para fatiga estocástico, se obtuvo de las tablas de materiales estocásticos para el material seleccionado en la construcción de nuestro diseño, como se mencionó anteriormente, este corresponde a $S_{ut} = [586.054, 28.5443]$ en Mpa. ([6]. Shigley).

El valor del Esfuerzo de Von-Misses medio y alternante fue obtenido de la simulación computacional FEM como podemos observar en las figuras 34 y 36 del capítulo 6 y corresponden a:

$$\sigma_{vm} = \sigma_{va} = [102.38, 18.89] \text{ Con amortiguador}$$

$$\sigma_{vm} = \sigma_{va} = [744.38, 18.89] \text{ Sin amortiguador}$$

10.2.1 Cálculo del límite de resistencia a la fatiga

El cálculo para obtener un valor medio y una desviación estándar de cada factor de Marin y del límite de resistencia a la fatiga necesario para el análisis estocástico se muestra a continuación:

- Factor de modificación de la condición superficial:

$$k_a = 4.45(586.054)^{-0.265} \mathbf{LN}(1, 0.058)$$

$$\tilde{k}_a = 4.45(586.054)^{-0.265} (1) = 0.821$$

$$\hat{\sigma}_{ka} = C * \tilde{k}_a = (0.058)4.45(586.054)^{-0.265} = 0.047$$

$$k_a = \mathbf{LN}(0.821, 0.047)$$

- Factor de modificación de la temperatura:

$$K_d = 1.010 \text{ LN } (1,0.11)$$

$$\tilde{k}_d = 1.010$$

$$\hat{\sigma}_{kd} = C * \tilde{k}_d = (0.11)(1.010)$$

$$k_d = \text{LN } (1.010, 0.111)$$

- Límite de resistencia a la fatiga (Se'):

$$Se' = 0.506 \tilde{S}_{ut} \text{LN } (1, 0.138) \text{ Mpa}$$

$$\tilde{S}'_e = 0.506 (586.054)(1) = 296.54332$$

$$\hat{\sigma}_{S_e'} = C * \tilde{s}'_e = (0.138)(296.54332) = 40.922$$

$$Se' = \text{LN } (296.54332, 40.922)$$

- Límite de resistencia a la fatiga (Se):

$$Se = k_a k_d Se'$$

$$\tilde{S}_e = \tilde{k}_a \tilde{k}_d \tilde{S}'_e = (0.821)(1.010)(296.54332) = 245.9$$

$$CS_e = \sqrt{(0.058^2 + 0.11^2 + 0.138^2)} = 0.186$$

$$\hat{\sigma}_{S_e} = CS_e * \tilde{S}_e = 0.186 * 245.9 = 45.8$$

$$Se = \text{LN } (245.9, 45.8)$$

Luego de tener un valor medio y una desviación estándar de la resistencia ultima media, el esfuerzo de Von-Misses medio y alternante, y del límite de resistencia a la fatiga, calculamos el valor de la probabilidad de falla a partir del criterio de la ASME-elíptica luego de transformar la distribución Log-Normal a la distribución Normal. Para

llevar a cabo el cálculo de este criterio realizamos cada operación algebraica teniendo en cuenta las ecuaciones para variables estocásticas mencionadas en la Tabla 1.

10.2.2 Calculo de la probabilidad de falla:

Partimos de la siguiente expresión para encontrar una media y una desviación estándar Log-Normal del criterio de la ASME-Elíptica:

$$\left(\frac{\sigma_{vm}}{S_{ut}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{va}}{S_e}\right)^2 = 1$$

Calculamos el coeficiente de variación del esfuerzo de Von-Misses alternante y el medio que es el mismo en nuestro caso.

$$Cv\sigma_{vmisses} = \frac{\sigma_x}{\mu_x}$$

Con amortiguador (500mm): 0.18
Sin amortiguador (300mm): 0.0257

Calculamos el primer término de la expresión $\frac{\sigma_{vm}}{S_{ut}}$:

Con amortiguador (500mm): 0.174
Sin amortiguador (300mm):1.270

Calculamos la desviación del primer término $\frac{\sigma_{vm}}{S_{ut}}$:

$$Desv \left(\frac{\sigma_{vm}}{S_{ut}}\right) = \frac{\sigma_{vm}}{S_{ut}} * \sqrt{(Cv\sigma_{vmisses})^2 * (1 + Cv\sigma_{vmisses}^2)}$$

Con amortiguador (500mm):0.00851
Sin amortiguador (300mm):0.0619

Calculamos el coeficiente de variación del primer término:

$$Coef\left(\frac{\sigma_{vm}}{S_{ut}}\right) = \frac{Desv\left(\frac{\sigma_{vm}}{S_{ut}}\right)}{\left(\frac{\sigma_{vm}}{S_{ut}}\right)}$$

Con amortiguador (500mm):0.048

Sin amortiguador (300mm):0.048

Elevamos al cuadrado el primer término:

$$\left(\frac{\sigma_{vm}}{S_{ut}}\right)^2 = \frac{\sigma_{vm}^2}{S_{ut}^2} * \left(1 + Coef\left(\frac{\sigma_{vm}}{S_{ut}}\right)^2\right)$$

Con amortiguador (500mm): 1.61

Sin amortiguador (300mm):0.0305

Calculamos la desviación del primer término elevado al cuadrado $\left(\frac{\sigma_{vm}}{S_{ut}}\right)^2$:

$$Desv\left(\frac{\sigma_{vm}}{S_{ut}}\right)^2 = 2 * \frac{\sigma_{vm}^2}{S_{ut}^2} * Coef\left(\frac{\sigma_{vm}}{S_{ut}}\right) * \left(1 + 0.25 * Coef\left(\frac{\sigma_{vm}}{S_{ut}}\right)^2\right)$$

