



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA EQUINOCCIAL

**FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA E
INDUSTRIAS**

CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

**DISEÑO Y ANÁLISIS, DE UN MECANISMO
ELEVADOR DE VEHÍCULOS LIVIANOS POR EL
MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.**

**TRABAJO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
DE INGENIERO MECATRÓNICO**

**AUTOR: DIEGO GUSTAVO GUACHIMBOSA
SANTIAGO**

DIRECTOR: ING. ALEX Y VINUEZA

Quito, junio 2016

© Universidad Tecnológica Equinoccial 2016.
Reservados todos los derechos de reproducción

DECLARACIÓN

Yo DIEGO GUSTAVO GUACHIMBOSA SANTIAGO, declaro que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Universidad Tecnológica Equinoccial puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.



Diego Gustavo Guachimbosa Santiago

C.I. 1803809407

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo que lleva por título "DISEÑO Y ANÁLISIS, DE UN MECANISMO ELEVADOR DE VEHÍCULOS LIVIANOS DE ELEVACIÓN POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.", que, para aspirar al título de **Ingeniero en Mecatrónica** fue desarrollado por Diego Gustavo Guachimposa Santiago, bajo mi dirección y supervisión, en la Facultad de Ciencias de la Ingeniería e Industrias; y cumple con las condiciones requeridas por el reglamento de Trabajos de Titulación artículos 19, 27 y 28.



ING. ALEXY VINUEZA LOZADA MSC.

DIRECTOR DEL TRABAJO

C.I. 17147110056

DEDICATORIA

Este trabajo de titulación lo dedicó a Dios, ser supremo de mi vida.

A mis padres, dos ángeles que me extendieron sus brazos, siempre, sobre todo en los momentos de obscuridad.

A mamá mi más grande y eterno amor, aquella que siempre confió en mí, la que me devolvió las ganas de vivir y me dio la oportunidad de concluir este sueño que parecía inalcanzable.

A papá, mi héroe, el que con su honestidad y humildad ha inculcado en sus hijos el amor y la responsabilidad.

A mi maestro, compañero de mil batallas, mejor amigo mi hermano Víctor Hugo.

A mi hermanita Carolina, mi protectora, por su cariño infinito y su ejemplo de tenacidad y lucha diaria.

Al abuelo y la abuela que están en el cielo.

A mi compañera de vida Fernanda por todos los años de amor incondicional, por su paciencia y lealtad en los momentos difíciles, por impulsarme a cada día ser mejor.

AGRADECIMIENTO

Deseo agradecer a Dios por su infinita bondad, a mis padres y hermanos por su paciencia y amor incondicional, a todos los familiares que de uno u otro modo me brindaron su apoyo para poder efectivizar este sueño, en especial para mi maestro Víctor Hugo.

Quiero expresar un agradecimiento especial a esta la que se volvió mi casa, la UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA EQUINOCCIAL, por haberme dado la oportunidad de profesionalizarme, al ingeniero Alexy Vinueza por su constante apoyo y guía, al ingeniero Daniel Mideros por su don de gente, a la ingeniera Marcela Parra, y a todos los maestros que marcaron mi formación durante toda la estadía en la carrera.

A mis amigos y compañeros, y a todas las personas que hicieron posible cristalizar este, mi sueño.

FORMULARIO DE REGISTRO BIBLIOGRÁFICO

PROYECTO DE TITULACIÓN

DATOS DE CONTACTO	
CÉDULA DE IDENTIDAD:	1803809407
APELLIDO Y NOMBRES:	GUACHIMBOSA SANTIAGO DIEGO GUSTAVO
DIRECCIÓN:	18 DE SEPTIEMBRE
EMAIL:	ogeidgus@hotmail.com
TELÉFONO FIJO:	032852636
TELÉFONO MOVIL:	0984835599

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	DISEÑO Y ANALISIS, DE UN MECANISMO ELEVADOR DE VEHICULOS LIVIANOS POR EL METODO DE ELEMENTOS FINITOS
AUTOR O AUTORES:	DIEGO GUACHIMBOSA
FECHA DE ENTREGA DEL PROYECTO DE TITULACIÓN:	22 DE JUNIO DE 2016
DIRECTOR DEL PROYECTO DE TITULACIÓN:	ING. ALEXY VINUEZA
PROGRAMA	PREGRADO <input checked="" type="checkbox"/> POSGRADO <input type="checkbox"/>
TÍTULO POR EL QUE OPTA:	INGENIERO EN MECATRONICA
RESUMEN: Mínimo 250 palabras	<p>El presente trabajo se muestra como una herramienta innovadora de apoyo frente al problema que presenta el diseño mecánico tradicional, en este caso está directamente relacionado en el análisis de un elevador tipo tijeras para vehículos livianos. El diseño se lo realizó partiendo desde cero, teniendo como únicos datos de partida la altura a la que se necesita que el elevador llegue y el peso que debe soportar, la velocidad de elevación del mecanismo es casi despreciable, debido al mínimo valor que tiene en relación al tamaño y</p>

	<p>resistencia de los componentes del mecanismo elevador. Los diferentes análisis que se realizaron en el software CAD-CAE, fueron cotejados con los resultados obtenidos en los cálculos de diseño mecánico tradicional, estas son herramientas complementarias al uso de ecuaciones matemáticas; fue fundamental dentro de los análisis realizados las condiciones que se aplican en los mismos, es decir, las condiciones de frontera y las entradas que se aplican. Una vez obtenidos datos preliminares fue importante realizar modificaciones y asignar materiales que son comerciales dentro del mercado nacional., para así asegurar que el diseño pueda ser fácilmente fabricado dentro de cualquier taller de la localidad. Se utilizaron factores de seguridad altos, debido a que el mecanismo elevador de vehículos es un elemento de trabajo en el cual se ponen en riesgo vidas humanas.</p>
<p>PALABRAS CLAVES:</p>	<p>Elevador de vehículos, tipo tijera, elementos finitos</p>
<p>ABSTRACT:</p>	<p>This work is shown as an innovative tool support against the problem with the traditional mechanical design, in this case is directly related to the analysis of a scissors type lifting light vehicles. The design was made from scratch, with the only data starting height to which needs the elevator arrives and the weight to be supported, the lifting speed of the mechanism is almost negligible, because the minimum value of in relation to the size and strength of components of the lift mechanism. The various analyzes that were conducted in the CAD-CAE software, were compared to the results obtained in the traditional mechanical design calculations, these are complementary to the use of mathematical equations tools; It was instrumental analyzes within the conditions that apply to them, ie, the boundary</p>

	conditions and entries that apply. Once obtained preliminary data was important to make changes and assign materials are trademarks in the domestic market. In order to ensure that the design can be easily manufactured in any shop in the town. high safety factors were used, because the vehicle lift mechanism is an element of work which endanger human lives.
KEYWORDS	Car lifts

Se autoriza la publicación de este Proyecto de Titulación en el Repositorio Digital de la Institución.

f:  _____

GUACHIMBOSA SANTIAGO DIEGO GUSTAVO

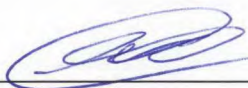
1803809407

DECLARACIÓN Y AUTORIZACIÓN

Yo, **GUACHIMBOSA SANTIAGO DIEGO GUSTAVO** CI 1803809407 autor/a del proyecto titulado: **Diseño y análisis, de un mecanismo elevador de vehículos livianos por el método de elementos finitos** previo a la obtención del título de **GRADO ACADÉMICO COMO INGENIERO EN MECATRONICA** en la Universidad Tecnológica Equinoccial.

1. Declaro tener pleno conocimiento de la obligación que tienen las Instituciones de Educación Superior, de conformidad con el Artículo 144 de la Ley Orgánica de Educación Superior, de entregar a la SENESCYT en formato digital una copia del referido trabajo de graduación para que sea integrado al Sistema Nacional de información de la Educación Superior del Ecuador para su difusión pública respetando los derechos de autor.
2. Autorizo a la BIBLIOTECA de la Universidad Tecnológica Equinoccial a tener una copia del referido trabajo de graduación con el propósito de generar un Repositorio que democratice la información, respetando las políticas de propiedad intelectual vigentes.

Quito, 22 de junio de 2016



GUACHIMBOSA SANTIAGO DIEGO GUSTAVO

1803809407

ÍNDICE DE CONTENIDOS

	PÁGINA
RESUMEN	xi
ABSTRACT	xii
1 INTRODUCCIÓN	
2 MARCO TEÓRICO	
2.1 ELEVADORES PARA VEHÍCULOS.....	5
2.2 ESTRUCTURA DE UN ELEVADOR AUTOMOTRIZ.....	5
2.2.1 GRUPO MÓVIL.....	5
2.2.2 GRUPO DE ELEVACIÓN.....	5
2.2.3 CUADRO DE MANDO	6
2.2.4 DISPOSITIVO DE SEGURIDAD	6
2.3 TIPOS DE ELEVADORES AUTOMOTRICES	6
2.3.1 SISTEMAS EMPOTRADOS BAJO EL PISO	6
2.3.2 SISTEMAS ELEVADORES SOBRE PISO	7
2.3.2.1 ELEVADORES DE DOS COLUMNAS.....	7
2.3.2.2 ELEVADORES DE CUATRO COLUMNAS	8
2.3.2.3 ELEVADORES DE TIPO TIJERAS.....	8
2.4 PROCESO DE DISEÑO.....	9
2.4.1 EL PROCESO DEL DISEÑO MECÁNICO	9
2.4.2 DISEÑO MECÁNICO DE COLUMNAS	11
2.4.2.1 COLUMNAS	11
2.4.2.2 FIJACIÓN DE LOS EXTREMOS DE LA COLUMNA	12
2.4.2.3 RELACIÓN DE ESBELTEZ	14
2.4.2.4 CARGA CRÍTICA	14
2.4.3 DISEÑO MECÁNICO DE VIGAS.....	15
2.4.3.1 TIPOS DE VIGAS.....	15
2.4.3.2 CARGAS EN UNA VIGA	17
2.4.3.3 FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLEXIONANTE	18

2.4.3.4	DIAGRAMAS DE MOMENTOS FLEXIONANTES Y FUERZAS CORTANTES.....	18
2.5	TEORIA DE ESFUERZOS.....	19
2.5.1	ESFUERZO.....	20
2.5.2	ESFUERZO NORMAL	20
2.5.3	ESFUERZO CORTANTE.....	21
2.5.3.1	ESFUERZO CORTANTE VERTICAL	22
2.5.4	ESFUERZOS DEBIDO A FLEXIÓN.....	23
2.5.5	BARRAS CON CARGAS AXIALES INTERMEDIAS.....	23
2.5.6	ESFUERZOS COMBINADOS.....	24
2.5.7	ESFUERZOS NORMALES MÁXIMOS: ESFUERZOS PRINCIPALES.....	25
2.5.8	CÍRCULO DE MOHR	25
2.5.9	CRITERIOS DE FALLA.....	26
2.5.9.1	MÉTODO DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN PARA ESFUERZOS ESTÁTICOS BIAXIALES O TRIAXIALES EN MATERIALES DÚCTILES.....	27
2.5.10	FACTORES DE DISEÑO.....	27
2.5.10.1	CÁLCULO DE LOS FACTORES DE DISEÑO.....	28
2.6	HIDRÁULICA	29
2.6.1	INTRODUCCIÓN A LA HIDRÁULICA	29
2.6.2	PRESIÓN.....	29
2.6.3	CAUDAL	29
2.6.4	FLUIDO.....	30
2.6.5	BOMBA HIDRÁULICA.....	30
2.6.5.1	BOMBA DE ENGRANAJES.....	30
2.6.5.2	BOMBA DE PALETAS.....	31
2.6.5.3	BOMBA DE PISTÓN	31
2.7	CILINDROS HIDRÁULICOS	32

2.7.1	FUERZA DEL CILINDRO	32
2.7.1.1	VELOCIDAD DE TRABAJO.....	33
2.7.2	CILINDRO SIMPLE EFECTO.....	34
2.7.3	CILINDRO DOBLE EFECTO.....	34
2.8	MÉTODO DE ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS	35
2.8.1	APLICACIONES DEL MEF	36
2.8.2	EL ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS EN LAS ESTRUCTURAS.	37
2.8.3	PROCEDIMIENTO DE SOLUCIÓN CON MEF	38
3	METODOLOGÍA.....	
3.1	NECESIDADES DE DISEÑO	41
3.1.1	ESTUDIO PRELIMINAR DEL PRODUCTO EN EL MERCADO	41
3.1.2	REQUERIMIENTOS DE USUARIOS	42
3.1.3	MATRIZ DE FUNCIÓN DE CALIDAD.....	44
3.1.4	ANÁLISIS FUNCIONAL DEL PRODUCTO	45
3.1.5	GENERACIÓN DE CONCEPTOS.....	46
3.1.6	EVALUACIÓN DE CONCEPTOS Y CONCEPTO GANADOR..	46
3.1.7	RESTRICCIONES.....	48
3.2	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	48
3.3	OPTIMIZACIÓN	49
3.4	ANÁLISIS Y VALIDACIÓN DE RESULTADOS	50
3.5	DISEÑO	50
3.5.1	DISEÑO DEL MECANISMO ELEVADOR DE AUTOS LIVIANOS	50
3.5.1.1	CONSIDERACIONES DEL DISEÑO	50
3.5.1.2	DATOS.....	51
3.5.1.3	PUNTOS DE REFERENCIA.....	52
3.5.1.4	CARGAS Y DISTANCIAS EN EL ELEVADOR	52
3.5.2	CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN LA VIGA SUPERIOR ..	53

3.5.2.1	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA VIGA 1-2	53
3.5.3	CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN LA PRIMERA COMPONENTE DE LA TIJERA BARRA 1-B.....	54
3.5.4	CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN LA SEGUNDA COMPONENTE DE LA TIJERA BARRA 2-A.....	55
3.5.5	CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN EL PISTÓN.....	56
3.5.6	GRÁFICO DE LAS FUERZAS PRIMERA VIGA CON LOS SENTIDOS CORRECTOS	56
3.5.7	GRÁFICO DE LAS FUERZAS SEGUNDA VIGA CON LOS SENTIDOS CORRECTOS	57
3.5.8	DISEÑO DE LA VIGA 1	57
3.5.8.1	DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR PRIMERA VIGA.....	59
3.5.9	DISEÑO DE LA VIGA 2.....	60
3.5.9.1	DIAGRAMA DE MOMENTOS SEGUNDA COMPONENTE	62
3.5.10	DISEÑO DE LA VIGA SUPERIOR	63
3.5.10.1	DIAGRAMA DE MOMENTOS VIGA SUPERIOR.....	63
3.5.11	CÁLCULO DE ESFUERZOS	64
3.6	ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS	65
3.6.1	ANÁLISIS DINÁMICO (RIGID DYNAMICS).....	65
3.6.1.1	DOMINIO.....	66
3.6.1.2	CONDICIONES DE FRONTERA.....	66
3.6.1.3	MALLA.....	68
3.6.1.4	ENTRADAS.....	69
3.6.1.5	SALIDA.....	69
3.6.2	ANÁLISIS ESTÁTICO (STATIC STRUCTURAL).....	70
3.6.2.1	DOMINIO.....	70
3.6.2.2	CONDICIONES DE FRONTERA	71
3.6.2.3	MALLA.....	72

3.6.2.4	ENTRADAS.....	73
3.6.2.5	SALIDAS	73
3.6.2.6	FACTORES DE SEGURIDAD	74
3.6.3	ANÁLISIS DE CONVERGENCIA DE MALLA	75
3.7	SELECCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO	75
3.7.1	DIÁMETRO DEL CILINDRO	76
3.7.2	CÀLCULO DEL CAUDAL.....	77
3.7.3	CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR ELÉCTRICO.....	77
3.8	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	78
3.9	RESULTADOS SELECCIÓN DE MATERIALES COMERCIALES ..	78
3.9.1	VIGA SUPERIOR.....	78
3.9.2	COMPONENTES DE LA TIJERA.....	78
3.9.3	SELECCIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO	79
3.9.4	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	79
4	ANÁLISIS DE RESULTADOS	
4.1	RESULTADOS ANÁLISIS DINÁMICO	81
4.2	RESULTADOS ANÁLISIS ESTÁTICO ESTRUCTURAL	82
4.3	ANALISIS DE CONVERGENCIA	82
4.4	RESULTADOS DISEÑO MECÁNICO	83
4.5	RESULTADOS DE LOS ESFUERZOS Y FACTORES DE SEGURIDAD CON LOS ELEMENTOS COMERCIALES	84
4.6	COMPARACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	84
5	FACTIBILIDAD MEDIO AMBIENTAL.....	
6	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
	CONCLUSIONES.....	93
	RECOMENDACIONES.....	95
	BIBLIOGRAFÍA.....	
	ANEXOS	

ÍNDICE DE TABLAS

	PÁGINA
Tabla 1. Ciclo de Actividades de un proceso de diseño.....	10
Tabla 2. Tipos de sujeción y constantes para la longitud efectiva de la columna	13
Tabla 3. Fórmulas especiales esfuerzo cortante vertical	22
Tabla 4. Método de predicción de falla	27
Tabla 5. Factores de diseño (Materiales dúctiles).....	28
Tabla 6. Cálculo de los factores de Diseño para materiales dúctiles	28
Tabla 7. Matriz de Función de calidad	44
Tabla 8. Generación de Conceptos	46
Tabla 9. Organización de la Matriz Morfológica.....	47
Tabla 10. Especificaciones Técnicas.....	49
Tabla 11. Valores sistema de ecuaciones	56
Tabla 12. Resultados análisis dinámico.....	81
Tabla 13. Esfuerzos de Von mises	82
Tabla 14. Análisis de convergencia	82
Tabla 15. Cálculos mecánicos.....	84
Tabla 16. Cálculos comerciales.....	84
Tabla 17. Interacción Causa-Efecto	89
Tabla 18. Clasificación de las variables.....	90

ÍNDICE DE FIGURAS

	PÁGINA
Figura 1. Rampas y elevadores automotrices	7
Figura 2. Sistemas elevadores sobre piso	7
Figura 3. Elevadores de dos columnas	8
Figura 4. Elevadores de cuatro columnas	8
Figura 5. Elevador tipo tijeras	9
Figura 6. Fases del proceso de diseño en ingeniería mecánica.	11
Figura 7. Pandeo de una columna esbelta debido a una carga P	12
Figura 8. Vigas.....	15
Figura 9. Vigas estáticamente determinadas	16
Figura 10. Vigas estáticamente indeterminadas.....	16
Figura 11. Tipos de cargas en vigas.	18
Figura 12. Diagramas de momentos cortantes y fuerzas cortantes	19
Figura 13. Esfuerzos.....	20
Figura 14. Esfuerzo Normal	21
Figura 15. Esfuerzo de tensión y compresión	21
Figura 16. Esfuerzo cortante.....	21
Figura 17. Momento de inercia.....	23
Figura 18. Barras con cargas axiales intermedias.....	24
Figura 19. Esfuerzos combinados.....	24
Figura 20. Círculo de Mohr	26
Figura 21. Partes de la bomba de engranajes.....	31
Figura 22. Partes de la bomba de paletas.....	31
Figura 23. Bomba hidráulica de pistones oscilantes.....	32
Figura 24. Componentes básicos del cilindro hidráulico.....	32
Figura 25. Áreas del cilindro	33
Figura 26. Cilindro hidráulico de simple efecto	34
Figura 27. Cilindro de doble efecto	34
Figura 28. Funcionamiento del cilindro de doble efecto	35
Figura 29. Aplicaciones del MEF (automotriz).....	36

Figura 30. Aplicaciones del MEF (Estructural)	37
Figura 31. Procedimiento de solución con MEF	38
Figura 32. Metodología mecatrónica en V.....	41
Figura 33. Proveedores de Elevadores de vehículos	42
Figura 34. Análisis funcional del producto	45
Figura 35. Angulo del pistón	51
Figura 36. Angulo de la viga	51
Figura 37. Momento de inercia de la componente de la tijera	51
Figura 38. Puntos de referencia	52
Figura 39. Cargas y distancias 1	52
Figura 40. Cargas y distancias 2.....	53
Figura 41. Cargas y distancias 3.....	53
Figura 42. Diagrama de cuerpo libre viga superior.....	53
Figura 43. Reacciones primera componente.....	54
Figura 44. Reacciones segunda componente	55
Figura 45. Reacciones en el pistón	56
Figura 46. Sentidos correctos primera componente.....	57
Figura 47. Sentidos correctos segunda componente	57
Figura 48. Descomposición primera componente	58
Figura 49. Diagrama de momentos primera componente.....	59
Figura 50. Círculo de Mohr primera componente	60
Figura 51. Descomposición segunda componente.....	61
Figura 52. Diagrama de momentos segunda componente	62
Figura 53. Círculo de Mohr segunda componente.....	62
Figura 54. Diagrama de cuerpo libre viga superior.....	63
Figura 55. Diagrama de momentos viga superior.....	63
Figura 56. Círculo de Mohr viga superior	64
Figura 57. Dominio análisis dinámico.....	66
Figura 58. Juntas análisis dinámico 1	66
Figura 59. Juntas análisis dinámico 2	67
Figura 60. Juntas análisis dinámico 3	67
Figura 61. Juntas análisis dinámico 4	68

Figura 62. Análisis dinámico contactos	68
Figura 63. Análisis dinámico malla	69
Figura 64. Análisis dinámico entradas.....	69
Figura 65. Análisis dinámico salidas	70
Figura 66. Dominio análisis estático.....	70
Figura 67. Juntas análisis estático	71
Figura 68. Juntas análisis estático 2	72
Figura 69. Soportes análisis estático.....	72
Figura 70. Malla análisis estático 2	73
Figura 71. Entradas análisis estático.....	73
Figura 72. Esfuerzo en el bocín	74
Figura 73. Factor de seguridad del bocín.....	74
Figura 74. Convergencia.....	75
Figura 75. Altura del mecanismo.....	81
Figura 76. Análisis de convergencia	83
Figura 77. Selección de rodamientos	79

ÍNDICE DE ANEXOS

	PÁGINA
Anexo 1: Catálogo de vigas comerciales (IPAC).....	101
Anexo 2: Catálogo de Rodamientos	102
Anexo 3: Catálogo de Bombas hidráulicas	103
Anexo 4: Catálogo de Cilindros hidráulicos.....	104

RESUMEN

El presente trabajo se muestra como una herramienta innovadora de apoyo frente al problema que presenta el diseño mecánico tradicional, en este caso está directamente enfocado en el análisis de un ELEVADOR TIPO TIJERAS para vehículos livianos. El diseño se lo realizó partiendo desde cero, teniendo como únicos datos de partida la altura a la que se necesita que el elevador llegue y el peso que debe soportar, la velocidad de elevación del mecanismo es casi despreciable, debido al mínimo valor que tiene en relación al tamaño y resistencia de los componentes del mecanismo elevador. Los diferentes análisis que se realizaron en el software CAD-CAE, fueron cotejados con los resultados obtenidos en los cálculos de diseño mecánico tradicional, estas son herramientas que complementan el uso de las ecuaciones matemáticas; fue fundamental dentro de los análisis realizados las consideraciones que se aplican en los mismos, es decir, las condiciones de frontera y las entradas que se aplicaron. Una vez obtenidos datos preliminares fue importante realizar modificaciones y asignar materiales que son comerciales dentro del mercado nacional, para así asegurar que el diseño pueda ser fácilmente fabricado dentro de cualquier taller de la localidad. Se utilizaron factores de seguridad altos, debido a que el mecanismo elevador de vehículos es un elemento de trabajo en el cual se ponen en riesgo vidas humanas. El diseño que se realizó presenta formas básicas con componentes fáciles de ser maquinados, a excepción de los dos cilindros hidráulicos que deberán ser importados.