Con amortiguador (500mm):0.0029

Sin amortiguador (300mm): 0.15

Calculamos el segundo término de la expresión $\frac{\sigma_{va}}{S_e}$:

Con amortiguador (500mm):0.41

Sin amortiguador (300mm): 3.027

Calculamos la desviación del segundo término $\frac{\sigma_{va}}{S_e}$:

$$Desv\left(\frac{\sigma_{va}}{S_e}\right) = \frac{\sigma_{va}}{S_e} * \sqrt{(Cv\sigma_{vmisses})^2 * (1 + Cv\sigma_{vmisses}^2)}$$

Con amortiguador (500mm): 0.078

Sin amortiguador (300mm): 0.574

Calculamos el coeficiente de variación del segundo término:

$$Coef\left(\frac{\sigma_{va}}{S_e}\right) = \frac{Desv\left(\frac{\sigma_{va}}{S_e}\right)}{\left(\frac{\sigma_{va}}{S_e}\right)}$$

Con amortiguador (500mm): 0.18

Sin amortiguador (300mm): 0.18

Elevamos al cuadrado el segundo término:

$$\left(\frac{\sigma_{va}}{S_e}\right)^2 = \frac{\sigma_{va}^2}{S_e^2} * \left(1 + Coef\left(\frac{\sigma_{va}}{S_e}\right)^2\right)$$

Con amortiguador (500mm): 0.17

Sin amortiguador (300mm): 9.47

Calculamos la desviación del segundo término elevado al cuadrado $\left(\frac{\sigma_{va}}{S_e}\right)^2$:

$$Desv\left(\frac{\sigma_{va}}{S_e}\right)^2 = 2 * \frac{\sigma_{va}^2}{S_e^2} * Coef\left(\frac{\sigma_{va}}{S_e}\right) * \left(1 + 0.25 * Coef\left(\frac{\sigma_{va}}{S_e}\right)^2\right)$$

Con amortiguador (500mm): 0.066

Sin amortiguador (300mm): 3.50

Calculamos la suma entre los valores medios del primer y segundo término elevado al cuadrado:

$$ValorMedioASME = \left(\frac{\sigma_{vm}}{S_{ut}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{va}}{S_e}\right)^2$$

Con amortiguador (500mm): 0.209

Sin amortiguador (300mm): 11.08

Calculamos la desviación estándar de la ASME-elíptica:

$$DesvASME = \sqrt{\left[Desv\left(\frac{\sigma_{vm}}{S_{ut}}\right)^2\right]^2 + \left[Desv\left(\frac{\sigma_{va}}{S_e}\right)^2\right]^2}$$

Con amortiguador (500mm): 0.066
Sin amortiguador (300mm): 3.50

Calculamos el coeficiente de variación de la ASME-elíptica:

$$CoefASME = DesvASME / ValorMedioASME$$

Con amortiguador (500mm): 0.31
Sin amortiguador (300mm): 0.31

Hacemos el cambio de variable de Log-Normal a Normal

$$AsmeNormal = Log * (ValorMedioASME) - ((0.5 * CoefASME)^2)$$

Con amortiguador (500mm): 1.61
Sin amortiguador (300mm): 2.35

$$DesvNormal = CoefASME$$

Calculamos la probabilidad de falla, utilizando la función “**cdfnor**” en Scilab.

$$[Pfalla, Conf] = cdfnor ("PQ", 0, abs(ASMEnormal), DesvNormal)$$

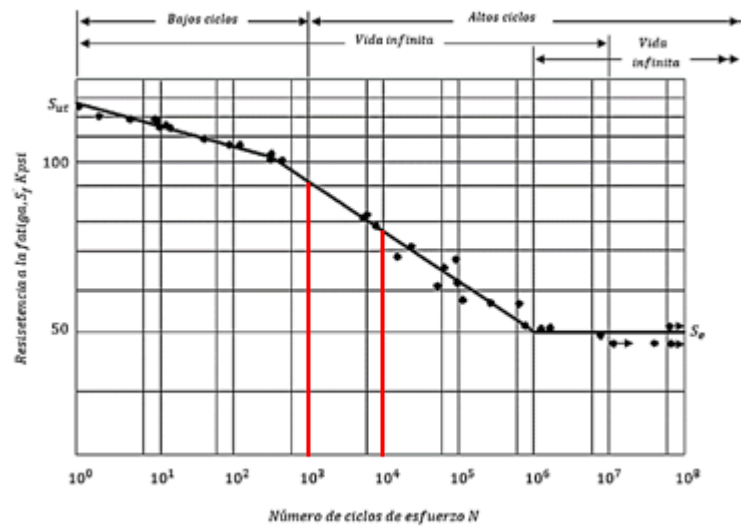
Con amortiguador (500mm): 0.0000002 %
Sin amortiguador (300mm): 4.676D⁻¹⁴ %

A partir del cálculo de la probabilidad de falla observamos que para la situación de caída en un hueco a una altura de 300 mm, es totalmente probable, debido a que el esfuerzo soportado por la estructura en ese caso sobre pasa la resistencia última media del material y el límite de resistencia a la fatiga.

10.3 VIDA FINITA PARA FATIGA

Calculamos el número de ciclos para vida finita utilizando el diagrama S-N (Figura 39), debido a la aplicación de cargas cíclicas excesivas, utilizando la metodología expuesta en el Capítulo 6. Apartado 6.6 para la simulación con amortiguador.

10.3.1 Calculo del número de ciclos para la situación de saltos



$$m1 = 586.054 - 296.54332$$

$$m2 = (3 - 4)$$

$$m = \frac{289.51068}{-1}$$

$$x = \frac{(102.038 - 586.054 + (3 * -289.51068))}{-289.51068} = 4.670$$

$$ciclos = 10^x = 46844$$

10.4 CODIGO PARA GENERAR VALORES ALEATORIOS PARA LA MASA

```
clc  
clear  
x=30+90*(rand(1,100))  
disp(x)
```

10.5 CODIGO PARA CALCULAR EL VALOR MEDIO Y LA DESVIACIÓN DEL ESFUERZO DE VON-MISSES

```
clc  
clear  
Vm= [100.54 91.77 94 112.79 94 84.65 86.41 89.5 98.48 86.41 91.77 94 112.79  
120.55 133.22 102.38 86.41 129.61 119.52 91.77 91.77 112.52 102.38 91.77 86.41  
91.77 125.65 124.55 86.41 122.63 127.93 102.38 94 91.77 91.77 86.41 91.77  
118.72 119.37 84.65 112.82 120.55 102.38 109.21 84.65 86.41 86.41 102.38 120.55  
110.44 102.38 112.79 120.55 125.83 84.65 91.77 86.41 86.41 112.79 128.14 102.38  
123.93 125.14 160.24 114.31 102.38 98.78 117.68 99.89 135.94 94 110.52 109.06  
115.74 101.7 133.09 119.41 94 86.41 109.06 85.2 84.65 131.06 136.22 184.54  
99.52 91.36 116.4 127.9 101.12 86.41 105.23 110.25 153.74 82.51 86.41 86.41  
133.45 86.41 96.38]
```

```
MediaVm=median(Vm)
```

```
disp("Valor medio del esfuerzo de Von-Misses")
```

```
disp(MediaVm)
```

```
disp("Desviacion estandar del esfuerzo de Von-misses")
```

```
DesWm=stdev(Vm)
```

```
disp(DesWm)
```

10.6 CÓDIGO QUE PERMITE CALCULAR LA PROBABILIDAD DE FALLA DEL MARCO DE LA BICICLETA PLEGABLE CON AMORTIGUADOR

clc

clear

//PROYECTO DE GRADO - PROBABILIDAD DE FALLA BICICLETA PLEGABLE
//ANDREA CAROLINA MENDOZA ZABAleta & JHON ERIC GOMEZ HERRERA

Sut=[586.054,28.5443] //Resistencia ultima acero 304 en Mpa
Cu=Sut(2)/Sut(1) //Coeficiente de variacion de la resistencia ultima (Sut)

//LOS ESFUERZOS SON OBTENIDOS DE UNA SIMULACIÓN ELASTO DINAMICA
COMPUTACIONAL EN NX

sigma=102.038 //Esfuerzo alternante obtenido de Nx - Montecarlo
sigymm=sigma

sigmaln=[sigma,18.89] //Variable lognormal del esfuerzo de von mises alternante
sigmmln=[sigymm 18.89] //Variable lognormal del esfuerzo de von mises medio

//FACTORES DE MARIN QUE MODIFICAN EL ESFUERZO

//FACTOR DE SUPERFICIE KA: MAQUINADO O LAMINADO EN FRIO
Ka=[4.45*Sut(1)^-0.265,(4.45*Sut(1)^-0.265)*0.058]
//COEFICIENTE DE VARIACION DEL FACTOR DE SUPERFICIE KA
CfKa=(Ka(2)/Ka(1))

//FACTOR DE TEMPERATURA KD: TEMPERATURA DE 50°
Kd=[1.010,0.11*1.010]
//COEFICIENTE DE VARIACION DEL FACTOR DE TEMPERATURA KD
Cfkd=(Kd(2)/Kd(1))

//MULTIPLICACION DE KA Y KD
mediaKaKd=Ka(1)*Kd(1)//MEDIA KAKD
desv_KaKd=mediaKaKd*sqrt(CfKa^2 + Cfkd^2 + (CfKa^2)* Cfkd^2)//DESVIACION KAKD
CKaKd=(desv_KaKd/mediaKaKd)//COEFICIENTE KAKD

//VARIABLE LOGNORMAL DE SE'
Se_prima=[0.506*Sut(1),0.138*0.506*Sut(1)]
//COEFICIENTE DE VARIACION DE SE'
CfSe_prima=Se_prima(2)/Se_prima(1)//

//LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA
SE_MEDIO=mediaKaKd*Se_prima(1)//MEDIA
SE_DESVIA=SE_MEDIO*sqrt(CfSe_prima^2+CKaKd^2+(CfSe_prima^2)*(CKaKd^2))//DESVIACIÓN
Cf_SE=(SE_DESVIA/SE_MEDIO)//COEFICIENTE DE VARIACIÓN

*//EVALUACION DEL CRITERIO DE LA ASME ELIPTICA: TENER EN CUENTA OPERACIONES
ALGEBRACIAS PARA MEDIAS Y DESVIACIONES*

//VM/SUT

Zmedio=sigvmm/Sut(1)
Zdesvia=Zmedio*sqrt(((Cu)^2)*(1+Cu^2))//Desviacion Zmedio
CZ=Zdesvia/Zmedio//Coeficiente Zmedio

//VM^2/SUT^2 : Funcion para elevar al cuadrado

Z2medio=Zmedio^2*(1+CZ^2)
Z2desvia=2*Zmedio^2*CZ*(1+0.25*CZ^2)