ABSTRACT

This work is shown as an innovative tool support against the problem with the traditional mechanical design, in this case is directly focused on the analysis of a TYPE LIFT SCISSORS for light vehicles. The design was made from scratch, with the only data starting height to which needs the elevator arrives and the weight to be supported, the lifting speed of the mechanism is almost negligible, because the minimum value of in relation to the size and strength of components of the lift mechanism. The various analyzes that were conducted in the CAD-CAE software, were compared to the results obtained in the traditional mechanical design calculations, these are tools that complement the use of mathematical equations; was instrumental in the analyzes considerations that apply to them, the boundary conditions and entries that were applied. Once obtained preliminary data was important to make changes and assign materials are trademarks in the domestic market in order to ensure that the design can be easily manufactured in any shop in the town. high safety factors were used, because the vehicle lift mechanism is an element of work which endanger human lives. The design was made with easy presents basic forms of being machined components, except for the two hydraulic cylinders which must be imported.

1 INTRODUCCIÓN

Los diferentes estudios señalan que la capacidad de las herramientas informáticas actuales hace que el proceso de diseño en la industria actual deba ser sometido a un análisis específico. En dichos procesos se ha desarrollado lo que hoy en día se conoce como diseño asistido por computador (CAD) e ingeniería asistida por computador (CAE). Estas tecnologías permiten introducir el uso de ordenadores (y de su potencia) a la hora de crear, modificar, analizar y optimizar cualquier proceso de diseño. Las herramientas de esta tecnología van desde la modelización geométrica hasta herramientas para el análisis y perfeccionamiento del producto obtenido. A pesar de ello, se debe hacer notar que el objetivo principal de este tipo de tecnología es la modelización, ya que el diseño es la actividad principal de cualquier ciclo productivo. Los sistemas CAD/CAE proporcionan numerosas ventajas tales como: Facilidad, comodidad y mayor sencillez en la etapa de diseño; rapidez, exactitud y uniformidad en la fabricación; alto porcentaje de éxito, eliminación de la necesidad de prototipos; aumento de la productividad y productos más competitivos (Ricart, 2012).

El software CAE es una gran ayuda para el diseño de mecanismos. Los resultados que se obtienen reducen el tiempo de diseño y permite eliminar errores en el sistema. Con el uso del Software se evita perdidas de material y de trabajo, permite directamente construir un mecanismo con funcionamiento óptimo. Con la simulación en el software se tiene una clara orientación para los errores que podrían presentarse en una construcción futura del elevador (SISBIB, 2006).

Por otra parte, con relación al Método de Elementos Finitos (MEF), utilizado para el análisis de un cuerpo, estructura o medio continuo, consiste en dividir en pequeñas porciones de área la geometría del mismo y luego formar un sistema de ecuaciones que relacione cada diferencial de área para posteriormente dar solución al sistema mediante métodos numéricos. La exactitud del método depende de algunos factores entre los que están:

- Elección de un correcto mallado o discretizado de la región.
- Elección de un tamaño y geometría adecuados del elemento.

Los métodos numéricos implementados en programas profesionales son empleados por ingenieros y especialistas en la actualidad como una de las herramientas más robustas en el diseño de implantes médicos, robótica, fabricación de maquinarias y construcción de estructuras, entre otras. Este tipo de aplicaciones informáticas permiten realizar diversos tipos de análisis, tales como, estructurales, dinámicos, vibratorios, randómicos en cualquier clase de elemento o conjunto (Cisneros & Gonzalez, 2015).

En este contexto, los elevadores para vehículos son mecanismos que permiten levantar hasta una altura determinada sobre el suelo cualquier tipo de auto, son módulos de avance lento, dependiendo del trabajo y la necesidad que se busque satisfacer en el mismo, existen diversos tipos de dispositivos de elevación, y los podemos clasificar en dos grandes grupos: Elevadores de vehículos bajo el nivel del suelo, elevadores de vehículos sobre el nivel suelo (Bendpak, 2016).

En el primer caso se presentan como fosas cavadas a determinada profundidad en el piso, en la cual se permite el ingreso del personal para realizar cualquier tipo de mantenimiento en el auto mientras este se mantiene fijo a nivel del suelo, en el pasado esta era la manera más común de trabajar en talleres de reparación y mantenimiento de autos, ya que por su costo y poca necesidad de mantenimiento representaban una forma económica de trabajar a pesar de la incomodidad y falta de espacio. En nuestro medio es muy común encontrar en la actualidad este tipo de espacios de trabajo (Harari, 2016).

Los elevadores sobre piso en cambio, son dispositivos empotrados sobre el suelo, utilizan sistemas hidráulicos o neumáticos para realizar la tarea de elevar el vehículo cualquiera que este fuere, son mecanismos de diseño más complejo que requieren de planes de mantenimiento, pero que a la vez brindan mucha mayor comodidad al operador en el momento de realizar cualquier tipo de trabajo (Bendpak, 2016).

En la industria automotriz entre los más utilizados se puede mencionar:

Elevador de dos columnas (Simétrico y asimétrico)

Elevador de cuatro columnas

Elevadores tipo estacionamiento

Elevadores tipo tijera

En Ecuador el proceso de diseño y análisis de este tipo de mecanismos de elevación se lo ha realizado siempre desde un enfoque tradicional utilizando las ecuaciones de diseño mecánico, aspecto que implica ciertas limitaciones en el producto final y la obligatoriedad de construir prototipos de la maquinaria.

En el presente diseño se planteó el siguiente objetivo general:

Desarrollar el diseño y análisis de un mecanismo elevador de vehículos livianos por el método de elementos finitos, contribuyendo a solucionar las deficiencias estructurales de estos mecanismos.

Para lo cual se realizó los siguientes objetivos específicos

- Diseñar el prototipo del mecanismo elevador utilizando un software CAD.
- Analizar el prototipo del mecanismo elevador utilizando un software CAE (FEA).
- Desarrollar los cálculos de diseño mecánico del modelado.
- Comparar los cálculos obtenidos entre el análisis (FEA) y los cálculos de diseño mecánico para obtener resultados y conclusiones.

2 MARCO TEÓRICO

Se describen los conceptos básicos de los elevadores de vehículos, diseño mecánico tradicional y el método de elementos finitos para el análisis de los diferentes componentes mecánicos de los elevadores.

2.1 ELEVADORES PARA VEHÍCULOS.

Un elevador para automóviles es un dispositivo o mecanismo que permite elevar y acceder a la parte baja del vehículo. Para ello se utilizan básicamente tres sistemas de potencia: electromecánico, hidráulico y neumático. La sujeción del vehículo puede realizarse desde el chasis o los ejes y su capacidad de elevación depende de los requerimientos de diseño (Plata & García, 2004).

2.2 ESTRUCTURA DE UN ELEVADOR AUTOMOTRIZ.

Cualquier tipo de elevador automotriz presenta una configuración básica compuesta principalmente de las siguientes partes:

- a) Grupo móvil.
- b) Grupo de elevación.
- c) Cuadro de mando.
- d) Dispositivos de seguridad.

2.2.1 GRUPO MÓVIL

Es la parte móvil del elevador, está formado generalmente por brazos, estos están provistos de dos rampas cortas basculantes a los costados que desempeñan también la función de extensión de plataforma; brazos y plataformas están fijados entre ellos a través pernos rodantes, que permiten la rotación de un elemento en relación a otro (Chicaiza, 2011).

2.2.2 GRUPO DE ELEVACIÓN

Está formado por un cilindro hidráulico conectado mediante tubos rígidos y flexibles (Chicaiza, 2011).

2.2.3 CUADRO DE MANDO

El grupo de elevación está controlado por medio de un cuadro eléctrico de mando, que es el que realiza el proceso de control de la alimentación de los cilindros hidráulicos (Chicaiza, 2011).

2.2.4 DISPOSITIVO DE SEGURIDAD

Son mecanismos que garantizan que el proceso de elevación se realice correctamente, así como también que el vehículo se mantenga fijo en el elevador a determinada altura sobre el piso (Chicaiza, 2011).

2.3 TIPOS DE ELEVADORES AUTOMOTRICES

Existen varios tipos de elevadores automotrices, estos dependen de la clase de vehículo al que van a elevar y la altura que se desea alcanzar para facilitar el estudio se los ha dividido en dos grandes grupos:

- Los sistemas empotrados bajo el piso
- Los sistemas sobre piso.

2.3.1 SISTEMAS EMPOTRADOS BAJO EL PISO

Este tipo de sistemas de elevación automotriz requieren de un área excavada para poder instalar las unidades de potencia y el sistema hidráulico, vienen con uno o dos pistones, y muestran varios tipos de contactos con el vehículo, como se muestra en la Figura 1, ocupa el 15% menos espacio que los elevadores de superficie (Sánchez M, 2011).



Figura 1. Rampas y elevadores automotrices
(Sánchez M. , 2011)

2.3.2 SISTEMAS ELEVADORES SOBRE PISO

Son dispositivos de elevación que no requieren de ningún tipo de excavación para su instalación y funcionamiento, puesto que todos sus componentes se encuentran sobre la superficie del suelo, como se observa en la Figura 2 (Sánchez, 2011).



Figura 2. Sistemas elevadores sobre piso
(Bendpak, 2016)

Se describe tres tipos principales de elevadores sobre piso:

2.3.2.1 ELEVADORES DE DOS COLUMNAS

Este diseño cuenta con dos juegos de brazos de elevación unidos a dos columnas. El vehículo está impulsado por entre las columnas y los brazos se colocan manualmente en el vehículo para levantarla en los puntos de

levantamiento designados en el marco, estos tienen varias posiciones para sujetar el auto, dependiendo de la longitud del mismo y del espacio que se requiera para trabajar, en la Figura 3 se observa una representación del mismo (Sánchez M. , 2011).



Figura 3. Elevadores de dos columnas
(Bendpak, 2016)

2.3.2.2 ELEVADORES DE CUATRO COLUMNAS

En la Figura 4 se puede apreciar un elevador de cuatro postes. Este tipo de elevadores son los más fáciles de usar porque no se tiene que realizar alguna acción antes de levantar el vehículo. El técnico simplemente conduce hacia la rampa y después de 60 a 100 segundos, el vehículo se encuentra a una altura cómoda de trabajo para el mantenimiento y reparaciones.



Figura 4. Elevadores de cuatro columnas
(Equipment, 2016)

2.3.2.3 ELEVADORES DE TIPO TIJERAS

Los elevadores tipo tijeras son plataformas verticalmente elevadas utilizadas para proporcionar un acceso vertical temporal a lugares altos. La principal

ventaja de un elevador de tijera es que se obtiene una gran elevación usando un espacio pequeño como se muestra en la Figura 5. Es decir, cuando se retrae, ocupa una fracción de su altura extendida. El mecanismo de elevación aplica presión desde adentro hacia el borde exterior. Esta presión comprime los materiales juntos como un acordeón y extiende la plataforma hacia arriba (Harari, 2016).



Figura 5. Elevador tipo tijeras
(Harari, 2016)

2.4 PROCESO DE DISEÑO

2.4.1 EL PROCESO DEL DISEÑO MECÁNICO

El proceso de diseño mecánico es una secuencia ordenada de pasos que permiten obtener un producto deseado a partir de un conjunto de requerimientos y necesidades. Lo que se busca es conseguir un resultado que pueda ser eficaz para cumplir la función para la cual fue concebido, y en el cual la correcta ejecución de todos y cada uno de sus componentes permitan optimizar recursos y tiempo (Mott, 2006).

El proceso de diseño mecánico se puede plantear desde un enfoque general, en consecuencia, se pudo definir tres aspectos básicos:

- a) Las funciones del diseño: Indican lo que debe hacer un dispositivo, mediante afirmaciones generales no cuantitativas.

- b) Los parámetros de diseño: Son declaraciones detalladas generalmente cuantitativas de valores esperados de funcionamiento, condiciones ambientales en las que debe trabajar el dispositivo, las limitaciones de espacio o peso o materiales y componentes disponibles que puedan usarse.
- c) Los criterios de evaluación: Son declaraciones de características cualitativas deseables en un diseño, que ayudan a que el diseñador decida que opción de diseño es la óptima.

Juntos, estos elementos pueden llamarse especificaciones para el diseño, por lo general todo proceso de diseño es un conjunto de varias actividades ordenadas las mismas que se detallan a continuación en la Tabla 1:

Tabla 1. Ciclo de Actividades de un proceso de diseño

DEFINIR ESPECIFICACIONES	CREAR LOS CONCEPTOS DE DISEÑO	TOMA DE DECISIONES	DISEÑO DETALLADO
<ul style="list-style-type: none"> • Identificar los requisitos del cliente. • Definir las funciones del dispositivo. • Indicar los requisitos del diseño. • Definir los criterios de evaluación. 	<ul style="list-style-type: none"> • Proponer varias alternativas de diseño. • Evaluar cada alternativa propuesta. • Validar cada alternativa de acuerdo con cada criterio de evaluación. 	<ul style="list-style-type: none"> • Seleccionar el concepto de diseño óptimo. 	<ul style="list-style-type: none"> • Completar el diseño detallado del concepto seleccionado

(Mott, 2006)

El diseño en ingeniería es todo un proceso; este comienza con el análisis de las necesidades, en donde se obtienen unas especificaciones preliminares y en donde el mayor trabajo consiste en formular preguntas. A medida que el proceso avanza mediante la definición, análisis, síntesis y evaluación (García, 2016).

La Figura 6 describe una retroalimentación constante, mediante las respuestas que se obtienen, se las puede ir verificando y evaluando con los requerimientos finales del producto, para posteriormente realizar un

esquema inicial o anteproyecto que sea el punto de partida para la presentación y el proyecto detallado. Una parte fundamental dentro del proceso de diseño son los prototipos ya que estos permiten realizar las diversas pruebas, en esta investigación no se utilizó un prototipo físico, pero el prototipo fue representado en las simulaciones del software CAD/CAE.

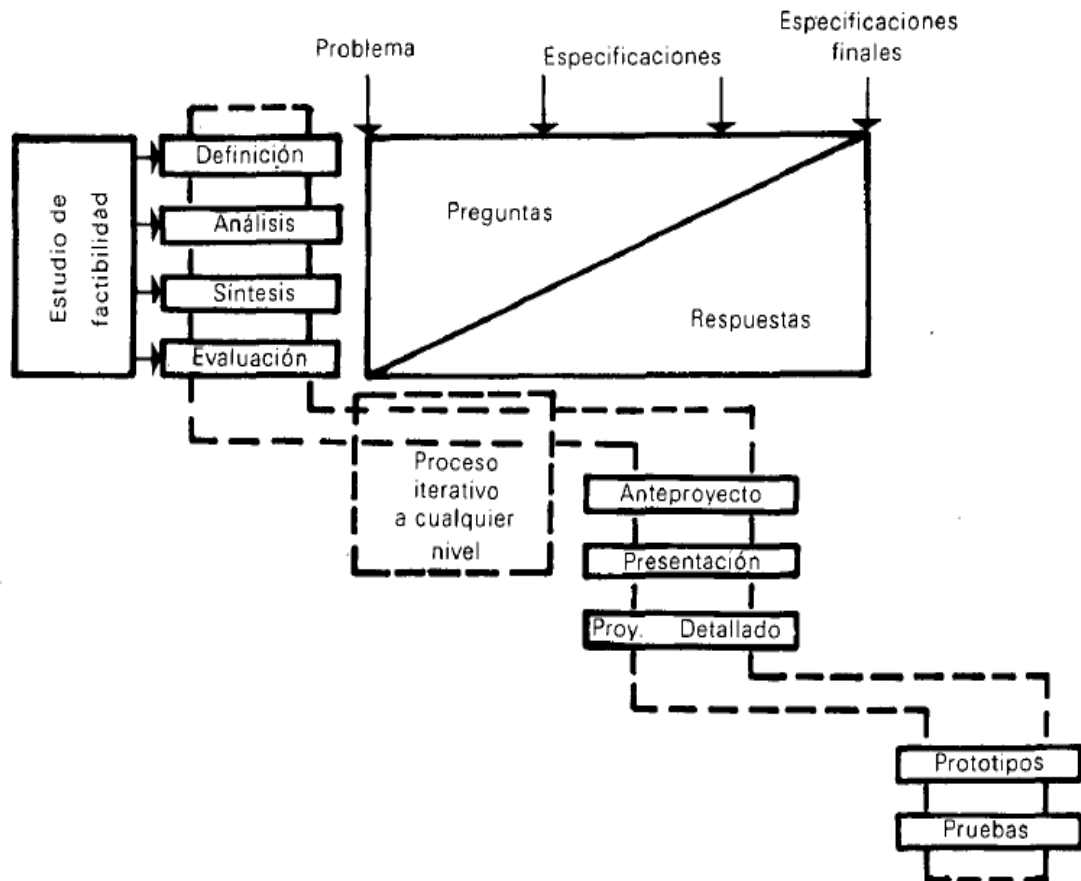


Figura 6. Fases del proceso de diseño en ingeniería mecánica.
(García, 2016)

2.4.2 DISEÑO MECÁNICO DE COLUMNAS

2.4.2.1 COLUMNAS

Una columna es un miembro largo y esbelto que soporta una carga axial de compresión, que falla por pandeo, más que por falla del material de la columna (Mott, 2006).

En la Figura 7, se puede observar que a medida que se aumenta la longitud de la columna, se reduce su capacidad de soportar carga. Esta reducción está basada más en el tipo de falla que ocurrirá, que en el esfuerzo. Esta deflexión lateral, llamada pandeo, es producida por la inestabilidad de la barra cuando se alcanza una cierta carga crítica.

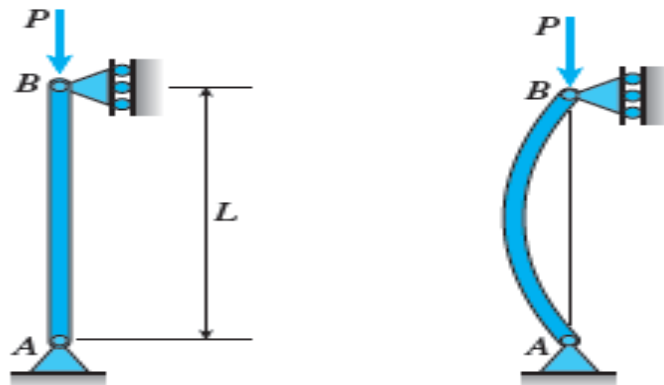


Figura 7. Pandeo de una columna esbelta debido a una carga P
(Gere & Goodno, 2009)

Cuando una barra se sujeta a compresión, pueden ocurrir tres tipos de falla, según la teoría de columnas. Las columnas cortas fallan por aplastamiento del material, las columnas largas fallan por pandeo, y las columnas intermedias fallan por una combinación de pandeo y aplastamiento (Fitzgerald, 2007).

La forma, la longitud, la manera de fijarla a miembros o apoyos adyacentes y las dimensiones del área transversal son determinantes al momento de definir el pandeo de una columna (Fitzgerald, 2007).

El radio de giro, es la distancia mínima respecto al eje en la cual la columna tiende a pandearse y se lo calcula con: (Mott, 2006)

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad [1]$$

Donde:

I = es el menor momento de inercia del área de la sección transversal

2.4.2.2 FIJACIÓN DE LOS EXTREMOS DE LA COLUMNA

La Tabla 2 muestra el tipo de sujeción que presenta la columna que va a ser sometida a cargas axiales de compresión. La variable más importante es la cantidad de restricción a la tendencia de rotación que existe en los extremos de la columna.