//VA/SE

ZAmedio=sigma/SE_MEDIO
ZAdesvia=ZAmedio*sqrt(((Cf_SE)^2)*(1+Cf_SE^2))//Desviacion ZAmedio
CZA=ZAdesvia/ZAmedio //Coeficiente ZAmedio

//VA^2/SE^2 : Funcion para elevar al cuadrado

Z2Amedio=ZAmedio^2*(1+CZA^2)
Z2Adesvia=2*ZAmedio^2*CZA*(1+0.25*CZA^2)

//SUMA DE VA^2/SE^2+VM^2/SUT^2

ASMEM=Z2Amedio+Z2medio // Asme media
ASMED=sqrt(Z2desvia^2 + Z2Adesvia^2) //Asme desviación
Cf_ASME=ASMED/ASMEM //Coeficiente ASME

//CAMBIO DE VARIABLE DE LOG NORMAL A NORMAL

MEDCnormal=log(ASMEM)-((0.5)*(Cf_ASME)^2)//Media asme normal
DESVnormal=Cf_ASME //Desviacion asme normal

//PROBABILIDAD DE FALLA

[Prob,Qconf]=cdfnorn("PQ",0,abs(MEDCnormal),DESVnormal)
disp("La probabilidad de falla por fatiga es: ")

10.7 CÓDIGO QUE PERMITE CALCULAR LA PROBABILIDAD DE FALLA DEL MARCO DE LA BICICLETA PLEGABLE SIN AMORTIGUADOR

clc
clear

*//PROYECTO DE GRADO - VIDA UTIL Y PROBABILIDAD DE FALLA BICICLETA PLEGABLE
//ANDREA CAROLINA MENDOZA ZABAleta & JHON ERIC GOMEZ HERRERA*

Sut=[586.054,28.5443] // Resistencia ultima acero 304 en Mpa
Cu=Sut(2)/Sut(1) //Coeficiente de variacion de la resistencia ultima (Sut)

*//LOS ESFUERZOS SON OBTENIDOS DE UNA SIMULACIÓN ELASTO DINAMICA
COMPUTACIONAL EN NX*

```

sigma=744.38 //Esfuerzo alternante obtenido de Nx - Montecarlo
sigymm=sigma

sigmaln=[sigma, 18.89] //Variable lognormal del esfuerzo de von mises alternante
sigmmln=[sigymm, 18.89] //Variable lognormal del esfuerzo de von mises medio

//FACTORES DE MARIN QUE MODIFICAN EL ESFUERZO

//FACTOR DE SUPERFICIE KA: MAQUINADO O LAMINADO EN FRIO
Ka=[4.45*Sut(1)^-0.265, (4.45*Sut(1)^-0.265)*0.058]
//COEFICIENTE DE VARIACION DEL FACTOR DE SUPERFICIE KA
CfKa=(Ka(2)/Ka(1))

//FACTOR DE TEMPERATURA KD: TEMPERATURA DE 50°
Kd=[1.010, 0.11*1.010]
//COEFICIENTE DE VARIACION DEL FACTOR DE TEMPERATURA KD
Cfkd=(Kd(2)/Kd(1))

//MULTIPLICACION DE KA Y KD
mediaKaKd=Ka(1)*Kd(1)//MEDIA KAKD
desv_KaKd=mediaKaKd*sqrt(CfKa^2 + Cfkd^2 + (CfKa^2)* Cfkd^2)//DESVIACION KAKD
CKaKd=(desv_KaKd/mediaKaKd)//COEFICIENTE KAKD

//VARIABLE LOGNORMAL DE SE'
Se_prima=[0.506*Sut(1), 0.138*0.506*Sut(1)]
//COEFICIENTE DE VARIACION DE SE'
CfSe_prima=Se_prima(2)/Se_prima(1)//
//LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA
SE_MEDIO=mediaKaKd*Se_prima(1)//MEDIA
SE_DESVIA=SE_MEDIO*sqrt(CfSe_prima^2+CKaKd^2+(CfSe_prima^2)*(CKaKd^2))//DESVIACIÓN
Cf_SE=(SE_DESVIA/SE_MEDIO)//COEFICIENTE DE VARIACIÓN

//EVALUACION DEL CRITERIO DE LA ASME ELIPTICA: TENER EN CUENTA OPERACIONES
ALGEBRACIAS PARA MEDIAS Y DESVIACIONES

//VM/SUT
Zmedio=sigymm/Sut(1)
Zdesvia=Zmedio*sqrt(((Cu)^2)*(1+Cu^2))//Desviacion Zmedio
CZ=Zdesvia/Zmedio//Coeficiente Zmedio

//VM^2/SUT^2 : Funcion para elevar al cuadrado
Z2medio=Zmedio^2*(1+CZ^2)
Z2desvia=2*Zmedio^2*CZ*(1+0.25*CZ^2)

//VA/SE
ZAmedio=sigma/SE_MEDIO
ZAdesvia=ZAmedio*sqrt(((Cf_SE)^2)*(1+Cf_SE^2))//Desviacion ZAmedio
CZA=ZAdesvia/ZAmedio //Coeficiente ZAmedio

//VA^2/SE^2 : Funcion para elevar al cuadrado
Z2Amedio=ZAmedio^2*(1+CZA^2)
Z2Adesvia=2*ZAmedio^2*CZA*(1+0.25*CZA^2)

```

```
//SUMA DE VA^2/SE^2+VM^2/SUT^2
ASMEM=Z2Amedio+Z2medio // Asme media
ASMED=sqrt(Z2desvia^2 + Z2Adesvia^2) //Asme desviación
Cf_ASME=ASMED/ASMEM //Coeficiente ASME

//CAMBIO DE VARIABLE DE LOG NORMAL A NORMAL
MEDCnormal=log(ASMEM)-((0.5)*(Cf_ASME)^2)//Media asme normal
DESVnormal=Cf_ASME //Desviacion asme normal

//PROBABILIDAD DE FALLA
[Prob,Qconf]=cdfnor("PQ",0,abs(MEDCnormal),DESVnormal)
disp("La probabilidad de falla por fatiga es: ")
disp (Prob)
```

10.8 CODIGO PARA CALCULAR EL NUMERO DE CICLOS PARA SIMULACIÓN DE SALTO

```
//CALCULO DEL NÚMERO DE CICLOS SALTO
clc
clear

Sut=[586.054,28.5443]
Se_prima=[0.506*Sut(1),0.138*0.506*Sut(1)]
sigma=102.38 //Esfuerzo alternante obtenido de Nx - Montecarlo
sigvmm=sigma

m1=(Sut(1)-Se_prima(1))
m2=(3-4)
pend=m1/m2
x=((sigvmm)-Sut(1)+(pend*3))/pend
Ciclos=10^x

disp("Numero de ciclos")
disp (Ciclos)
```

10.9 CODIGO PARA CALCULAR EL ESPESOR DEL TUBO CENTRAL DEL MARCO DE LA BICICLETA PLEGABLE

```

clc
clear

//bara central de la bicicleta

Sut=586.054 // Resistencia ultima acero 304 en Mpa
E=207000 //Modulo de elasticidad en Mpa
Sy=261.311 //Resistencia a la fluencia acero 304 en Mpa

//DATOS DE ENTRADA
//DIMENSIONES REALES DE LA BICICLETA
De=42.3 //Diametro externo
Re=De/2//Radio externo
Di=40.433//Diametro interno
A=(1/4)*(%pi*(De^2-Di^2))//Area de la barra
I=(1/64)*(%pi*(De^4 - Di^4)) //Inercia de la barra
g=9.81 //Gravedad en m/s2
m=75 //Masa en kg
K=5//Constante de impacto

//DISTANCIAS
d=670 //Largo de la barra
a=310//Distancia desde la silla al final de la barra

M=(m*g*K*(a))*(1-(a/d)) //Momento maximo multiplicado por la constante de impacto
Mi=(m*g*a)*(1-a/d) //Momento minimo

sigmax=(M*Re)/I //Esfuerzo maximo
sigmin=(Mi*Re)/I //Esfuerzo minimo

//FACTORES DE MARIN QUE VAN EN EL TENSOR
//Factores de carga: Flexion, Torsion y Axial

Kcf=[Sut^0,0] //Flexion
mediaKcf=Kcf(1)//media Kcf
CfKcf=0//Coeficiente de Kcf

Kct=[0.258*Sut^0.125,0.125*(0.258*Sut^0.125)]//Torsion
mediaKct=Kct(1)//Media Kct
CfKct=Kct(2)/Kct(1)//Coeficiente de Kct

Kca=[1.43*Sut^-0.0778,0.125*(1.43*Sut^-0.0778)]//Axial
mediaKca=Kca(1)//Media Kca
CfKca=Kca(2)/Kca(1)//Coeficiente Kca

//Factor de tamaño
Kb=1.24*De^(-0.107)//para diametros entre 2.79 y 51 mm

```

//Esfuerzo flector medio

Med=(sigmax+sigmin)/2

//Esfuerzo flector alternante

Alt=(sigmax-sigmin)/2

//TENSORES DE ESFUERZOS

Atl1=[((Alt)/(Kcf(1)*Kb))/2 0 0; 0 0 0; 0 0 0] //Alemante

J=spec(Atl1)//Funcion para los autovalores

sigma=[(((J(1)-J(2))^2) + ((J(2)-J(3))^2) + ((J(3)-J(1))^2))/2]^0.5 //Vmises alternante

Med1=[((Med)/(Kcf(1)*Kb))/2 0 0; 0 0 0; 0 0 0]//Medio

Y=spec(Med1)

sigymm=[(((Y(1)-Y(2))^2) + ((Y(2)-Y(3))^2) + ((Y(3)-Y(1))^2))/2]^0.5 //Vmises medio

//PROCESO ESTOCASTICO AGREGAMOS LA DESVIACION

sigmaln=[sigma,0] //Vmises alternante media y desviacion

sigmmIn=[sigymm,0] //Vmises medio media y desviacion

//FACTORES DE MARIN PARA HALLAR EL LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA SE

//Factor de superficie

Ka=[4.45*Sut^0.265,(4.45*Sut^0.265)*0.058] //Maquinado o laminado en frio

CfKa=(Ka(2)/Ka(1))//Coeficiente de Ka

//Factor de temperatura

Kd=[1.010,0.11*1.010] //Temperatura de 50°

CfkD=(Kd(2)/Kd(1))//Coeficiente de Kd

// MULTIPLICACION DE KA, KD Y SE: TENER EN CUENTA OPERACIONES ALGEBRAICAS PARA MEDIAS Y DESVIACIONES

mediaKaKd=Ka(1)*Kd(1)//MEDIA DE KAKD

desv_KaKd=mediaKaKd*sqrt(CfKa^2 + CfkD^2 + (CfKa^2)* CfkD^2)//DESVIACION KAKD

CKaKd=(desv_KaKd/mediaKaKd)//COEFICIENTE KAKD

Se_prima=[0.506*Sut,0.138*0.506*Sut] //Se'

CfSe_prima=Se_prima(2)/Se_prima(1)//Coeficiente Se'

SE_MEDIO=mediaKaKd*Se_prima(1)//Media Se

SE_DESVIA=SE_MEDIO*sqrt(CfSe_prima^2+CKaKd^2+(CfSe_prima^2)*(CKaKd^2))//Desviacion Se