La forma de soportar ambos extremos afecta la longitud efectiva de la columna, que se define así:

La longitud efectiva es la distancia entre los puntos de inflexión de la curva deformada que adopta el eje de la columna. (Hibeler, 2011)

$$L_e = L * K \quad [2]$$

Donde:

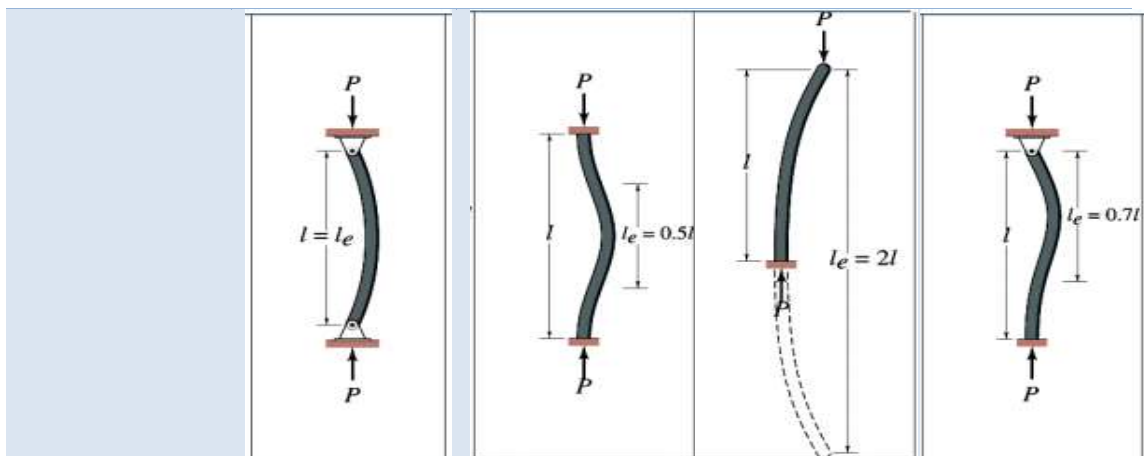
L = Longitud real de la columna entre los soportes

K = Constante que depende del extremo

En otras palabras, la longitud efectiva no es más que la porción del elemento estructural que va a ser analizado como columna, que se encuentra entre las superficies que sujetan este cuerpo, y se lo puede calcular multiplicando la longitud real por la constante que se obtiene del tipo de sujeción.

Tabla 2. Tipos de sujeción y constantes para la longitud efectiva de la columna

Tipo de sujeción	Articulada-articulada	Empotrada-empotrada	Empotrada-libre	Empotrada-articulada
Valores teóricos K	1	0,5	2	0,7
Valores prácticos K	1	0,65	2,1	0,8



(Andes, 2015)

2.4.2.3 RELACIÓN DE ESBELTEZ

Esta relación, en lugar de la longitud real de la columna, se usará para clasificar las columnas de acuerdo con las categorías de longitud.(Budynas & Nisbett, 2008).

$$\text{Relación de Esbeltez} = \frac{l}{k} \quad [3]$$

Para el análisis de las columnas se utilizan dos métodos uno para columnas largas y esbeltas y otro para columnas cortas, pero para esto se debe partir de la relación de esbeltez de transición.

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad [4]$$

Donde:

E = Módulo de elasticidad del material de la columna

S_y = Módulo de elasticidad del material de la columna

Es importante también para el análisis definir lo que es la carga crítica en las columnas.

2.4.2.4 CARGA CRÍTICA

Es la carga que se necesita para poner a la columna en una condición de equilibrio inestable. En este estado, cualquier encorvadura pequeña del elemento o cualquier movimiento ligero del apoyo o de la carga, causará que la columna se colapse (Budynas & Nisbett, 2008).

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} \quad [5]$$

Con estos conceptos se culmina el análisis de la siguiente manera:

- a) Si la relación de esbeltez es mayor que la relación de esbeltez de transición la columna se la analiza como columna larga y se utiliza la fórmula de Euler.

- b) Cuando la relación de esbeltez es menor que el valor de esbeltez de transición, la columna es corta y se debe emplear la fórmula de J.B. Johnson, si se aplica la ecuación de Euler en esta región, se calcularía una carga crítica mayor que la que en realidad es.

$$P_{cr} = S_y A \left[1 - \frac{S_y \left(\frac{KL}{r} \right)^2}{\pi^2 E} \right] \quad [6]$$

2.4.3 DISEÑO MECÁNICO DE VIGAS

Son elementos estructurales sometidos a cargas laterales aplicadas perpendicularmente a su eje largo en varios puntos, como se puede observar en la figura 8, son comúnmente elementos prismáticos largos y rectos. Las vigas de acero y de aluminio juegan un papel importante tanto en la ingeniería estructural como en la mecánica (Mott, 2009), (Beer & Johnston, 2009).

Para el diseño de vigas es importante determinar a qué tipo de cargas como muestra la Figura 8, estará sometido el elemento estructural, estas producen en las vigas diferentes tipos de esfuerzos que deben ser determinados.

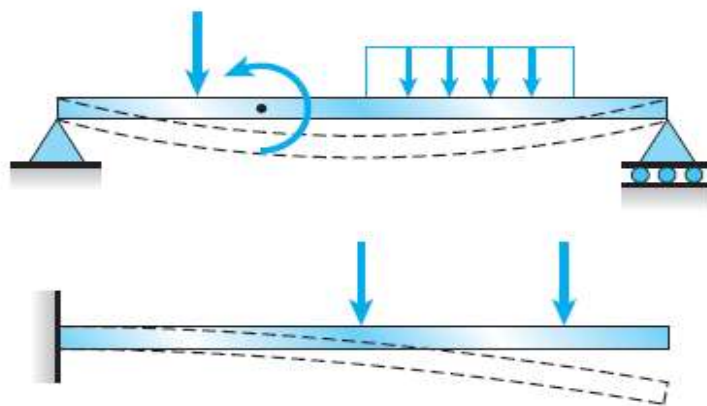


Figura 8. Vigas
(Gere & Goodno, 2009)

2.4.3.1 TIPOS DE VIGAS

Las vigas se pueden clasificar de dos formas: Por su determinación y por sus condiciones de apoyo

a) Por su Determinación

- Vigas estáticamente determinadas
- Vigas estáticamente indeterminadas

Vigas estáticamente determinadas

Son aquellos elementos estructurales, como se describe en la Figura 9, en los cuales las tres ecuaciones de equilibrio estático (Σ Fuerzas verticales, Σ Fuerzas horizontales, Σ Fuerzas Momentos) son suficientes para determinar sus reacciones, no hay necesidad de descomponer el elemento en partes las reacciones y esfuerzos a los que está sometido pueden ser calculados directamente. (Rodríguez, 2013)

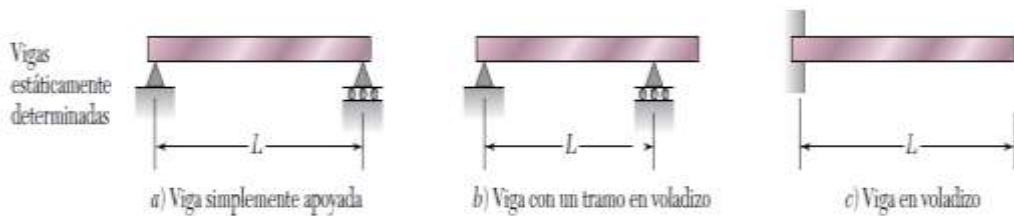


Figura 9. Vigas estáticamente determinadas (Beer & Johnston, 2009)

Vigas estáticamente indeterminadas

Se dice que una viga es estáticamente indeterminada si tiene más de tres componentes reactivas desconocidas en los apoyos. (Fitzgerald, 2007), en la Figura 10 se pueden observar algunos casos.

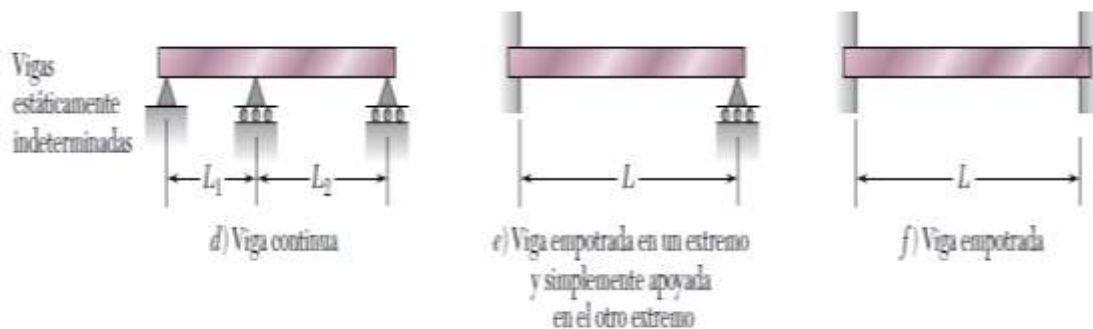


Figura 10. Vigas estáticamente indeterminadas

(Beer & Johnston, 2009)

b) Por sus condiciones de Apoyo

Las vigas se describen de la manera que están apoyadas:

Vigas simplemente apoyadas, denominada viga simple, es la que tiene un apoyo articulado en un extremo y un apoyo de rodillo en el otro (Gere & Goodno, 2009).

Vigas en voladizo, un extremo de la viga está fijo para impedir la rotación. Este tipo de viga también se llama con un extremo empotrado, debido a la clase de apoyo (Fitzgerald, 2007).

Vigas con voladizo, uno o ambos extremos de la viga sobresalen de los apoyos (Gere & Goodno, 2009).

Vigas continuas, una viga estáticamente indeterminada que se extiende sobre tres o más apoyos (Fitzgerald, 2007).

2.4.3.2 CARGAS EN UNA VIGA

Existen varios tipos de cargas que actúan sobre vigas, en la Figura 11 se visualizan diversos casos. Cuando una carga se aplica sobre un área muy pequeña se puede idealizar como una carga concentrada, que es una fuerza individual. Cuando una carga se reparte a lo largo del eje de la viga, se representa como una carga distribuida (Gere & Goodno, 2009).

Las cargas distribuidas se miden por su intensidad, que se expresa en unidades de fuerza por unidad de distancia (por ejemplo, newton por metro o libras por pie).

Una carga distribuida uniformemente o carga uniforme, tiene una intensidad constante por unidad de distancia. Una carga variable tiene una intensidad que cambia con la distancia a lo largo del eje de la viga. Otro tipo de carga es un par, esta es una torsión aplicada a una viga en alguna parte (Gere & Goodno, 2009).

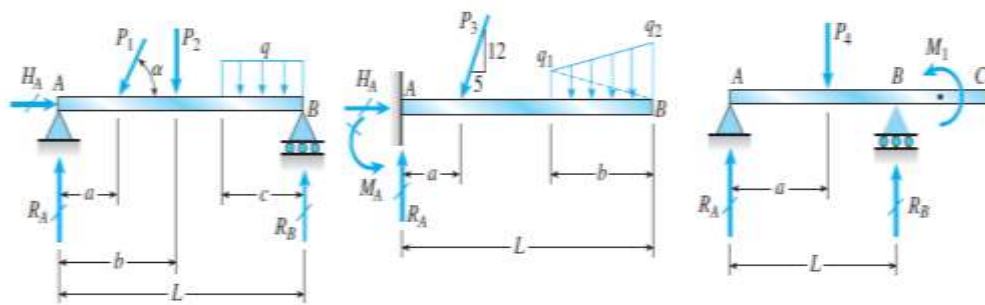


Figura 11. Tipos de cargas en vigas.
(Gere & Goodno, 2009)

2.4.3.3 FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLEXIONANTE

Cuando una viga se carga con fuerzas o pares, se desarrollan esfuerzos y deformaciones unitarias en todo su interior. Para determinarlos, primero debemos encontrar las fuerzas internas y los pares internos que actúan sobre secciones transversales de la viga, este es el objetivo cuando se trata de diseñar vigas (Mott, 2009).

Los momentos flexionantes son momentos que se generan en el material de una viga para equilibrar la tendencia de las fuerzas externas de hacer que vire cualquier parte de ella (Mott, 2009).

Los momentos flexionantes internos en sentido contrario al de las manecillas del reloj se consideran positivos. En el sentido de las manecillas del reloj se consideran negativos. La magnitud del momento flexionante interno en cualquier sección de una viga es igual a la suma algebraica de los momentos, considerados con respecto al corte, de todas las fuerzas que actúan a la izquierda de la sección de interés (Mott, 2009).

2.4.3.4 DIAGRAMAS DE MOMENTOS FLEXIONANTES Y FUERZAS CORTANTES

Un diagrama de fuerzas cortantes o un diagrama de momentos flexionantes es una gráfica que muestra la magnitud de la fuerza cortante o del momento flexionante a lo largo de la viga. Hay varios métodos mediante los cuales se pueden trazar estas gráficas (Fitzgerald, 2007).

La gráfica de la curva de momento flexionante será una línea recta a lo largo de los segmentos de la viga donde la fuerza cortante tiene un valor constante. Si la fuerza cortante en el segmento es positiva, la curva del momento flexionante tendrá una pendiente positiva constante.

A la inversa, si la fuerza cortante en el segmento es negativa, la curva del momento flexionante tendrá una pendiente constante negativa.

El cambio del momento flexionante entre dos puntos de una viga es igual al área bajo la fuerza cortante entre dos puntos, como se muestra en la Figura 12 (Mott, 2009)

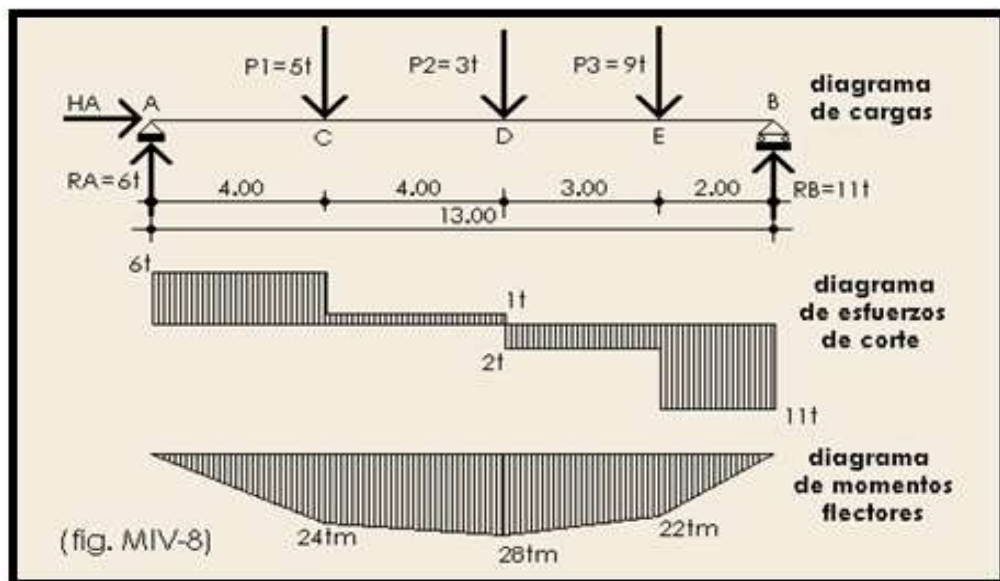


Figura 12. Diagramas de momentos cortantes y fuerzas cortantes (Tecnología, 2015)

2.5 TEORIA DE ESFUERZOS.

Los elementos estructurales de una máquina presentan diferentes tipos de reacciones a las cargas aplicadas durante el tiempo de su funcionamiento, los conceptos fundamentales de estos fenómenos pueden ilustrar de mejor manera el efecto que producen las cargas aplicadas directamente en el material de los mismos, ayudando a discernir que propiedades deben tener para evitar de esta manera que fallen cuando el conjunto se encuentra ensamblado o las cargas produzcan deformaciones que impidan un trabajo óptimo del material (Mott, 2006).

2.5.1 ESFUERZO.

Se conoce como la razón que se origina al calcular la intensidad de las fuerzas distribuidas a través de una sección dada, la fuerza por unidad de área, o la intensidad de las fuerzas distribuidas. y se lo representa con la letra sigma σ . El esfuerzo como se observa en la Figura 13, en un elemento con área transversal A sometido a una carga axial P se obtiene, por lo tanto, al dividir la magnitud P de la carga entre el área A (Beer & Johnston, 2009):

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad [7]$$

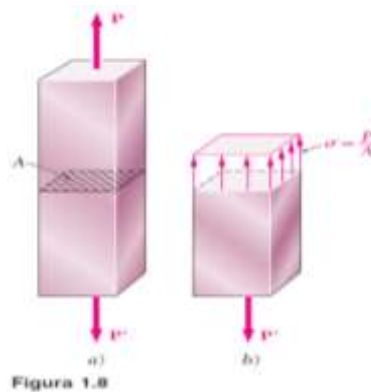


Figura 13. Esfuerzos
(Beer & Johnston, 2009)

2.5.2 ESFUERZO NORMAL

Un elemento estructural recto que tiene una misma sección transversal en toda su longitud y una fuerza axial dirigida a lo largo de su eje presenta un esfuerzo normal, puesto que este actúa en una dirección perpendicular a la superficie del material. Existen dos tipos de esfuerzos normales, los esfuerzos normales de tensión y los esfuerzos normales de compresión. (Beer & Johnston, 2009)

En la figura 14 y 15 se muestra cómo actúa un elemento sometido a tracción y el mismo sometido a compresión, cuando la barra es estirada por las fuerzas P, los esfuerzos son esfuerzos de tensión; si se invierte la dirección de las fuerzas, la barra se comprime y tenemos esfuerzos de compresión.

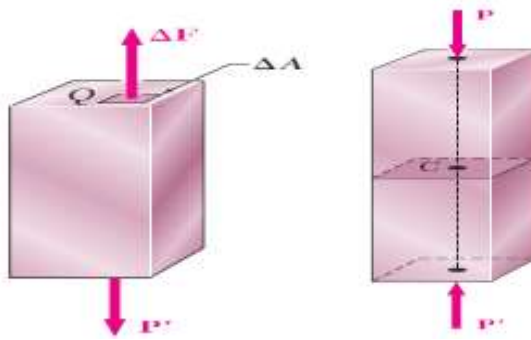


Figura 14. Esfuerzo Normal
(Beer & Johnston, 2009)

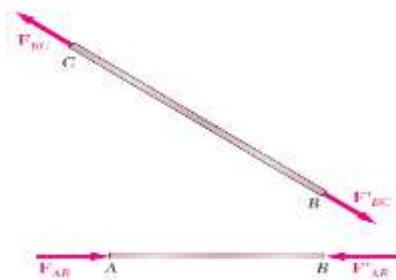


Figura 15. Esfuerzo de tensión y compresión
(Beer & Johnston, 2009)

2.5.3 ESFUERZO CORTANTE.

Este esfuerzo a diferencia del esfuerzo normal, actúa de manera tangencial a la superficie del material, la Figura 16 permite comprender como se distribuye su efecto. El esfuerzo cortante promedio sobre la sección transversal se obtiene dividiendo la fuerza cortante total V entre el área A de la sección transversal sobre la que actúa, como muestra la ecuación 8:

$$\tau = \frac{V}{A} \quad [8]$$

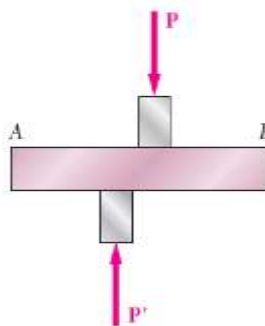


Figura 16. Esfuerzo cortante
(Beer & Johnston, 2009)

2.5.3.1 ESFUERZO CORTANTE VERTICAL

Un elemento estructural que soporta cargas transversales a su eje desarrollará fuerzas de corte (V), en el análisis de ciertos elementos como las vigas, se acostumbra calcular la variación de la fuerza cortante a todo lo largo de la viga y trazar el diagrama de fuerza cortante. Entonces el esfuerzo cortante vertical se puede calcular así:

$$\tau = \frac{V * Q}{I * t} \quad [9]$$

Donde:

V= Cargas transversales máximas

Q= Primer momento con respecto al eje centroidal del área de la sección transversal de esa parte, que está en el lado opuesto al eje, al lado donde se va a calcular el esfuerzo cortante

I= Momento de inercia rectangular de la sección transversal de la viga

t= espesor del perfil en el lugar donde se va a calcular el esfuerzo cortante

La ecuación 9 puede presentar dificultades, por la necesidad de calcular Q. varios perfiles de sección transversal de uso frecuente tienen fórmulas especiales, como se muestra en la tabla 3, fáciles de usar, para calcular el esfuerzo cortante vertical máximo, y depende de la sección que tenga el elemento en el cual se pretende calcular el esfuerzo, se las puede aplicar directamente:

Tabla 3. Fórmulas especiales esfuerzo cortante vertical

Perfil Forma	Fórmula
$\tau_{m\acute{a}x}$ Rectángulo	$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{3 * V}{2 * A}$ A=superficie transversal total de la viga
$\tau_{m\acute{a}x}$ Círculo	$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{4 * V}{3 * A}$
$\tau_{m\acute{a}x}$ para viga I	$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{V}{t * h}$
$\tau_{m\acute{a}x}$ para tubo de pared delgada	$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{2 * V}{A}$

(Mott, 2009)

2.5.4 ESFUERZOS DEBIDO A FLEXIÓN.

Las cargas transversales al eje de un elemento estructural producen momentos de flexión, las cuales a su vez causan el desarrollo de esfuerzos de flexión. Los esfuerzos de flexión son esfuerzos normales, estos es, son de tensión o compresión. El esfuerzo cortante máximo en una sección transversal está en la parte más alejada del eje neutro de la sección como muestra la Figura 17 . En este punto, la fórmula de la flexión muestra como resultado el esfuerzo (Gere & Goodno, 2009) .