Cf_SE=(SE_DESVIA/SE_MEDIO)//Coeficiente de Se

//EVALUACION DEL CRITERIO DE LA ASME ELIPTICA: TENER EN CUENTA OPERACIONES ALGEBRAICAS PARA MEDIAS Y DESVIACIONES

//VM/SUT

Zmedio=sigymm/Sut

Med_Sult=28.5443 //Desviacion Sut

Cu=Med_Sult/Sut //Coeficiente de Sut

Zdesvia=Zmedio*sqrt(((Cu)^2)*(1+Cu^2))//Desviacion Zmedio

CZ=Zdesvia/Zmedio//Coeficiente Zmedio

```

//VM^2/SUT^2 : Funcion para elevar al cuadrado
Z2medio=Zmedio^2*(1+CZ^2)
Z2desvia=2*Zmedio^2*CZ*(1+0.25*CZ^2)

//VA/SE
ZAmedio=sigma/SE_MEDIO
ZAdesvia=ZAmedio*sqrt(((0^2)+(Cf_SE)^2)*(1+Cf_SE^2))//Desviacion ZAmedio
CZA=ZAdesvia/ZAmedio //Coeficiente ZAmedio

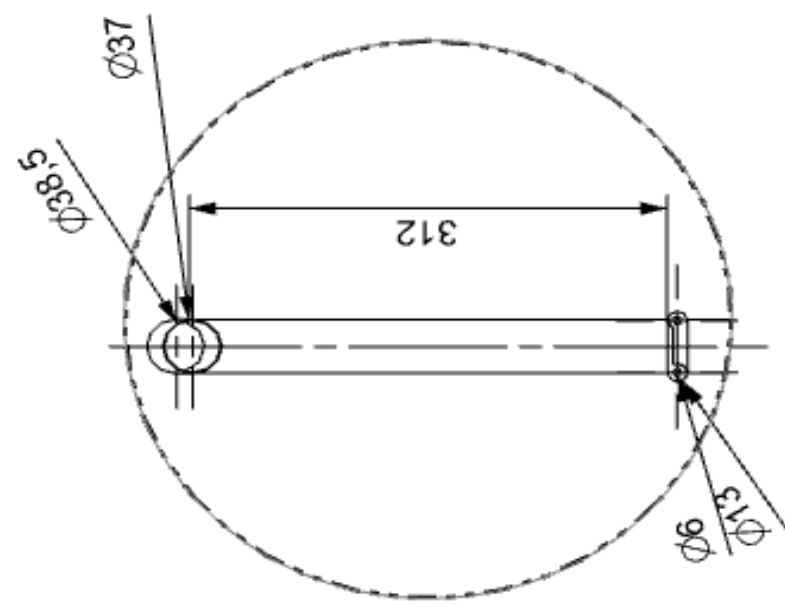
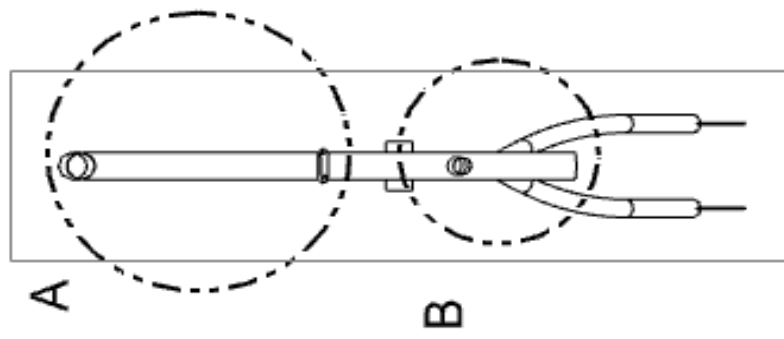
//VA^2/SE^2 : Funcion para elevar al cuadrado
Z2Amedio=ZAmedio^2*(1+CZA^2)
Z2Adesvia=2*ZAmedio^2*CZA*(1+0.25*CZA^2)

//SUMA DE VA^2/SE^2+VM^2/SUT^2
ASMEM=Z2Amedio+Z2medio // Asme media
ASMED=sqrt(Z2desvia^2 + Z2Adesvia^2) //Asme media
Cf_ASME=ASMED/ASMEM //Coeficiente ASME

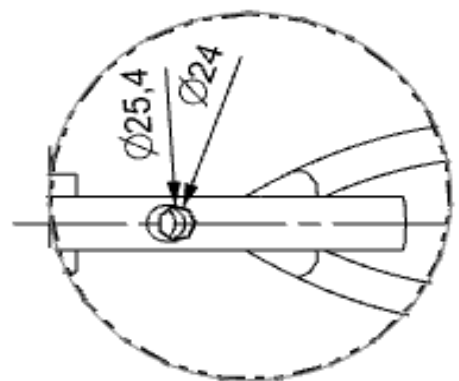
//CAMBIO DE VARIABLE DE LOG NORMAL A NORMAL
MEDCnormal=log(ASMEM)-((0.5)*(Cf_ASME)^2)//Media asme normal
DESVnormal=Cf_ASME //Desviacion asme normal

//PROBABILIDAD DE FALLA
[Prob,Qconf]=cdfnor("PQ",0,abs(MEDCnormal),DESVnormal)
disp("La probabilidad de falla por fatiga es: ")
disp (Prob)
disp("El esfuerzo de von misses es")
disp(sigvmm)
disp("El espesor es")
disp(De-Di)

```

DETAIL A
SCALE 1:5



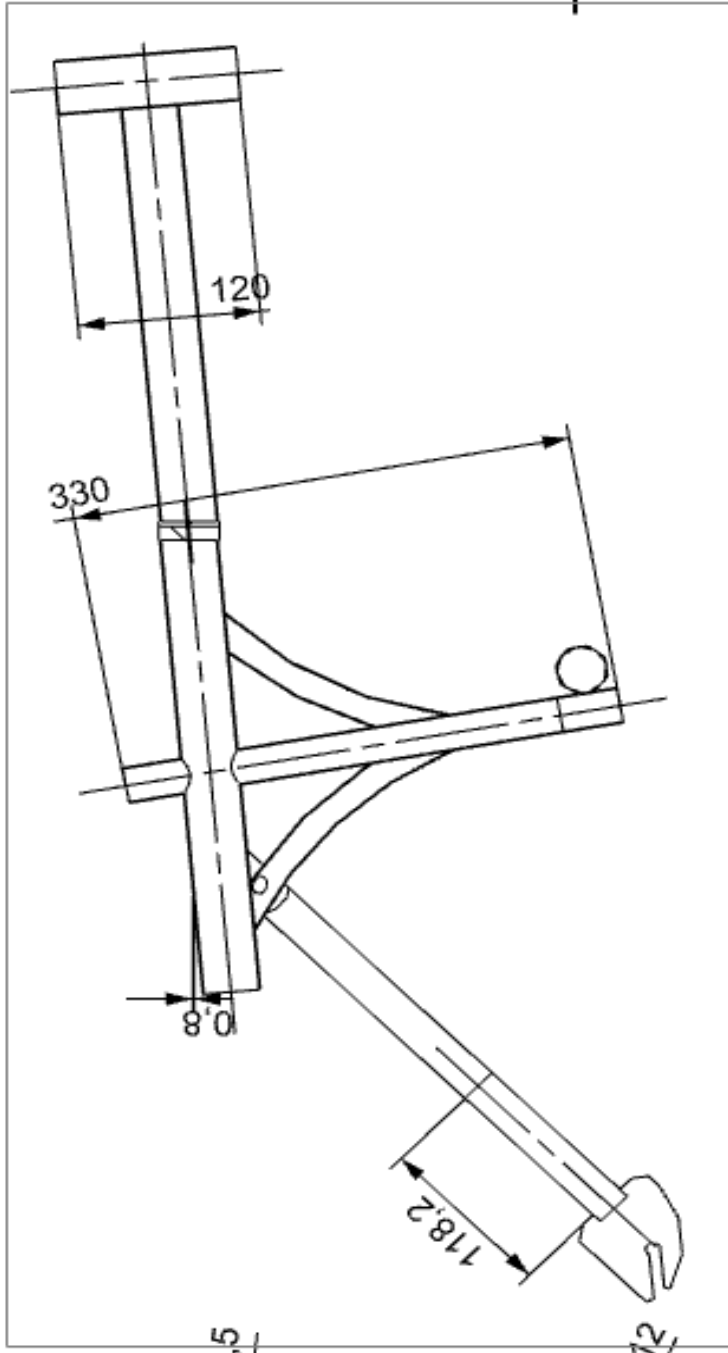
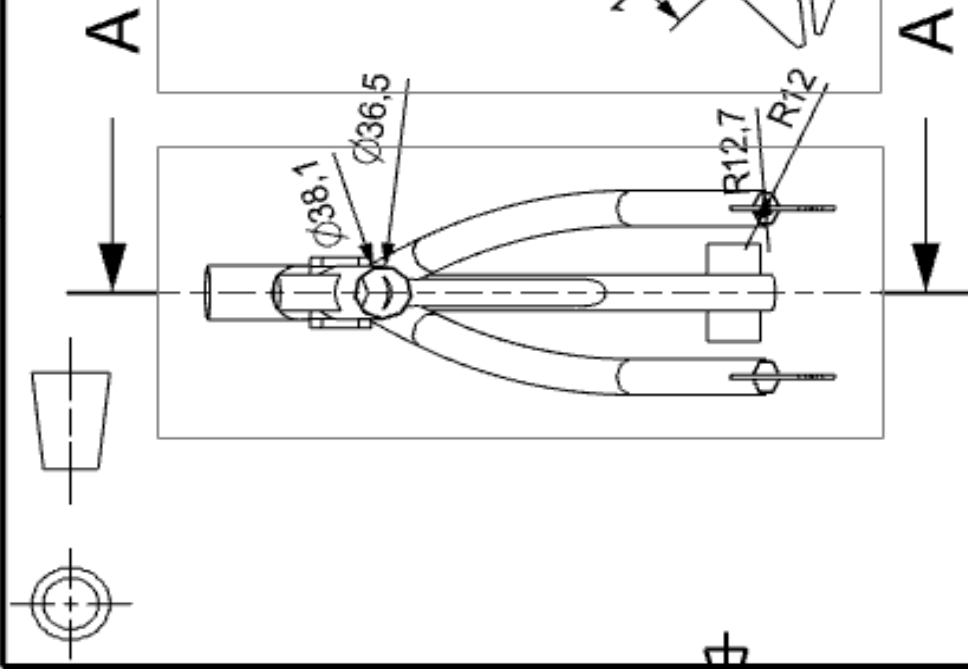
DETAIL B
SCALE 1:5

ALL DIMENSIONS IN mm

SIEMENS

THIS DRAWING HAS BEEN PRODUCED USING AN EXAMPLE
TEMPLATE PROVIDED BY SIEMENS PLM SOFTWARE

FIRST ISSUED	02/09/2016	TITLE	Ensamble_tubo_recto_sin_accesorio		SHEET REV
DRAWN BY	Jhon E. Gomez	SIZE	A4	ensembleparapalanos	A
CHECKED BY	Andrea Mendoza	DRG NO.			
APPROVED BY	Edgardo Arrieta	SCALE	1:1	SHEET 5 OF 6	