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} \quad [10]$$

Donde:

M=magnitud del momento de flexión en esa sección

I=momento de inercia del área transversal con respecto a su eje neutro

c= distancia del eje neutro a la fibra más alejada, en la sección transversal de la viga.

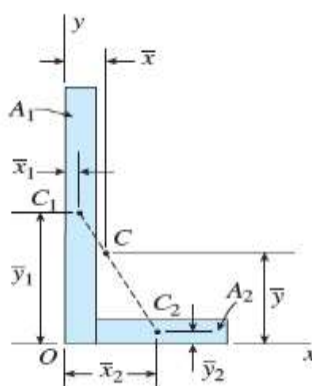


Figura 17. Momento de inercia
(Gere & Goodno, 2009)

2.5.5 BARRAS CON CARGAS AXIALES INTERMEDIAS.

Cuando una barra prismática se carga con una o más cargas axiales que actúan en puntos intermedios a lo largo de su eje, como en la Figura 18, se puede determinar el cambio de longitud y los esfuerzos que se producen en esos puntos, identificando los segmentos de la barra para de esta forma determinar las fuerzas axiales internas N1, N2, Nn, en los segmentos1,2,

...n, a partir de los diagramas de cuerpo libre. Sumando fuerzas en la dirección vertical se obtiene la expresión para cada fuerza interna. Una vez calculadas las fuerzas internas podemos calcular los esfuerzos en cada punto de cambio de sección. (Gere & Goodno, 2009)

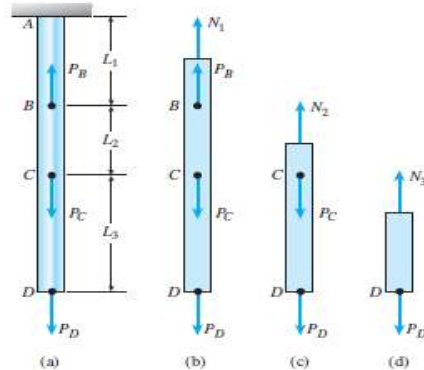


Figura 18. Barras con cargas axiales intermedias
(Gere & Goodno, 2009)

2.5.6 ESFUERZOS COMBINADOS.

Existen elementos sometidos a cargas, sobre los cuales actúan los esfuerzos normal y cortante. Para esta descripción se considerará un estado de esfuerzos bidimensionales, como se ve en la figura 19. Los ejes x e y están alineados con los ejes correspondientes del miembro que se analiza. Los esfuerzos normales σ_x y σ_y , se podrían deber a una fuerza de tensión directa o una flexión. El esfuerzo cortante se podría deber a un cortante directo, cortante por torsión o esfuerzo cortante vertical, esto ayuda a definir el elemento de esfuerzo. (Mott, 2006)

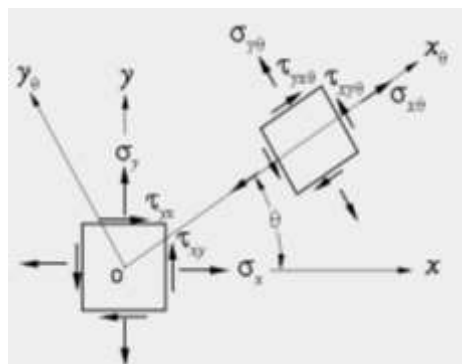


Figura 19. Esfuerzos combinados
(Intelabs, 2015)

2.5.7 ESFUERZOS NORMALES MÁXIMOS: ESFUERZOS PRINCIPALES.

La combinación de esfuerzos normales y cortantes aplicados que produce el esfuerzo normal máximo se llama esfuerzo principal σ_1 y su magnitud se calcula de esta manera (Mott, 2006).

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad [11]$$

La combinación de esfuerzos normales y cortantes aplicados que produce el esfuerzo normal mínimo se llama esfuerzo principal σ_2 y su magnitud se obtiene de la siguiente manera. (Mott, 2006).

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad [12]$$

En el análisis experimental de esfuerzos es importante conocer la orientación de los esfuerzos principales. El ángulo de inclinación de los planos, llamados planos principales, sobre los que actúan los esfuerzos principales se calcula así.

$$\phi_\sigma = \frac{1}{2} * \tan^{-1} \left[\frac{2 * \tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \right] \quad [13]$$

El ángulo ϕ_σ se mide desde el eje x positivo del elemento original de esfuerzos, hacia el esfuerzo principal máximo σ_1 . Entonces, el esfuerzo principal mínimo σ_2 , está en el plano y a 90° de σ_1 .

2.5.8 CÍRCULO DE MOHR

Es un método gráfico descrito en la Figura 20, basado en consideraciones geométricas básicas, que ayuda a minimizar los errores y permite tener un mejor sentido de la condición de esfuerzos en el punto de interés. Se lo puede emplear para:

- Determinar los esfuerzos principales máximos y mínimos y las direcciones en que actúan.

- Calcular los esfuerzos cortantes máximos y la orientación de los planos donde actúan.
- Calcular el valor de los esfuerzos normales que actúan sobre los planos donde actúan los esfuerzos cortantes máximos.
- Calcular los valores de los esfuerzos normales y cortantes que actúan en un elemento con cualquier orientación.

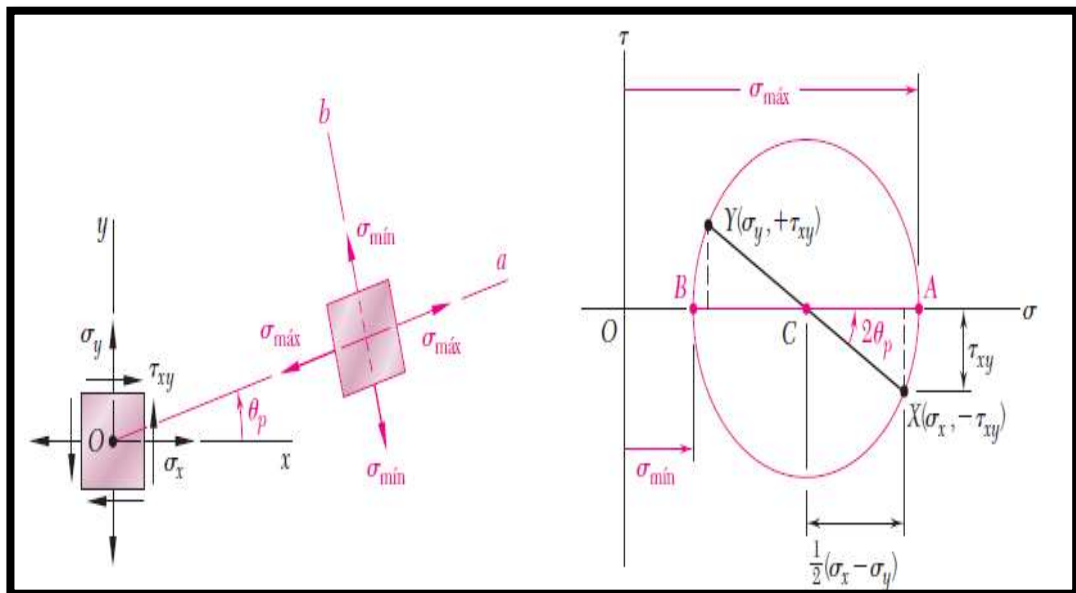


Figura 20. Círculo de Mohr
(Eumed, 2016)

2.5.9 CRITERIOS DE FALLA

Existen varios métodos distintos para predecir la falla que puede producirse dentro de un diseño enunciados en la Tabla 4., a continuación, se expone un listado que describe la relación más relevante entre los esfuerzos aplicados a un componente y la resistencia del material con que se va a fabricar, dadas las condiciones de servicio. La resistencia base para diseño puede ser la fluencia, la última, la de fatiga o alguna combinación de ellas. El objetivo del proceso de diseño es llegar a un factor N de diseño adecuado que garantice la seguridad del componente. Esto es, la resistencia del material debe ser mayor que los esfuerzos aplicados. (Mott, 2006)

Tabla 4. Método de predicción de falla

Método de predicción de falla	Empleos
Esfuerzo normal máximo	Esfuerzo estático uniaxial en materiales frágiles
Mohr modificado	Esfuerzo estático biaxial en materiales frágiles
Resistencia de fluencia	Esfuerzo estático uniaxial en materiales dúctiles
Esfuerzo cortante máximo	Esfuerzo estático biaxial en materiales dúctiles
Energía de distorsión	Esfuerzo biaxial o triaxial en materiales en materiales dúctiles
Goodman	Esfuerzo fluctuante en materiales dúctiles
Gerber	Esfuerzo fluctuante en materiales dúctiles
Soderberg	Esfuerzo fluctuante en materiales dúctiles

(Mott, 2006)

2.5.9.1 MÉTODO DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN PARA ESFUERZOS ESTÁTICOS BIAXIALES O TRIAXIALES EN MATERIALES DÚCTILES.

El método de la energía de distorsión es el mejor estimador de la falla para materiales dúctiles bajo cargas estáticas o para esfuerzos normales, cortantes o combinados totalmente reversibles. Requiere la definición de nuevo término esfuerzo de von Mises, representado por el símbolo σ' , que se puede calcular para esfuerzos biaxiales, con los esfuerzos principales máximo y mínimo σ_1 y σ_2 , (Mott, 2009).

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 * \sigma_2} \quad [14]$$

2.5.10 FACTORES DE DISEÑO

Es una medida de la seguridad relativa de un componente bajo la acción, de una carga, se lo denota con la letra N, tabla 5, y generalmente depende del

material del cual esta fabricado un componente o elemento de una máquina o ensamble, existen varios criterios que el diseñador puede tomar en cuenta en el instante de tomar una decisión de diseño y se lo describió en la Tabla 5 (Mott, 2006).

Tabla 5. Factores de diseño (Materiales dúctiles)

Factores de diseño N	Utilización
1,25 a 2,00	Diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un grado alto de confianza, en todos los datos del diseño
2,00 a 2,50	Diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas
2,50 a 4,00	Diseño de estructuras estáticas o elementos bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales
4,00 o más	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente.

(Mott, 2006)

2.5.10.1 CÁLCULO DE LOS FACTORES DE DISEÑO

Anteriormente se habló de los criterios de falla, de los mismos se pueden obtener los factores de diseño en la tabla 6 se describen algunos métodos para el cálculo de los mismos, cuando se utilizan materiales dúctiles.

Tabla 6. Cálculo de los factores de Diseño para materiales dúctiles

Método de predicción de falla	Cálculo del Factor de diseño
Resistencia de fluencia	Esfuerzo estático uniaxial en materiales dúctiles. $\sigma < \sigma_d = \frac{S_y}{N}$; es decir la resistencia a la fluencia del material dividido para el factor de diseño nos da el esfuerzo de diseño
Esfuerzo cortante máximo	Esfuerzo estático biaxial en materiales dúctiles $\tau_{max} < \tau_d = 0,5 * \frac{S_y}{N}$
Energía de distorsión	Esfuerzo biaxial o triaxial en materiales dúctiles $\sigma' < \sigma_d = \frac{S_y}{N}$

(Mott, 2006)

2.6 HIDRÁULICA

2.6.1 INTRODUCCIÓN A LA HIDRÁULICA

La rama de la mecánica aplicada que estudia el comportamiento de los fluidos, ya sea en reposo o en movimiento. Básicamente consiste en hacer aumentar la presión de este fluido por medio de elementos del circuito hidráulico para utilizarla como un trabajo útil, normalmente en un elemento de salida llamado cilindro. El aumento de esta presión se puede ver y estudiar mediante el principio de Pascal (Area tecnología, 2015).

2.6.2 PRESIÓN

Se define presión como el cociente entre la componente normal de la fuerza sobre una superficie y el área de dicha superficie (García A. F., 2009).

Se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$P = \frac{F}{A} \quad [15]$$

Dónde:

P = Presión; [Pa], [bar], [kg/cm²].

F = Valor de la fuerza perpendicular a la superficie; [N], [kgf], [lbf].

A = Área o superficie sobre la que actúa la fuerza; [m²], [cm²].

2.6.3 CAUDAL

Es la cantidad de fluido que pasa en una unidad de tiempo. Normalmente se identifica con el flujo volumétrico o volumen que pasa por un área dada en la unidad de tiempo [l/min]. El caudal puede calcularse a través de las siguientes fórmulas, dependiendo de los recursos que se tenga ecuación 16 y 17 (García A. F., 2009).

$$Q = \frac{V}{t} \quad [16]$$

Dónde:

Q = caudal; [lt/min].

V = volumen; [lt/s].

t = tiempo; [s].

$$Q = v * s \quad [17]$$

Dónde:

Q = caudal; [l/min].

v = velocidad; [m/s].

s = superficie; [cm²].

2.6.4 FLUIDO

Los fluidos son sustancias capaces de circular transmitiendo potencia y que se adaptan a la forma de los recipientes que los contienen. Cuando están en equilibrio, los fluidos no pueden soportar fuerzas tangenciales o cortantes. Todos los fluidos son compresibles en cierto grado y ofrecen poca resistencia a los cambios de forma. Los fluidos pueden dividirse en líquidos y gases (Giles, Evett, & Liu, 1994).

2.6.5 BOMBA HIDRÁULICA

Una bomba hidráulica es un medio para convertir energía mecánica en energía fluida o hidráulica. Cuando se pretende desarrollar una clasificación de los diferentes tipos de bombas hidráulicas se debe tener claridad en algunos términos para así poder evaluar los méritos de un tipo de bomba sobre otro (Soto, 2012).

Hay tres tipos básicos de bombas: de engranajes, de paletas y de pistones.

2.6.5.1 BOMBA DE ENGRANAJES

La bomba de engranes presentada en la Figura 21, es una de las más utilizadas. La capacidad puede ser grande o pequeña y su costo variará con

su capacidad de presión y volumen. Además, la simplicidad de su construcción permite esta ventaja de precio (Soto, 2012).

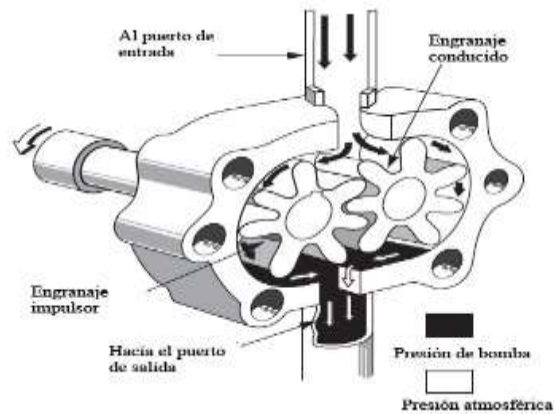


Figura 21. Partes de la bomba de engranajes (Sapiensman, 2016)

2.6.5.2 BOMBA DE PALETAS

Las bombas de paletas tienen un conjunto de aletas con cinemática radial. La Figura 22 enumera sus partes. Está construida con una carcasa, dentro de ella se encuentra un rotor giratorio que sostiene a las paletas. Al girar el rotor las paletas son las encargadas de aspirar el fluido para impulsarlo al exterior (Soto, 2012).

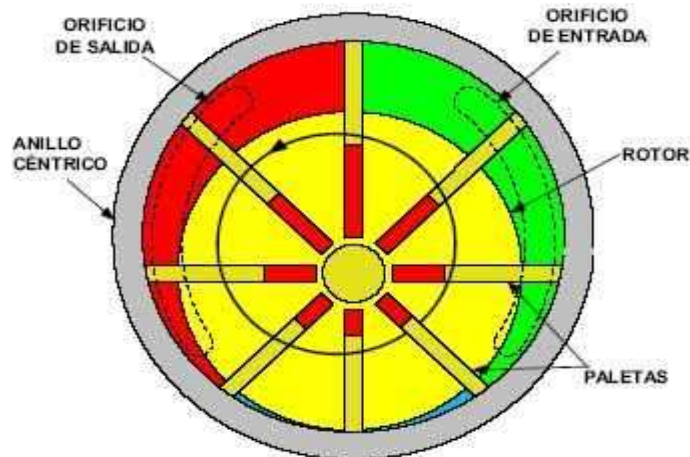


Figura 22. Partes de la bomba de paletas (Maquinaria pesada, 2016)

2.6.5.3 BOMBA DE PISTÓN

En este tipo de bombas, un pistón se desplaza mediante un movimiento giratorio de un eje en movimiento axial de vaivén, que produce en los

pistones de la Figura 23, aspirando el fluido de la zona de admisión y enviándolo hacia la salida (Atmosferis, 2016).

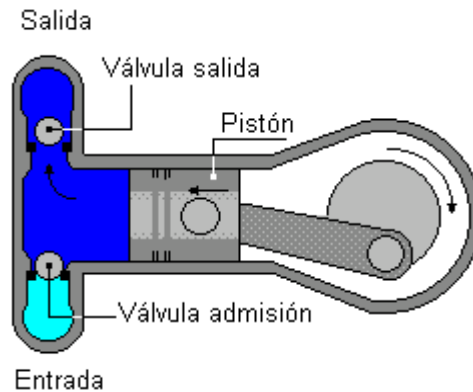


Figura 23. Bomba hidráulica de pistones oscilantes (Atmosferis, 2016)

2.7 CILINDROS HIDRÁULICOS

El cilindro hidráulico es un actuador, es el elemento final que transmite la energía mecánica o empuje a la carga que se desee mover o desplazar. Aunque hay actuadores de tipo rotativo, los más conocidos son los cilindros lineales como el de la Figura 24 (Ingemecánica, 2016).

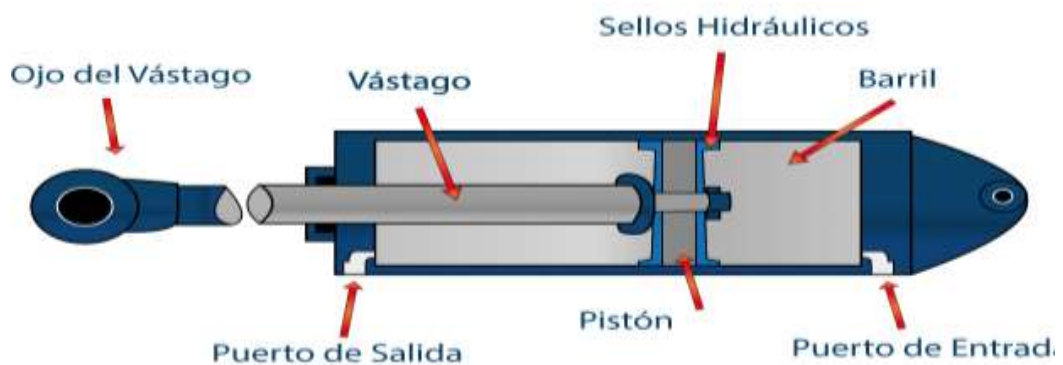


Figura 24. Componentes básicos del cilindro hidráulico (Aceros y Sistemas , 2014)

2.7.1 FUERZA DEL CILINDRO

La fuerza a realizar el cilindro es en función del área efectiva como se muestra en la Figura 25. (Díez, 2014)

$$F = P * A \text{ (efectiva)} \quad [18]$$

Dónde:

F = Fuerza del cilindro; [N].

P = Presión hidráulica de trabajo; [Pa].

A (efectiva) = Área efectiva del cilindro; [m²].

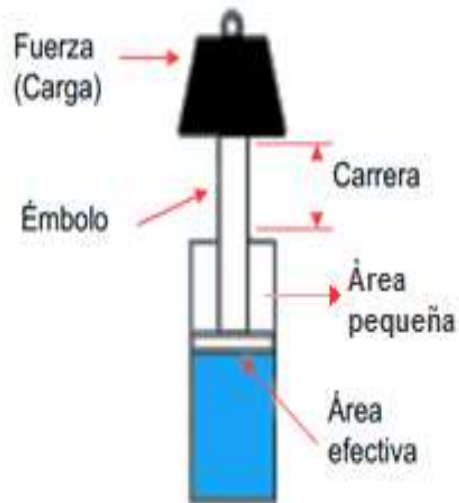


Figura 25. Áreas del cilindro
(ENERPAC, 2016)

- Formula del área efectiva del cilindro.

$$Ae = \frac{\pi * \varnothing_{int}^2}{4} \quad [19]$$

- Formula del área pequeña de la cámara del cilindro

$$Ae = \frac{\pi * \varnothing_{int}^2}{4} - \frac{\pi * \varnothing_{eje}^2}{4} \quad [20]$$

2.7.1.1 VELOCIDAD DE TRABAJO

La velocidad del émbolo indicará el caudal necesario de la bomba y el diámetro de las conducciones

$$V = \frac{L}{t} \quad [21]$$

Dónde:

V = velocidad media del vástago; [m/s].

L = carrera del vástago; [m].

t = tiempo de recorrido; [s].

2.7.2 CILINDRO SIMPLE EFECTO

Son aquellos que sólo pueden realizar un trabajo cuando se desplaza su vástago en un único sentido como en la Figura 26. El retroceso se produce al evacuar el aire a presión de la parte posterior, lo que permite al muelle comprimido devolver libremente el vástago a su posición de partida (Tecnología y neumática, 2016).

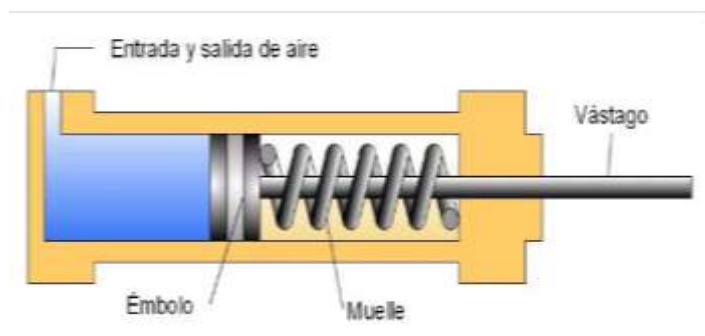


Figura 26. Cilindro hidráulico de simple efecto
(Tecnología y neumática, 2016)

2.7.3 CILINDRO DOBLE EFECTO

Son actuadores hidráulicos o neumáticos capaces de producir trabajo en dos sentidos, ya que poseen una fuerza activa tanto en el avance como en el retroceso. Se emplean en casos en los que el émbolo tiene que realizar una función también en su retorno a la posición inicial. Las figuras 27 y 28 explican este fenómeno (Tecnología y neumática, 2016).

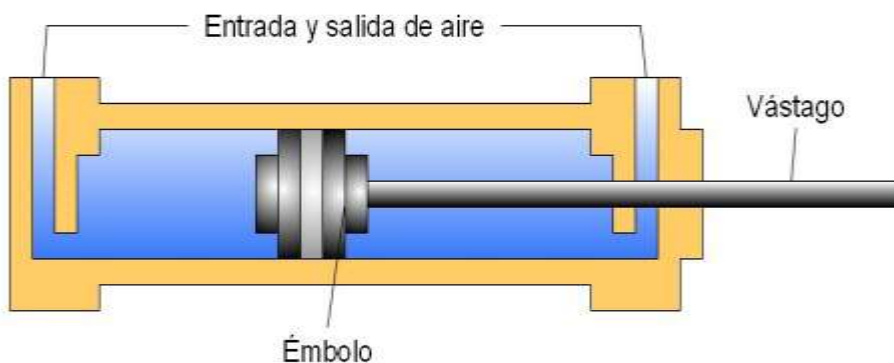
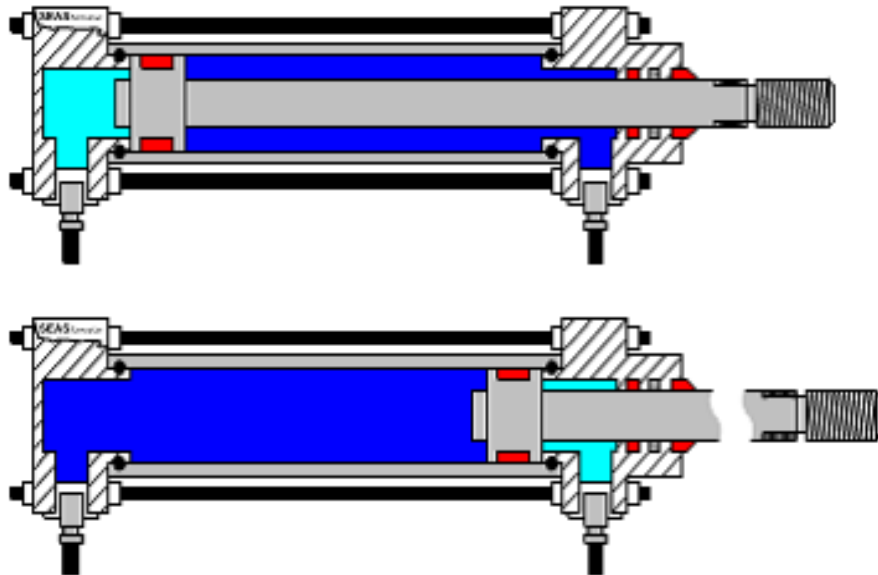


Figura 27. Cilindro de doble efecto
(Tecnología y neumática, 2016)



Cilindro de doble efecto.

Figura 28. Funcionamiento del cilindro de doble efecto (IEM-ITA, 2013)

2.8 MÉTODO DE ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS

El método de los elementos finitos es un método de aproximación numérica de problemas continuos, de tal forma que el continuo se divide en un número finito de partes, “elementos”, cuyo comportamiento se especifica mediante un número finito de parámetros asociados a ciertos puntos característicos denominados “nodos”. Estos nodos son los puntos de unión de cada elemento con sus adyacentes. La solución del sistema completo sigue las reglas de los problemas discretos. El sistema completo se forma por ensamblaje de los elementos.

Las incógnitas del problema dejan de ser funciones matemáticas y pasan a ser el valor de estas funciones en los nodos, por tanto, se basa en transformar un cuerpo de naturaleza continua en un modelo discreto aproximado, esta transformación se denomina discretización del modelo. El conocimiento de lo que sucede en el interior de este modelo del cuerpo aproximado, se obtiene mediante la interpolación de los valores conocidos en los nodos. Es por tanto una aproximación de los valores de una función a

partir del conocimiento de un número determinado y finito de puntos (Frías, 2004).

2.8.1 APLICACIONES DEL MEF

El método de elementos finitos tiene un sinnúmero de aplicaciones en el ámbito de la ingeniería. Los elementos estructurales se presentan como los más tradicionales, aunque también se realizan análisis con el MEF en campos como el automotriz, aeronáutico, electromagnético, agropecuario y todo tipo de mecanismo como los expuestos en las figuras 29 y 30 en el cual se desea una mejora continua (Logan, 2012).

En la actualidad este método se ha diversificado de una manera global, el alcance del mismo ha rebasado las fronteras de los modelos ingenieriles y físicos, llegando hasta complejos estudios en áreas poco exploradas como la biomédica, la precisión de la aplicación de este método numérico con la ayuda de software CAE especializado ha permitido simular y obtener resultados mediante simulación en elementos tan delicados como huesos y cartílagos (Logan, 2012).

En el presente estudio, la aplicación más importante de los elementos finitos es la estructural, ya que este tipo de análisis permitió conocer el comportamiento del mecanismo una vez que se lo estudió como una estructura.

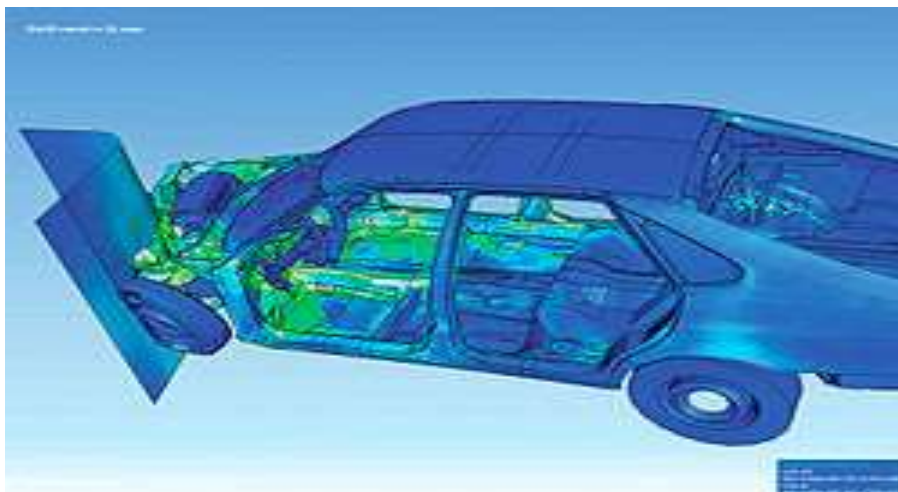


Figura 29. Aplicaciones del MEF (automotriz)
(Albrodpulf1, 2016)

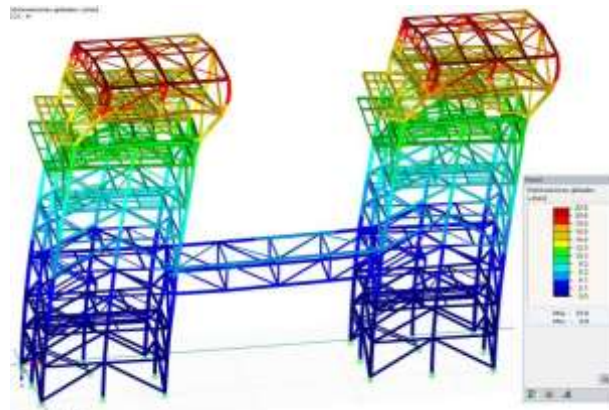


Figura 30. Aplicaciones del MEF (Estructural)
(Diesa, 2015)

2.8.2 EL ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS EN LAS ESTRUCTURAS.

Debido a la complejidad de las ecuaciones de gobierno de las estructuras continuas y, en general, de la mayoría de las estructuras se hace imprescindible la utilización del método de los elementos finitos o MEF. Este método determina el comportamiento de una estructura ante las cargas sustituyendo la solución continua, exacta y en la mayoría de los casos imposible del sistema de ecuaciones diferenciales que conforman el problema elástico por una solución discontinua o discreta y, por tanto, aproximada (Vásquez & López, 2001).

Para ello discretiza la estructura, es decir, la divide en elementos no diferenciales, o elementos finitos, interconectados entre sí a través de un determinado número de puntos, que llamaremos nodos, después de estudiar cada elemento por separado se recompone la estructura restableciendo el equilibrio y la compatibilidad de desplazamientos en los nodos, lo que da lugar a un sistema de ecuaciones algebraicas. La resolución de este sistema de ecuaciones permite hallar los desplazamientos de los nodos y, a partir de ellos, las restantes incógnitas de la estructura (Vásquez & López, 2001).

Es un método aproximado cuyo grado de aproximación aumenta con el número de elementos en que se divide la estructura, cuando la aplicación del método es correcta (Vásquez & López, 2001).

2.8.3 PROCEDIMIENTO DE SOLUCIÓN CON MEF

Una vez que se plantea un problema para analizarlo con el método de elementos finitos se deben seguir los siguientes pasos, la figura 31.

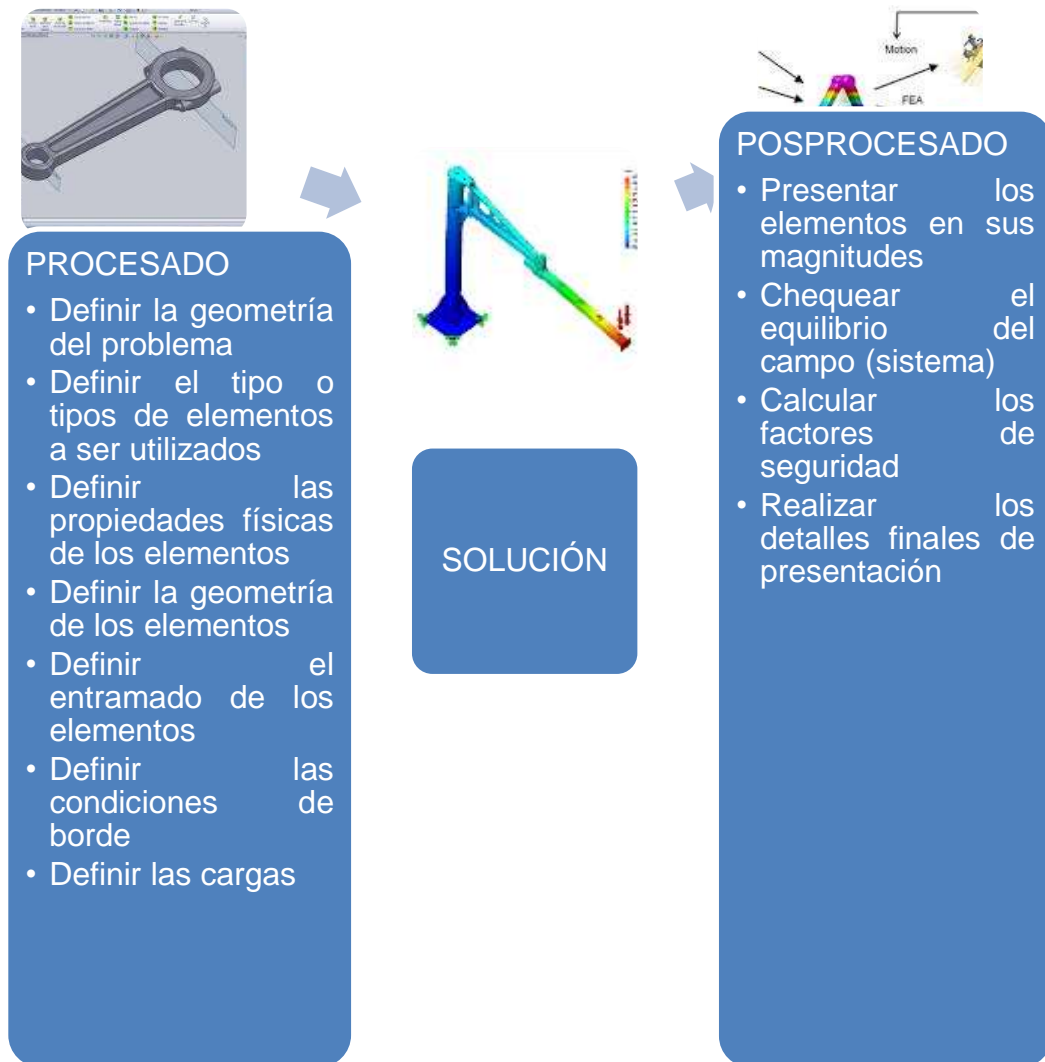


Figura 31. Procedimiento de solución con MEF
(Oviedo & Vinuesa, 2012)

3 METODOLOGÍA

Se utilizó la metodología mecatrónica en V, la cual tuvo sus orígenes en el ámbito de la ingeniería de programas informáticos, pero ha sido adaptada a la ingeniería mecatrónica, como se muestra en la Figura 32, porque brinda varias ventajas al momento de desarrollar un proyecto integral, en primer lugar el presente modelo ilustra el enfoque descendente (diseño de sistemas: división en sub funciones) y el ascendente (integración de sistema: integración de resultados al sistema total); segundo, permite señalar la necesidad de la verificación y de la validación permanente entre los requisitos o las funciones especificadas.. Finalmente es utilizado ya por la industria en el contexto de la mecatrónica dado que describe el procedimiento genérico para el diseño de sistemas mecatrónicos (Colomer, 2013).

Es importante tener presente que durante todo el proceso de diseño mecatrónico este enfoque brinda la visión interdisciplinaria que necesita un proyecto de este tipo, para mediante la constante verificación y retroalimentación de todo el conjunto de operaciones obtener un producto de buena calidad que cumpla los diferentes estándares que se requieren y pueda ser sustentable y sostenible

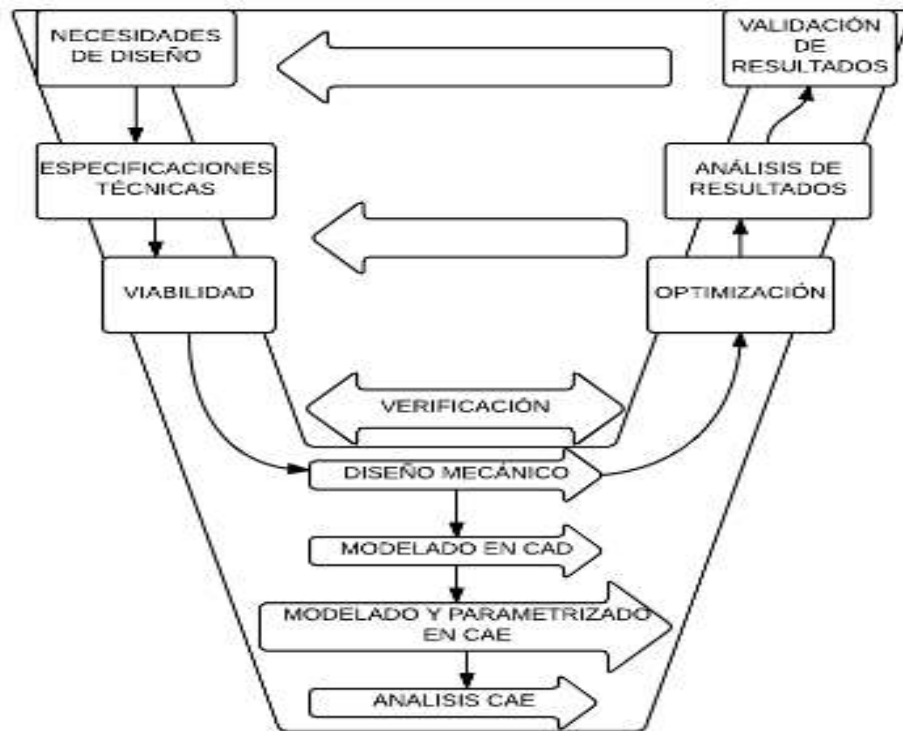


Figura 32. Metodología mecatrónica en V

3.1 NECESIDADES DE DISEÑO

Se realizó un estudio preliminar del producto en el mercado, con el fin de comprender el comportamiento de productos similares, identificando y definiendo las variables fundamentales relevantes para el proyecto.

3.1.1 ESTUDIO PRELIMINAR DEL PRODUCTO EN EL MERCADO

Se analizaron 4 empresas proveedoras de productos similares cuyas marcas se muestran en la Figura 33, entre las cuales se encontró: Eagle Equipment, BendPak, Challenger Lifts, y Northern Tool and equipment. Entre las principales fortalezas de las empresas tenemos:



Figura 33. Proveedores de Elevadores de vehículos
(Bendpak, 2016)

- Flexibilidad en características según las necesidades del cliente.
- Calibrados y certificados periódicamente por organismos de control ISO 9001, ISO 17025 e ISO 17020.
- Seguimiento y control del nivel en aplicaciones industriales.
- Adaptable a dispositivos de medición y control.
- Resistencia a ambientes exigentes.

Se pudo evidenciar que las certificaciones con normas de calidad, así como su aplicación industrial, de acuerdo con las necesidades del cliente, son características fundamentales en el desarrollo del proyecto. Posteriormente se identifican los requerimientos del usuario haciendo un análisis del estudio preliminar y obteniendo los distintos requerimientos para clasificarlos según diferentes conceptos.

El análisis arrojó como resultado los siguientes requerimientos:

3.1.2 REQUERIMIENTOS DE USUARIOS

- 1) Funciones:
 - Capacidad estimada de elevación de 1,5 Ton.
 - Altura estimada de elevación 1,5 m.
 - Carga y descarga de vehículos
 -

- 2) Requerimientos Geométricos:
 - Flexibilidad en cuanto a los requerimientos del cliente
 - Dimensiones adecuadas para el transporte
 - Dimensiones adecuadas para la instalación
 -
- 3) Requerimientos de materiales:
 - Estructura resistente a la fatiga
 - Impermeabilización
 - Pintura exterior
 -
- 4) Requerimientos de manufactura:
 - Simplicidad de manufactura
 - Accesorios adicionales
 -
- 5) Requerimientos de ensamble:
 - Permita un rápido montaje en la planta
 - Tolerancias adecuadas
 - Fácil acoplamiento de accesorios adicionales
 -
- 6) Requerimientos de cinemática:
 - Permitir un correcto montaje del vehículo
 - Correcta ubicación de los diferentes componentes
 -
- 7) Requerimientos de esfuerzos:
 - Soportar las cargas especificadas
 -
- 8) Requerimientos de energía:
 - Eficiente uso de la energía
 - Reducción máxima de pérdidas en el sistema

3.1.3 MATRIZ DE FUNCIÓN DE CALIDAD

Paralelamente se realizó una matriz de función de calidad descrita en la Tabla 7, para identificar y relacionar los requerimientos del usuario con respecto a los criterios de ingeniería, identificando los aspectos fundamentales en los que el diseño del elevador debe basarse.

Tabla 7. Matriz de Función de calidad

		CARACTERÍSTICAS DE INGENIERÍA										TOTAL	CARACTERÍSTICAS DE INGENIERÍA
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
Requerimientos del cliente	1 Elevación de cualquier vehículo	1	2	3	3	3	3	1	2	3	3	32	
	2 Dimensiones y	1	1	3	3	3	3	2	4	3	1	23	
	3 Accesorios	1	3	4	3	3	3	2	3	3	1	28	
	4 Tiempo de elevación	2	1	3	3	3	2	2	3	4	3	34	
	5 Soporte de cargas	1	2	3	3	3	1	1	4	3	3	38	
	6 Eficiente uso de la	3	2	1	3	2	3	2	3	3	2	28	
	7 Correcto montaje del vehículo	3	2	4	3	1	2	2	3	4	1	23	
	8 Dispositivos de protección eléctrica	3	3	3	3	3	3	3	3	3	1	38	
	9 Paro de seguridad	3	1	1	3	2	3	3	3	2	3	22	
	TOTAL	3	14	3	3	3	3	3	3	3	3	13	
		Ponderación del cliente											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
		Anticorrosión	4	4	5	5	5	5	5	5	5	23	1
		Resistente a altas	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	1
		Sobrecarga	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	2
		Dimensiones y	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
		Control de elevación	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	4
		Tablero de control sencillo y	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	5
		Sistema de seguridad	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	7
		Actuadores de alta precisión	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	8
		Fácil implementación de otros dispositivos	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	9
		Materiales resistentes	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	10
		TOTAL	3	14	3	3	3	3	3	3	3	13	

3.1.4 ANÁLISIS FUNCIONAL DEL PRODUCTO

El producto presenta una funcionalidad definida, frente a las necesidades de diseño que requiere, la Figura 34, presenta un desglose de las mismas

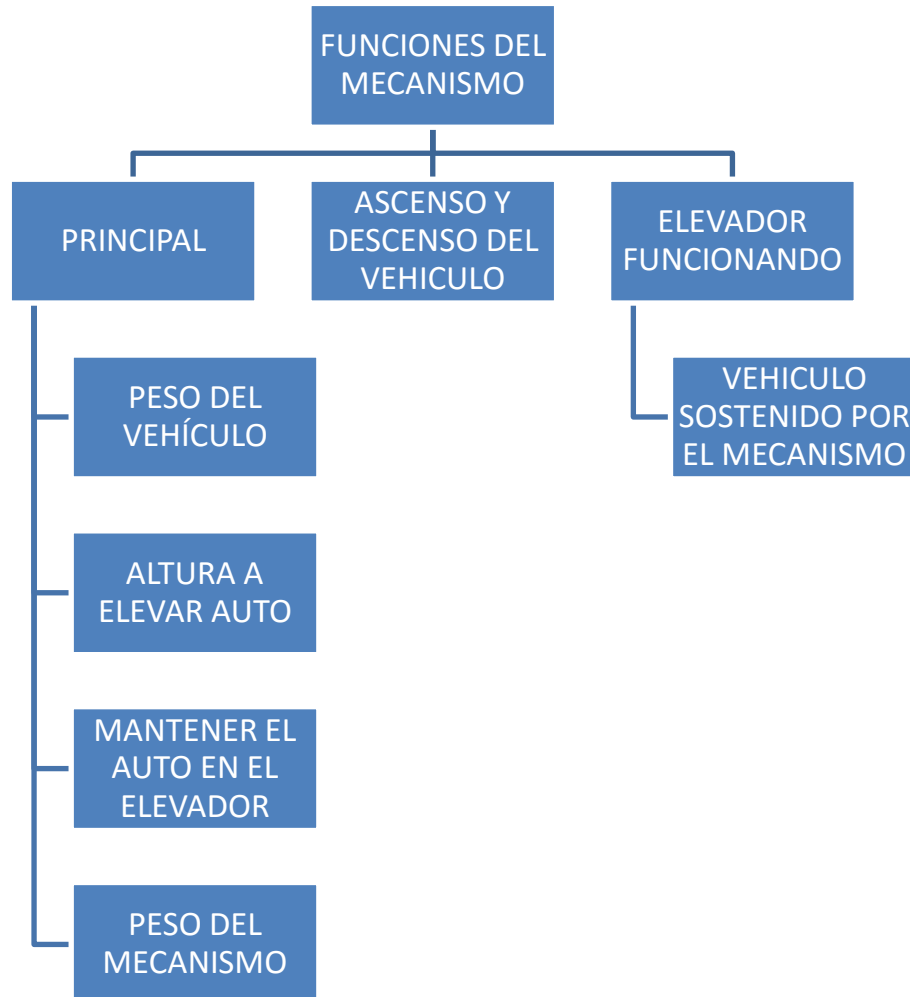


Figura 34. Análisis funcional del producto

La principal función que tiene el mecanismo es la de elevar el vehículo desde una posición inicial cercana al piso.