SECTION A-A

SIEMENS

THIS DRAWING HAS BEEN PRODUCED USING AN EXAMPLE
TEMPLATE PROVIDED BY SIEMENS PLM SOFTWARE

FIRST ISSUED	02/09/2016	TITLE	Ensamble_tubo_recto_sin_accesorio	
DRAWN BY	Jhon E. Gomez	SIZE	A4	SHEET REV
CHECKED BY	Andrea Mendoza	DRG NO.	ensambleparapalanos	A
APPROVED BY	Eduardo Arrieta	SCALE	1:1	SHEET 5 OF 6

ALL DIMENSIONS IN mm

A

B

C

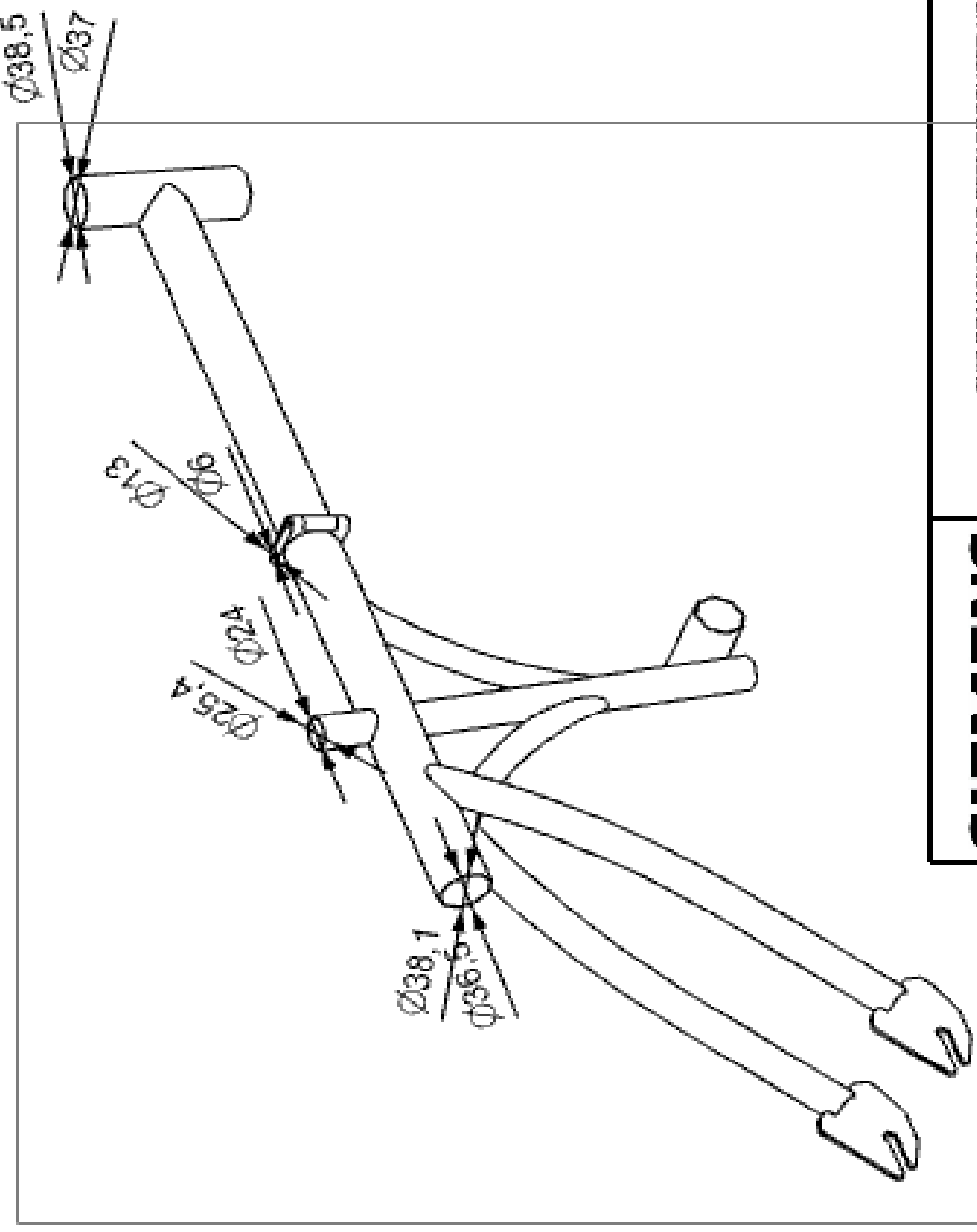
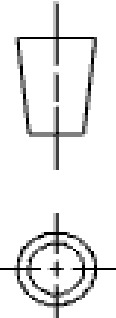
D

4

3

2

1



SIEMENS

THIS DRAWING HAS BEEN PRODUCED USING AN EXAMPLE
TEMPLATE PROVIDED BY SIEMENS PLM SOFTWARE

FIRST ISSUED	02/09/2016	TITLE	
DRAWN BY	Jhon E. Gomez		
CHECKED BY	Andrea Montoya		
APPROVED BY	Eduardo Arrieta		

Ensamble tubo_recto_sin_Accesorio		SHEET REV	A
SIZE	DRG NO.		
A4	ensambleparapalanos		
SCALE 1:1		SHEET 3 OF 3	

ALL DIMENSIONS IN mm

1

2

3

4

A

B

C

D