Las variables que intervienen en la funcionalidad del mecanismo son el peso del vehículo, la altura a la que se pretende elevar el mismo, estas interaccionan directamente con el peso del mecanismo, que en este caso es ligeramente imperceptible al ser comparado con la capacidad y potencia de elevación del mecanismo.

3.1.5 GENERACIÓN DE CONCEPTOS

Dependiendo de las distintas posibilidades de realizar las mismas funciones con diferentes componentes, se analizó varias posibilidades, las cuales se enumeran en la Tabla 8, para la funcionalidad más óptima de elevadores estableciendo distintas matrices morfológicas para la creación de conceptos.

Tabla 8. Generación de Conceptos

	Parámetros	Concepto 1	Concepto 2	Concepto 3
1	Tipo de elevador	Elevador Tipo tijeras	Fosa de servicio	Elevador 4 columnas
2	Material Estructural	Tubo estructural, acero estructural A36	Concreto	Perfil en C, acero estructural A36
3	Mecanismo de elevación	Cilindros hidráulicos tijera	Columnas de concreto fundido	Cilindros hidráulicos 4 columnas
4	Sistema de transmisión de movimiento	Dos cilindros de doble efecto	Sistema fijo sin movimiento	Sistema de poleas
5	Tipo de sujeción y juntas	Pernos y rodamientos	Fundido sobre el piso	Pernos
6	Capacidad de elevación	media	baja	alta
7	Tipo de sistema de alimentación	Eléctrica	---	Eléctrica
8	Tipo de suelo base	Nivelada, loza de concreto	Nivelada, loza de concreto	Nivelada, loza de concreto
9	Tiempo estimado de montaje	1 semana	2 semanas	1 semana
10	Tipo de Interfaz Humano-máquina	Tablero de control on-off	---	Tablero de control on-off
11	Tipos de análisis a ser sometido	Dinámico, estático, Vibratorio	Dinámico, estático, Vibratorio	Dinámico, estático, Vibratorio

3.1.6 EVALUACIÓN DE CONCEPTOS Y CONCEPTO GANADOR

La matriz de conceptos se organiza y pondera, mediante una matriz morfológica desarrollada en la Tabla 9, las funciones, componentes y características del elevador, se jerarquizan dependiendo de qué criterio es

relevante, efectivo o flexible. El resultado de la sumatoria determinará cuál es la matriz de conceptos más adecuada.

Tabla 9. Organización de la Matriz Morfológica

ORGANIZACIÓN DE LA MATRIZ MORFOLÓGICA					
	CRITERIO	IMPORTANCIA	CONCEPTO 1	CONCEPTO 2	CONCEPTO 3
		A			
EFFECTIVO	Elevación de cualquier vehículo	10	10	8	9
	Dispositivos de seguridad	8	8	6	8
	Control y versatilidad de carga y descarga	9	9	7	8
RELEVANTE	Soportar cargas	10	9	10	9
	Eficiente uso de energía	7	7	7	7
	Tiempo de elevación	6	6	3	6
	Interfaz amigable	6	6	2	6
FLEXIBLE	Accesorios adicionales	7	7	7	6
	Dimensiones y formas	10	9	6	8
TOTAL					

(Córdoba & Bonilla, 2007)

Mediante la realización de la matriz morfológica se puede sustentar la generación de conceptos y concluir que para la necesidad de elevación de altura media de vehículos livianos es mejor utilizar un elevador tipo tijeras por la facilidad de montaje, tipo de materiales a utilizar y manera más sencilla de transmitir el movimiento, ya que utiliza un sistemas de cilindros hidráulicos uno o dos dependiendo de las necesidades de elevación que van conectados directamente a las tijeras para transmitir el movimiento sin necesidad de elementos adicionales como en el caso del elevador de 4 columnas que necesitaría un sistema de poleas para la transmisión del movimiento.

3.1.7 RESTRICCIONES

En el diseño y posterior análisis del mecanismo de elevación de vehículos livianos podrían existir diversas restricciones que deben ser tomadas en cuenta para obtener un resultado más eficiente y apegado a la realidad.

Restricciones Geométricas y de espacio: por sus dimensiones y geometría el mecanismo elevador requiere de un espacio determinado, en el cual ningún material o cuerpo extraño interrumpa el normal funcionamiento del mismo y el vehículo pueda tener un acceso adecuado al mecanismo o impida un montaje adecuado de todos sus componentes.

Restricciones de Montaje y sujeción de elementos: el mecanismo requiere para su montaje y sujeción una base de concreto que tenga por lo menos 10 cm. de espesor, completamente nivelada, la cual pueda absorber las vibraciones que el elevador produzca, y a su vez no ceda en el momento que el vehículo se encuentre cargado en el mecanismo.

Restricciones de Diseño y seguridad: al ser un dispositivo de trabajo que soportara cargas mientras se desplaza y en el cual generalmente trabaja en su interior un operador, este debe presentar condiciones de seguridad extremas, por lo tanto en el proceso se debe tomar en cuenta factores de diseño altos para evitar que con el uso, el material ceda a los esfuerzos que producen las cargas en el material y se produzcan accidentes.

3.2 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

El elevador tipo tijeras de vehículos livianos presenta de acuerdo a los requerimientos anteriormente planteados y las necesidades de diseño, las siguientes características y especificaciones técnicas, que se muestran en la tabla 10:

Tabla 10. Especificaciones Técnicas

Especificaciones/Características	
Capacidad de carga	1,5 Ton
Configuración	Presentación simétrica de tijeras paralelas
Configuración ancho - angosto	Configuración expandible angosto y ancho
Diseño del elevador	Cilindro dual- transmisión directa
Construcción de la tijera	Conjunto de dos vigas, juntas mediante bocín
Movimiento de la estructura	Mediante rodamiento
Topes de goma – reductores de daños	En el frente
Construcción de las tijeras	Perfil de sección cuadrada
Construcción de barra transversal superior	Perfil de sección cuadrada
Cilindro con válvula mariposa integrada	Ascenso/ Descenso
Altura mínima del Conjunto	0,3 m
Máxima elevación - Parte superior de la viga	1,500 m
Altura total	1.6 m
Ancho total	1.800 m
Velocidad/Tiempo	10 seg.

3.3 OPTIMIZACIÓN

Una vez que se realice todo el proceso central de diseño del elevador y que se obtenga resultados matemáticos, estos serán utilizados para comprender la operación del dispositivo y observar en qué lugares de la estructura las cargas externas producen mayor grado de efectos y en cuales los esfuerzos máximos no sobrepasan ni remotamente la resistencia del material. Se presenta la oportunidad de optimizar el uso de recursos reduciendo la geometría del material en ciertas áreas sin que este procedimiento llegase a desestabilizar el correcto funcionamiento del elevador.

3.4 ANÁLISIS Y VALIDACIÓN DE RESULTADOS

Para el análisis y validación de resultados se establece un protocolo de pruebas en el cual se planteó realizar dos tipos de análisis principales, uno estructural y otro dinámico.

No existe un número determinado de veces que se realizará ambos análisis, para el dinámico se realizará un número de simulaciones que permitan tener un resultado satisfactorio del desplazamiento del mecanismo utilizando las condiciones de frontera y el tipo de restricciones de funcionamiento del mecanismo planteadas. Para el análisis estructural el número de simulaciones dependerá del tamaño de elemento de la malla en el cual converja el análisis, para lo cual se realizará varias simulaciones con diferentes tamaños de elementos. En ambos casos el tiempo de duración de los análisis dependen del tamaño de elemento y la cantidad de nodos que genere el mallado.

3.5 DISEÑO

3.5.1 DISEÑO DEL MECANISMO ELEVADOR DE AUTOS LIVIANOS

3.5.1.1 CONSIDERACIONES DEL DISEÑO

La carga que se planteó como carga de diseño fue de 1,5 Toneladas, debido a que el alcance, es solo para autos livianos. Hay que tomar en cuenta que el elevador presenta un conjunto de dos tijeras ubicadas paralelamente, por lo que la carga se distribuye uniformemente a la mitad en cada una de las tijeras y será de 750 Kg. La carga se transformó a Newtons tomando en cuenta que para facilidad de cálculo se usó el valor de $10 \frac{m}{s^2}$, como cuantía de la gravedad. Los cálculos realizados fueron considerados para un ángulo de $36,25^\circ$, entre la tijera y la horizontal del suelo, debido a que en esta posición el mecanismo alcanzará la altura de 1,5 m. como se observa en las Figuras 35, 36 y 37.

3.5.1.2 DATOS

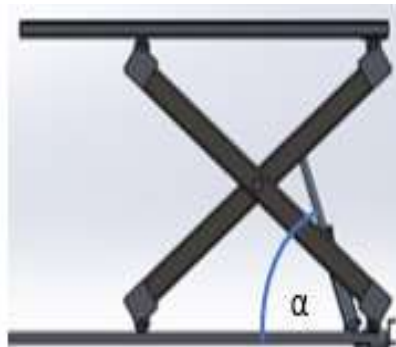


Figura 35. Angulo del pistón

$$\alpha = 65.42^\circ$$

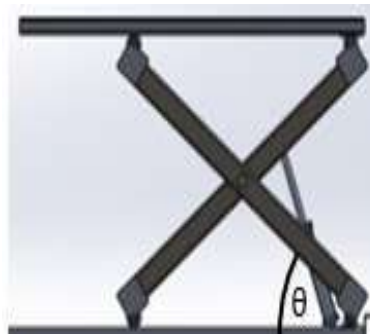


Figura 36. Angulo de la viga

Dónde:

$$\theta = 36.25^\circ$$

$W = 61.15 \text{ Kg} \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$; peso de las barras que componen las tijeras

$L = 2,16 \text{ m}$; longitud de las barras

$x = 0,31619 \text{ m}$; distancia entre punto central de la barra 2 y el punto de contacto con el pistón del cilindro.

$L1 = 1.57131$; distancia entre los apoyos

$I_{xx} = (9333509.71/1000^4)$; Inercia de las barras

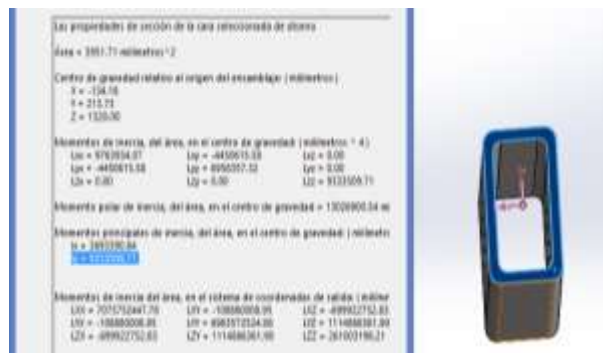


Figura 37. Momento de inercia de la componente de la tijera

Dónde:

$d_{cilindro} = 0,050 \text{ m}$; Diámetro del vástago del cilindro

$pesobs = 2 * 69.222 \text{ Kg} * 10 \frac{m}{s^2}$; peso de la viga superior

$pesobs = 1384.44 \text{ N}$

$a_{cilindro} = \text{Pi} * d_{cilindro}^2 / 4$; diámetro del cilindro

$apasador = 3166.92$; diámetro del pasador

$c = 0.07$; distancia a la fibra más lejana

Area Barra = 3951.71

3.5.1.3 PUNTOS DE REFERENCIA

Utilizados en el cálculo, se los describe en la Figura 38

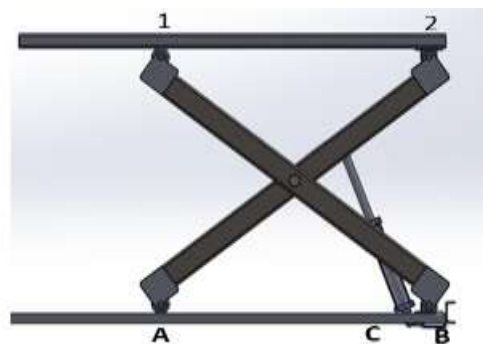


Figura 38. Puntos de referencia

3.5.1.4 CARGAS Y DISTANCIAS EN EL ELEVADOR

Referencias para el cálculo manual descritas en las Figuras 39, 40 y 41.

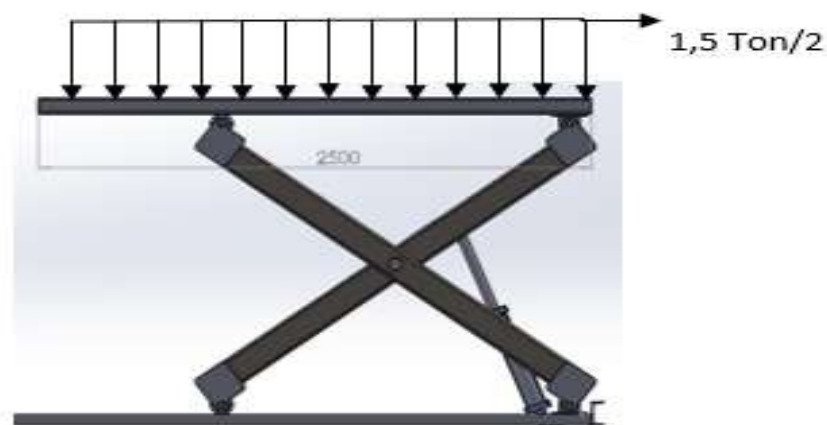


Figura 39. Cargas y distancias 1

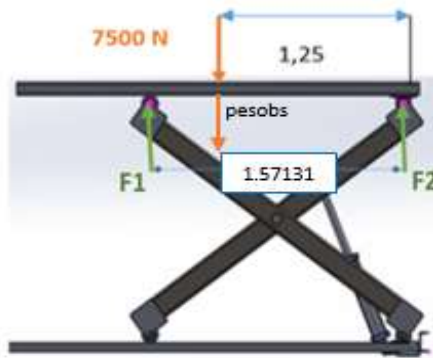


Figura 40. Cargas y distancias 2

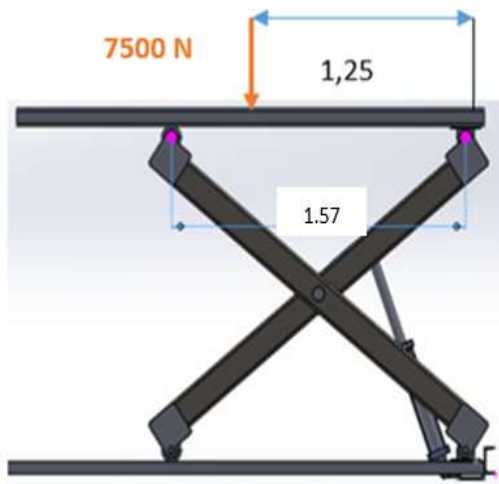


Figura 41. Cargas y distancias 3

3.5.2 CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN LA VIGA SUPERIOR

3.5.2.1 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA VIGA 1-2

Descripción del diagrama de cuerpo libre en la Figura 42

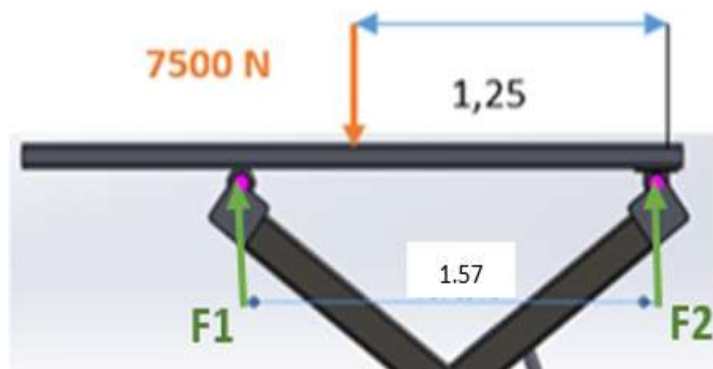


Figura 42. Diagrama de cuerpo libre viga superior

Cálculo de las reacciones en la Viga 1-2

$\sum M_1=0$; sentido anti horario positivo

$$F2 * L1 - (7500 + \text{pesobs}) * (L1 - 1.25) = 0 \quad [22]$$

$$F2 = 1816.74$$

$\sum F_y=0$; Sentido arriba positivo

$$F1 + F2 = (7500 + \text{pesobs}) \quad [23]$$

$$F1 = 7067.70$$

3.5.3 CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN LA PRIMERA COMPONENTE DE LA TIJERA BARRA 1-B

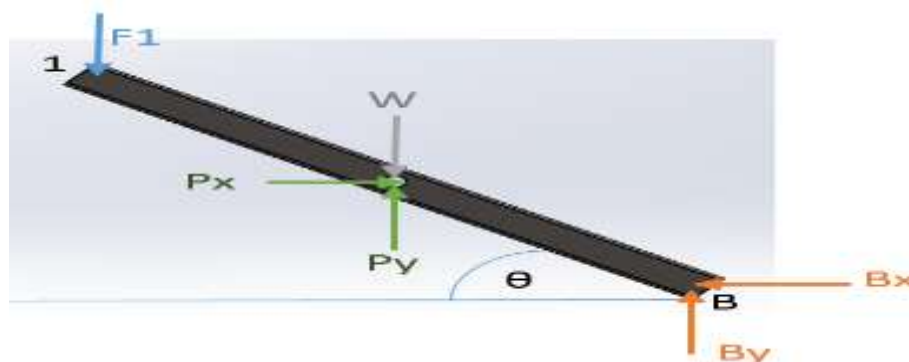


Figura 43. Reacciones primera componente

Dónde:

W = peso de la barra

P = punto de contacto de la barra con el bocín

$\theta = 36.25^\circ$; ángulo de posición crítica del cilindro

L = 2,16;

El peso de la barra debido a que se tomó como material de la estructura al acero A36 es de 61,15 Kg, dato obtenido del modelado en CAD.

$\sum F_x=0$; Sentido derecha positivo

$$Px = Bx$$

$$\sum F_y=0$$

$$Py - W - F1 + By = 0 \quad [24]$$

$$\sum M_B=0 ;$$

$$F1L\cos[\theta] + W\cos[\theta] L/2 - P_y * \cos[\theta] * L/2 - P_x * \sin[\theta] * L/2 = 0 \quad [25]$$

3.5.4 CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN LA SEGUNDA COMPONENTE DE LA TIJERA BARRA 2-A

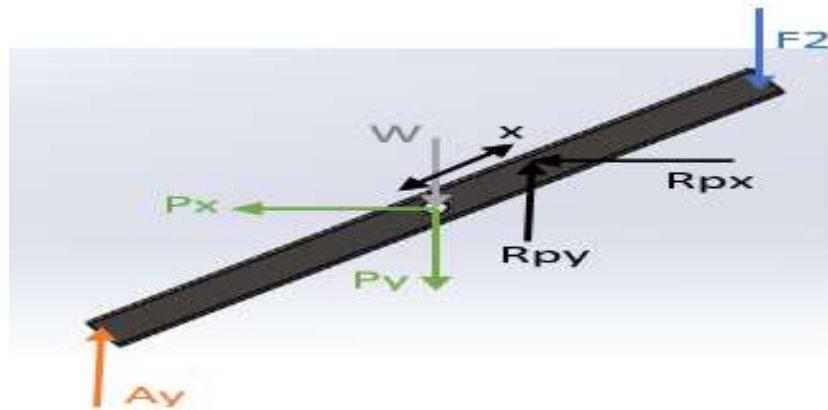


Figura 44. Reacciones segunda componente

Dónde:

W = peso de la barra

x = distancia entre el punto de contacto P y el punto de contacto R = 0,31619 m.

P = punto de contacto de la barra con el bocín

R = punto de contacto de la barra con el vástago del cilindro

$\theta = 36.25^\circ$; ángulo de posición final del cilindro

L = 2m

$\sum F_x=0$; Sentido derecha positivo

$$-R_{px} = P_x \quad [26]$$

$$\sum F_y=0$$

$$-P_y - W - F_2 + R_{py} + A_y = 0 \quad [27]$$

$$\sum M_P=0$$

$$-A_y * \cos\theta L/2 - F_2\cos[\theta] L/2 + R_{py} * x * \cos[\theta] + R_{px} * x\sin[\theta] = 0 \quad [28]$$

3.5.5 CÁLCULO DE LAS REACCIONES EN EL PISTÓN

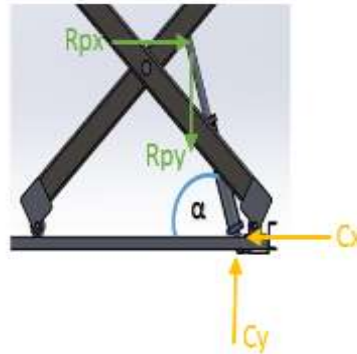


Figura 45. Reacciones en el pistón

R = punto de contacto de la barra con el vástago del cilindro

$$\alpha = 65,42^\circ,$$

$$\sum F_x = 0 ; \text{ Sentido derecha positivo}$$

$$R_{P_x} = C_x \quad [29]$$

$$\sum F_y = 0$$

$$C_y = R_{P_y} \quad [30]$$

$$\sum M_C = 0$$

$$R_{P_x} * \sin \alpha * L_p = R_{P_y} * \cos \alpha * L_p \quad [31]$$

La ecuación 29 y 30 se pueden incluir directamente en la 31

Resolviendo el sistema de ecuaciones, se obtuvo los siguientes valores en las reacciones, mismos que se presentan en la tabla 11.

Tabla 11. Valores sistema de ecuaciones

$P_x = -8229.81 \text{ N.}$	$R_{P_y} = 17992.1 \text{ N.}$
$B_y = -13102 \text{ N.}$	$R_{P_x} = 8229.81 \text{ N.}$
$P_y = 20781.2 \text{ N.}$	$A_y = 5217.43 \text{ N.}$
$B_x = -8229.81 \text{ N.}$	

3.5.6 GRÁFICO DE LAS FUERZAS PRIMERA VIGA CON LOS SENTIDOS CORRECTOS

Primera componente de la tijera barra 1-B.

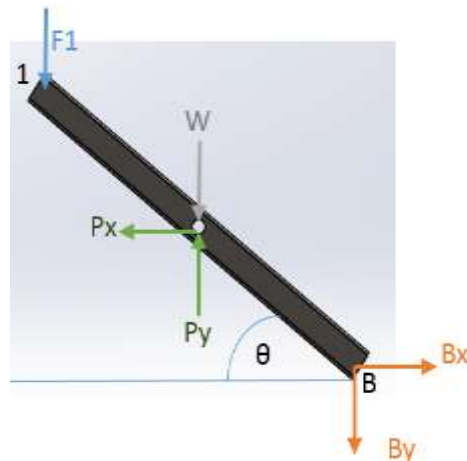


Figura 46. Sentidos correctos primera componente

3.5.7 GRÁFICO DE LAS FUERZAS SEGUNDA VIGA CON LOS SENTIDOS CORRECTOS

Segunda componente de la tijera barra 2-A.

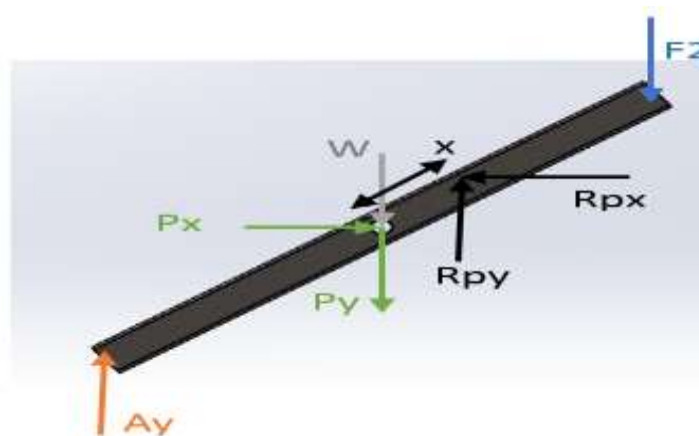


Figura 47. Sentidos correctos segunda componente

3.5.8 DISEÑO DE LA VIGA 1

La longitud de la viga es de 2,16m y las reacciones del peso W y el contacto con la otra componente de la tijera P , se ubican en la mitad de la viga. Para el diseño de esta componente de la tijera se procedió a realizar la descomposición de las fuerzas que ya fueron calculadas en el eje axial y tangencial.

Descomposición de fuerzas eje axial y tangencial primera viga

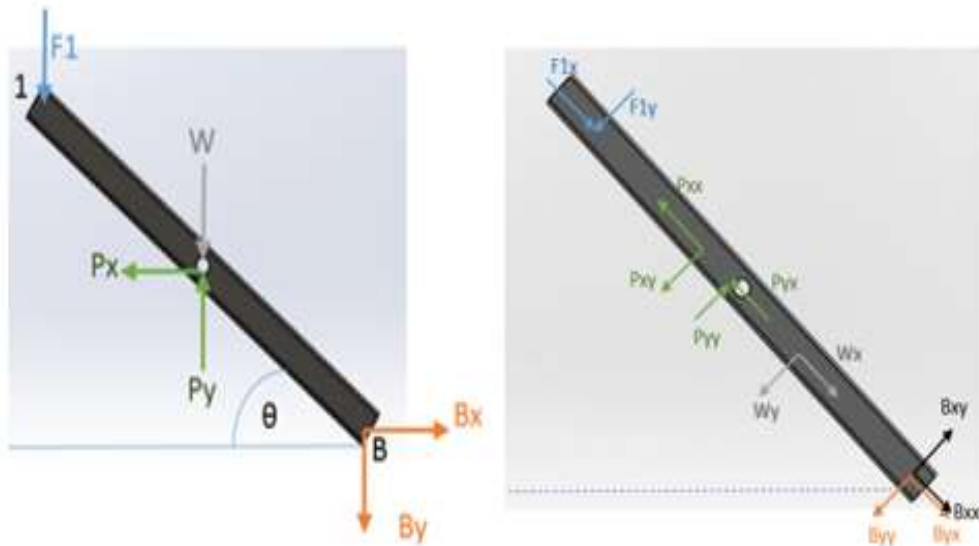


Figura 48. Descomposición primera componente

$$W_x = [W * \sin[\theta]] = 361.59 \text{ N}$$

$$W_y = [W * \cos[\theta]] = 493.14 \text{ N}$$

$$P_{yy} = [P_y * \cos[\theta]] = 16758.9 \text{ N}$$

$$P_{yx} = [P_y * \sin[\theta]] = 12288.2 \text{ N}$$

$$P_{xx} = [P_x * \cos[\theta]] = 6636.89 \text{ N}$$

$$P_{xy} = [P_x * \sin[\theta]] = 4866.37 \text{ N}$$

$$F_{1x} = [F_1 * \sin[\theta]] = 4179.20 \text{ N}$$

$$F_{1y} = [F_1 * \cos[\theta]] = 5699.71 \text{ N}$$

$$B_{xx} = [B_x * \cos[\theta]] = 6636.89 \text{ N}$$

$$B_{xy} = [B_x * \sin[\theta]] = 4866.37 \text{ N}$$

$$B_{yx} = [B_y * \sin[\theta]] = 7747.37 \text{ N}$$

$$B_{yy} = [B_y * \cos[\theta]] = 10566.1 \text{ N}$$

Una vez que se obtuvo todas las componentes de las reacciones en la viga, se realizó el diagrama de momento flector, el mismo que se utilizó para el cálculo de los diferentes esfuerzos a los cuales está sometida la viga. Para el diagrama solo se toman en cuenta las fuerzas en y

3.5.8.1 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR PRIMERA VIGA

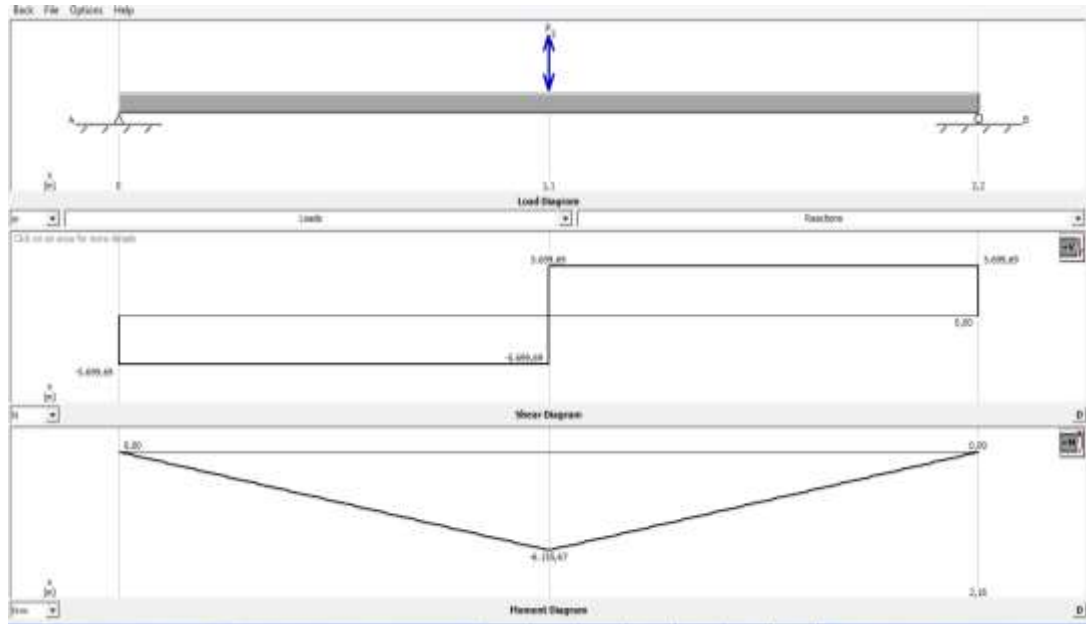


Figura 49. Diagrama de momentos primera componente

Una vez realizado el diagrama de momento flector expresado en la Figura 49, se procedió al cálculo de los esfuerzos. En esta viga se calculó esfuerzos flexionantes, esfuerzos cortantes, esfuerzos normales, para finalmente utilizando estos valores calcular el esfuerzo último de Von mises al que está sometido el elemento.

Para el cálculo de los esfuerzos normales se utilizó el criterio que permite obtener los mismos cuando en la viga hay cargas externas actuando en puntos intermedios.

$$\sigma_f = 6155.67 * c * 10^{-6} / I_{xx} = 46.1667 \text{ Mpa}; \text{ Esfuerzo de Flexión}$$

Los esfuerzos cuando la viga tiene cargas externas actuando en puntos intermedios se obtuvieron de la siguiente manera:

$$N1 = (W_x - P_{yx} - P_{xx} + B_{xx} + B_{yx}) = -4179,20 \text{ N} \quad [32]$$

$$N2 = (-B_{xx} + B_{yx}) = 1110,48 \text{ N} \quad [33]$$

Se tomó para el cálculo del esfuerzo normal la mayor fuerza que se produzca en los puntos intermedios de la viga.

$$\sigma_n = \text{Abs}[N1/\text{AreaBarra}] = 1.058; \text{ Esfuerzo normal} \quad [34]$$

A continuación, se sumaron los esfuerzos anteriormente calculados para obtener el esfuerzo normal total

$$\text{normales} = \sigma_n + \sigma_f = 43.36 \quad [35]$$

Con la fuerza cortante máxima obtenida del diagrama de fuerza cortante y momento flector se obtuvo el esfuerzo cortante al que está sometida la viga

$$\tau_{\text{barra}} = 1.5 * 11281.06 / \text{AreaBarra} = 4.28 \quad [36]$$

Mediante el círculo de Mohr realizado en la Figura 50, se obtuvo los esfuerzos principales:

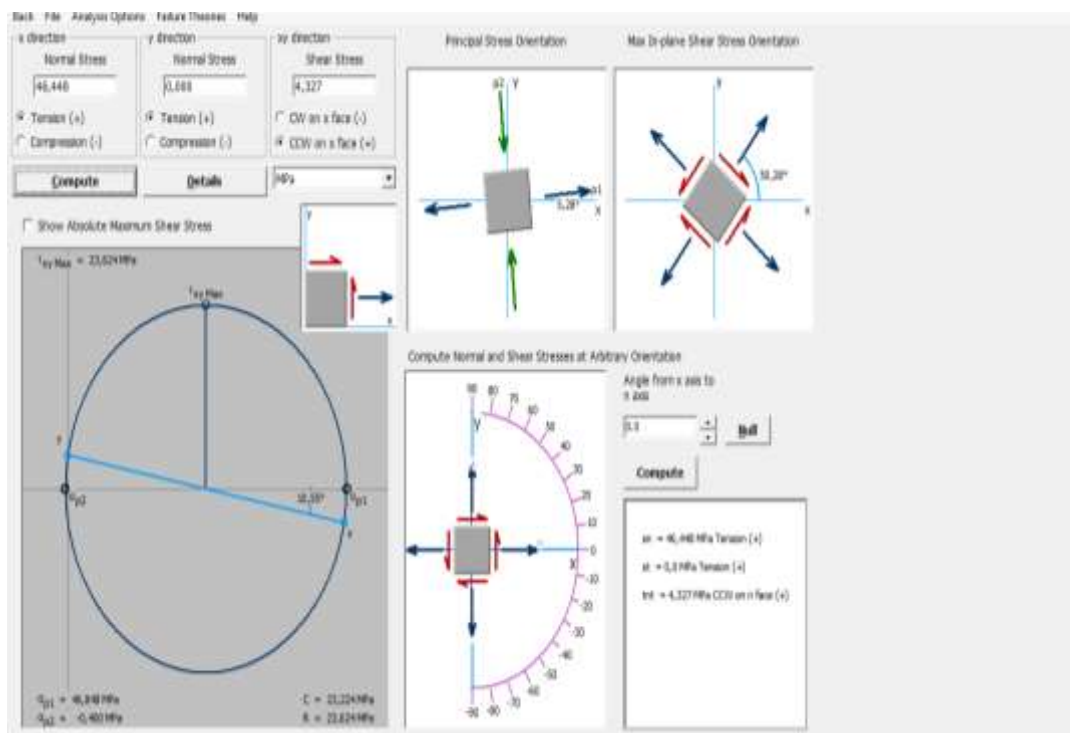


Figura 50. Círculo de Mohr primera componente

$$\sigma_1 = 46,448;$$

$$\sigma_2 = -0.400;$$

$$\sigma_{vm} = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 * \sigma_2)^{.5} = 47,05 \text{ Mpa}; \text{ Esfuerzo de Von mises} \quad [37]$$

3.5.9 DISEÑO DE LA VIGA 2

El diseño de la segunda componente de la tijera tiene el mismo procedimiento que la viga anterior, pero se debe tomar en cuenta que

aparece la reacción que produce el vástago del cilindro la misma está ubicada a 1,39 m del extremo A.

La longitud de la viga es de 2,16m y las reacciones del peso W y el contacto con la otra componente de la tijera P, se ubican en la mitad de la viga.

Descomposición de fuerzas eje axial y tangencial segunda viga

En la figura 51 se observa los sentidos de las reacciones en la viga

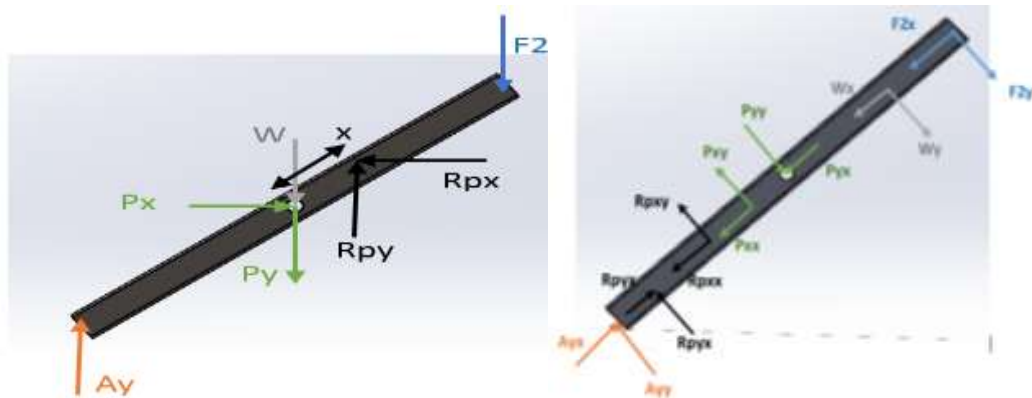


Figura 51. Descomposición segunda componente

$$A_{yx} = [A_y * \sin[\theta]] = 3085.12 \text{ N}$$

$$A_{yy} = [A_y * \cos[\theta]] = 4207.57 \text{ N}$$

$$R_{pyy} = [R_{py} * \cos[\theta]] = 14509.6 \text{ N}$$

$$R_{pyx} = [R_{py} * \sin[\theta]] = 10638.9 \text{ N}$$

$$R_{pxx} = [R_{px} * \cos[\theta]] = 6636.89 \text{ N}$$

$$R_{pxy} = [R_{px} * \sin[\theta]] = 4866.37 \text{ N}$$

$$F_{2x} = [F_2 * \sin[\theta]] = 1074.26 \text{ N}$$

$$F_{2y} = [F_2 * \cos[\theta]] = 1465.1 \text{ N}$$

$$W_x = [W * \sin[\theta]] = 361.59 \text{ N}$$

$$W_y = [W * \cos[\theta]] = 493.14 \text{ N}$$

$$P_{yy} = [P_y * \cos[\theta]] = 16758,9 \text{ N}$$

$$P_{yx} = [P_y * \sin[\theta]] = 12288.2 \text{ N}$$

$$P_{xx} = [P_x * \cos[\theta]] = 6636,89 \text{ N}$$

$$P_{xy} = [P_x * \sin[\theta]] = 4866.37 \text{ N}$$

3.5.9.1 DIAGRAMA DE MOMENTOS SEGUNDA COMPONENTE

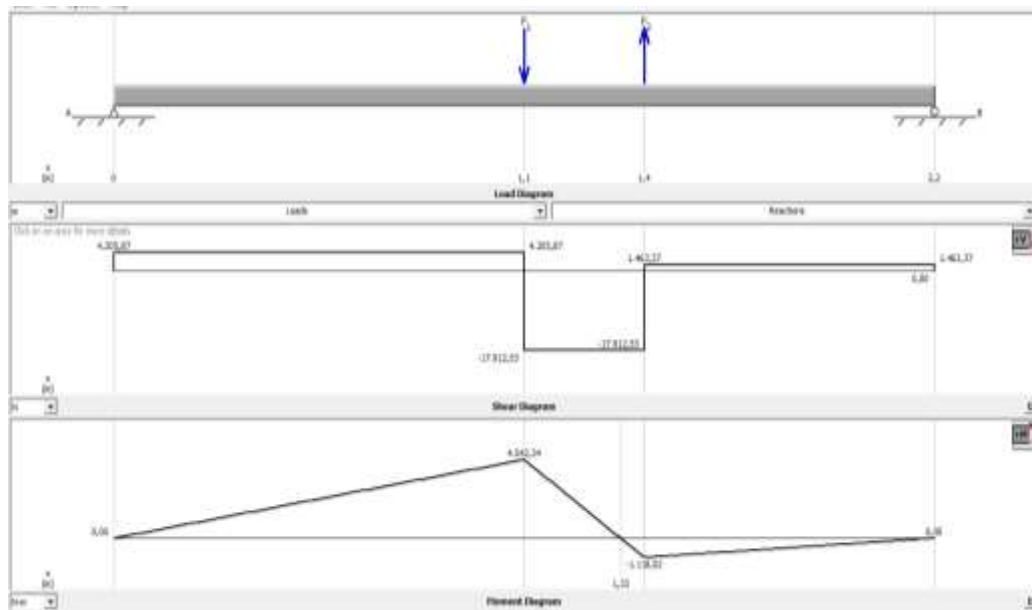


Figura 52. Diagrama de momentos segunda componente

$$\sigma_2 = 4458.46 * c * 10^{-6} / I_{xx} = 34.0669 \text{ Mpa}, \text{ figura 53} \quad [38]$$

$$N_1 = (R_{pxx} - R_{pyx} + P_{yx} - P_{xx} + W_x - A_{yx}) = -1074,26 \text{ N} \quad [39]$$

$$N_2 = (P_{yx} - P_{xx} + W_x - A_{yx}) = 12466.7896 \quad [40]$$

$$N_3 = (-A_{yx}) = -3085.12 \quad [41]$$

$$\sigma_n = [N_3 / \text{AreaBarra}] = 0.780705 \text{ Mpa} \quad [42]$$

$$\tau_{\text{barra2}} = 1.5 * 4458.46 / \text{AreaBarra} = 1.69 \quad [43]$$

$$\text{normales2} = \sigma_n + \sigma_2 = 36.59 \quad [44]$$

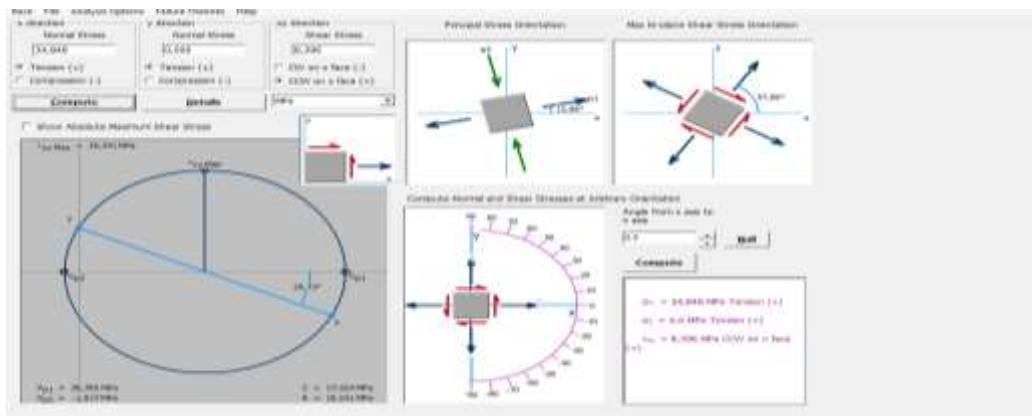


Figura 53. Círculo de Mohr segunda componente

$$\sigma_{12} = 36.765$$

$$\sigma_{22} = -1.917$$

$$\sigma_{vm2} = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 * \sigma_2)^{.5} = 37,76 \text{ Mpa} \quad [45]$$

3.5.10 DISEÑO DE LA VIGA SUPERIOR

Para el diseño de la viga superior, figura 55 se tomaron las siguientes consideraciones:

El peso de una barra 69222.34 gr, transformados nos dan 692.22 N, y de la carga total dividida para 4 se obtiene 3750 N. Las dos fuerzas sumadas dieron como resultado 4442,22 N, las mismas estarán actuando en la parte media de la viga cuya longitud total es 2,5m. El apoyo uno está a 0,39949 m

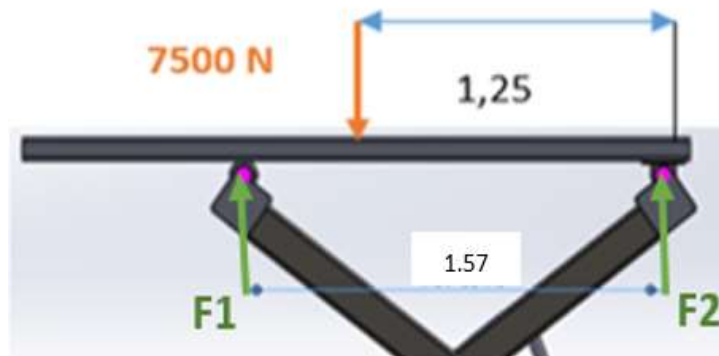


Figura 54. Diagrama de cuerpo libre viga superior

3.5.10.1 DIAGRAMA DE MOMENTOS VIGA SUPERIOR



Figura 55. Diagrama de momentos viga superior

$$\text{peso1} = 8.8746 \text{ Kg.}$$

$$I_{xx2} = (3200057.51/1000^4)$$

$$c = 0.06;$$

$$\sigma_{fsup} = 1135.46 * c * 10^{-6} / I_{xx2} = 21.29 \text{ Mpa} \quad [46]$$

$$\text{AreaBarrasup} = 3551.71;$$

$$\tau_{barrasup} = 1.5 * 4442,22 / \text{AreaBarrasup} = 1,87609 \text{ Mpa.} \quad [47]$$

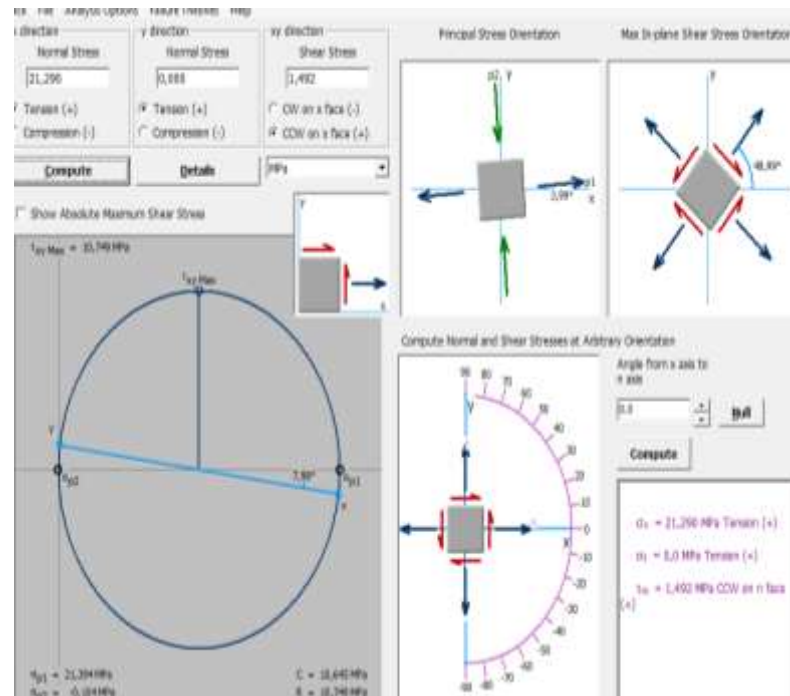


Figura 56. Circulo de Mohr viga superior

$$\sigma_{1sup} = 21.394;$$

$$\sigma_{2sup} = -0.104;$$

$$\sigma_{vm3} = (\sigma_{13}^2 + \sigma_{23}^2 - \sigma_{13} * \sigma_{23})^{.5} = 21,5365 \text{ Mpa} \quad [48]$$

3.5.11 CÁLCULO DE ESFUERZOS

Cálculo de esfuerzo máximo en el bocín

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}, \text{ debido a que solo existen esfuerzos cortantes} \quad [49]$$

$$P = \sqrt{-8229,81^2 + 20781,2^2}$$

P = 19507,6 N; Fuerza en el pasador

$$\tau = \frac{3}{2} * \frac{P}{A}; \quad [50]$$

$$\tau_{pasador} = 1.5 * p / \text{apasador} = 10,5867 \text{ MPa Esfuerzo en el pasador} \quad [51]$$

Cálculo de Esfuerzos en el Vástago del cilindro

Solo esfuerzo normal

$$cc = \sqrt{R_{px}^2 + R_{py}^2}; \text{ Fuerza en el vástago del cilindro} \quad [52]$$

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_{cilindro} = cc/aciindro = 10,0764 \text{ MPa} ; \text{ Esfuerzo en el cilindro} \quad [53]$$

3.6 ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS

Para el análisis por elementos finitos y la utilización de los dos análisis estático y dinámico se estableció el siguiente procedimiento:

- Definir el dominio, es decir el modelo CAD que se va a analizar.
- Establecer las condiciones de frontera, tipos de juntas y contactos.
- Seleccionar el tipo de malla, tamaño de elemento.
- Especificar el tipo de entrada en el análisis, tipo de desplazamiento, fuerzas, etc.
- Luego de realizar los pasos anteriores se obtiene una salida, para el caso del análisis dinámico se obtiene el desplazamiento total del mecanismo y para el caso del análisis estructural se obtienen los esfuerzos de Von mises para cada elemento.

3.6.1 ANÁLISIS DINÁMICO (RIGID DINAMICS)

El mecanismo una vez modelado fue sometido a varios análisis, utilizando el software CAE (Ansys), el primer análisis realizado fue el dinámico, el mismo que permitió corroborar el desplazamiento del mecanismo una vez que ya está cargado, para obtener los resultados apropiados es importante ubicar de manera adecuada la carrera del cilindro y las referencias de la viga superior con relación al piso.

Este análisis presenta la siguiente estructura:

3.6.1.1 DOMINIO

El dominio fue el archivo de extensión .step que se importó desde el software CAD (Solidworks). En este análisis es indispensable importar el diseño desde su posición inicial como se muestra en la Figura 57.



Figura 57. Dominio análisis dinámico

3.6.1.2 CONDICIONES DE FRONTERA

Representan las diferentes juntas y contactos que existen en todo el mecanismo, estas limitan el tipo de interacción que tendrá un elemento en relación a otro, es decir que se lo selecciona en pares para poder crear una dependencia, en este caso se han seleccionó las siguientes:

- ✓ Juntas

Se fija la base del mecanismo al suelo como se muestra en la Figura 58

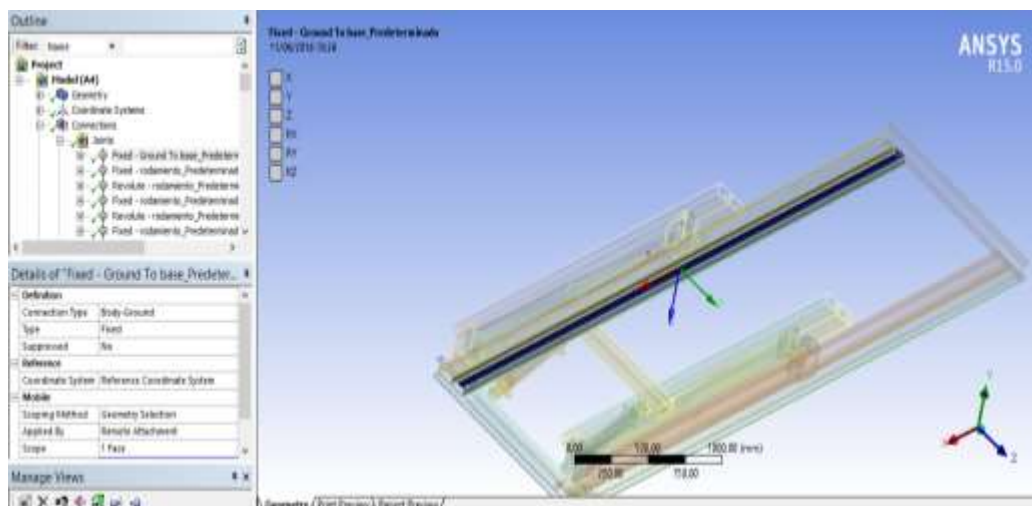


Figura 58. Juntas análisis dinámico 1

Se fijó todos los elementos que en el diseño cad están juntos uno con otro, como muestra la Figura 59.

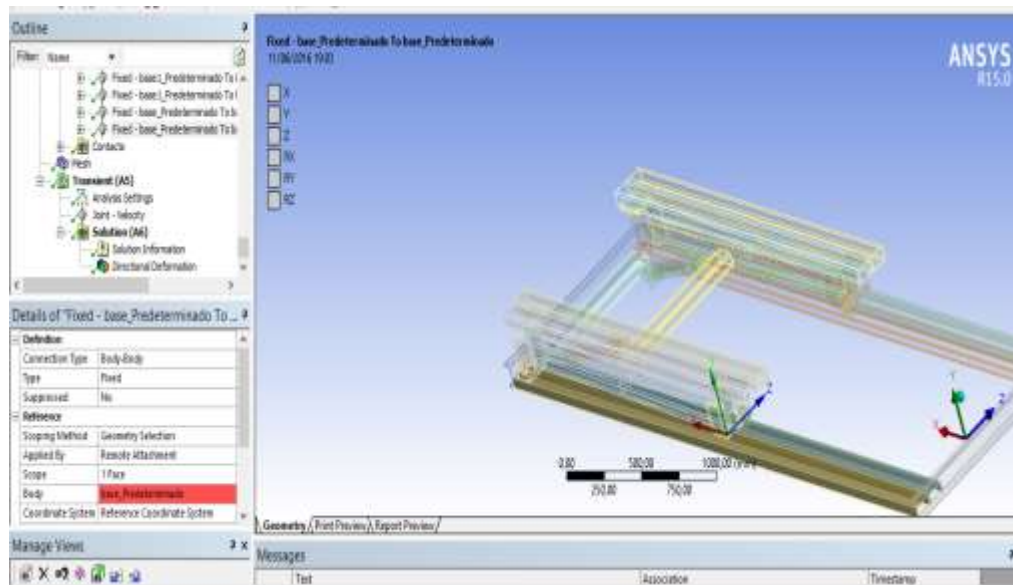


Figura 59. Juntas análisis dinámico 2

La Figura 60 describe el tipo de junta que se utilizó para todos los elementos que rotan en relación a otro..

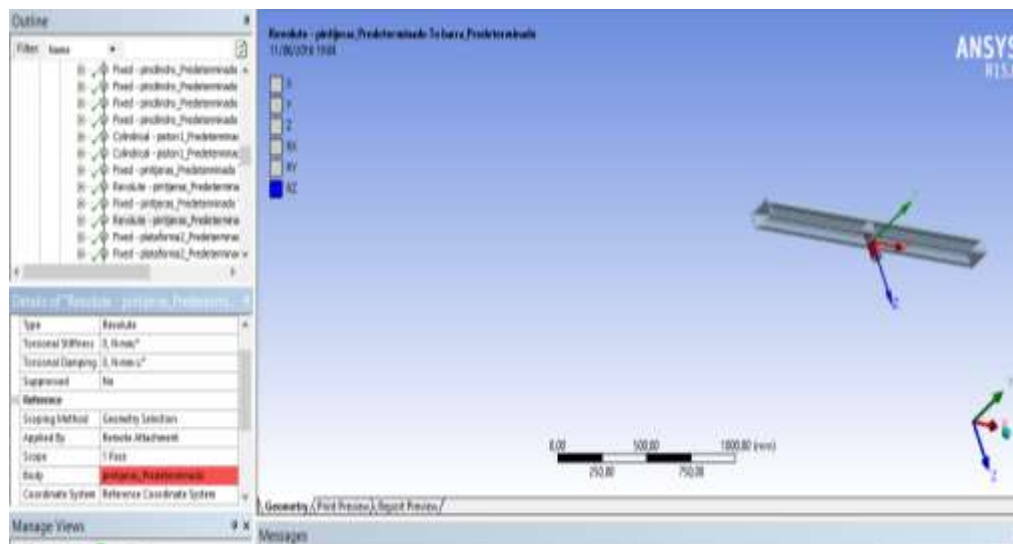


Figura 60. Juntas análisis dinámico 3

El desplazamiento cilíndrico, que transmite la potencia para el movimiento del mecanismo se describe en la, Figura 61.

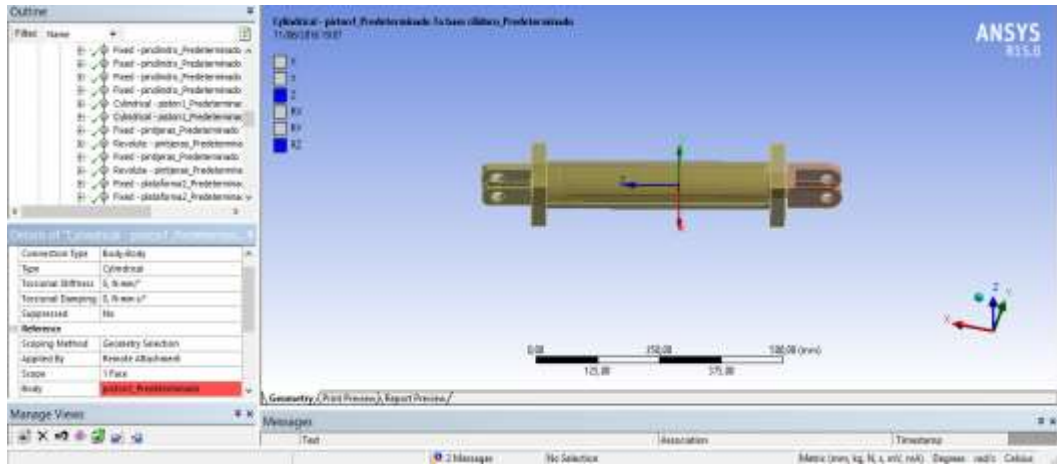


Figura 61. Juntas análisis dinámico 4

✓ **Contactos**

En este diseño se utilizó un solo tipo de contacto, es el que debe haber entre la superficie de la viga y cada una de las ruedas, para de esta forma evitar que las mismas se desplacen de forma vertical y solo realicen un movimiento transversal en la viga como se observa en la Figura 62:

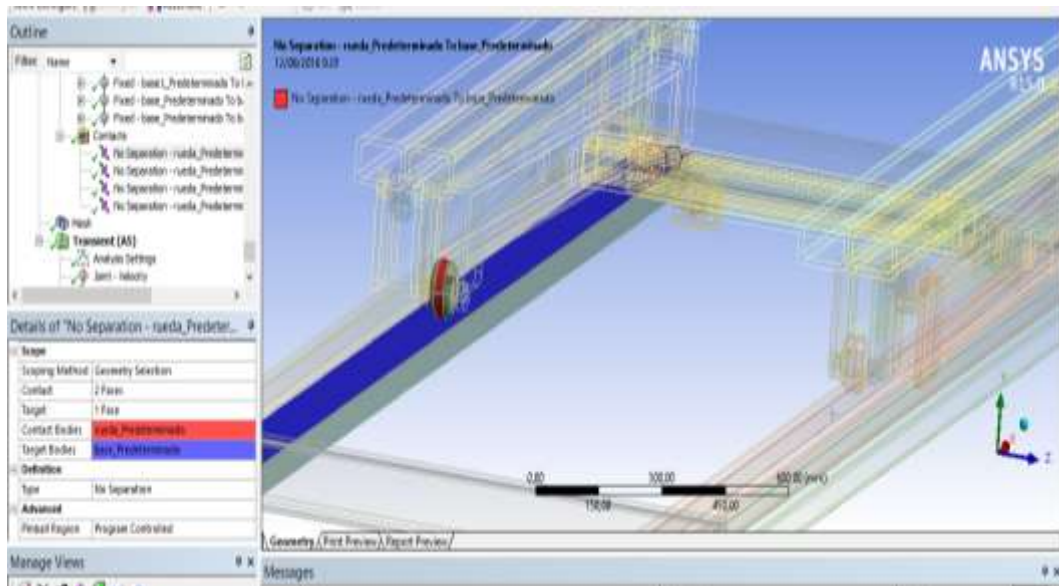


Figura 62. Análisis dinámico contactos

3.6.1.3 MALLA

El mallado en este análisis es automático, y lo realiza el software solamente en los contactos, como se observa en la Figura 63

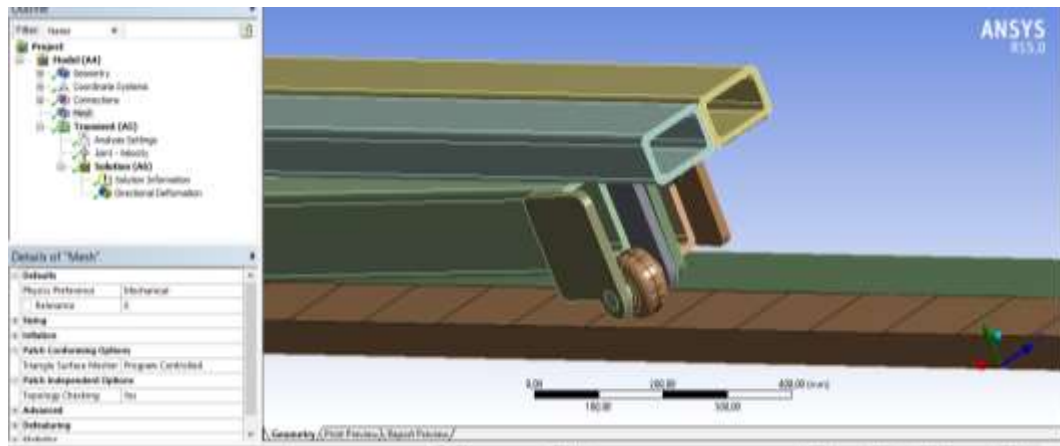


Figura 63. Análisis dinámico malla

3.6.1.4 ENTRADAS

Se especificó el tipo de desplazamiento y la velocidad del vástago del cilindro como muestra la Figura 64.

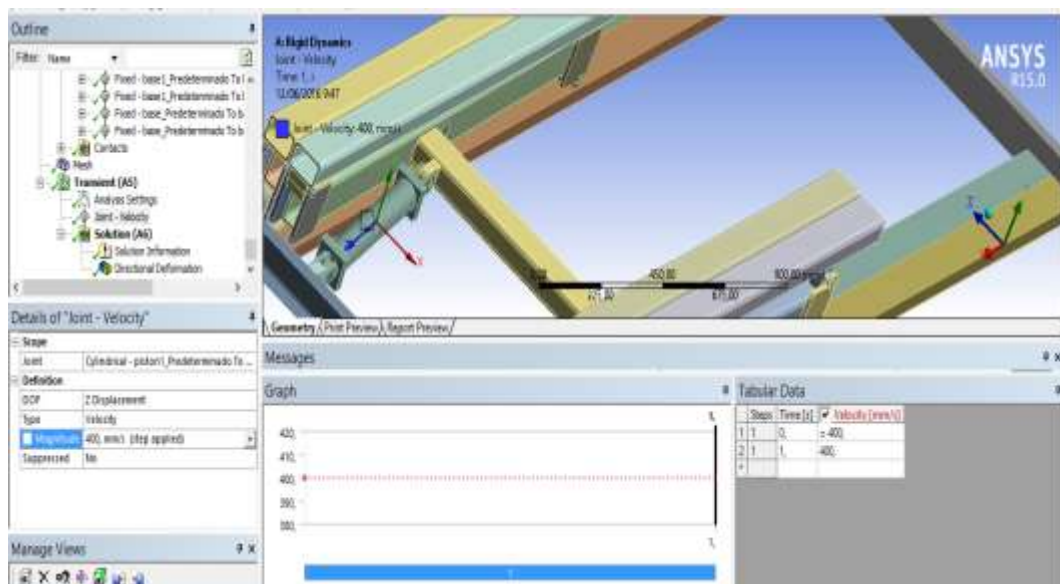


Figura 64. Análisis dinámico entradas

3.6.1.5 SALIDA

Medir el desplazamiento de la plataforma

Se obtuvo el movimiento real del modelo, como resultado del análisis dinámico, la Figura 65, muestra la simulación del avance del mecanismo en el tiempo.

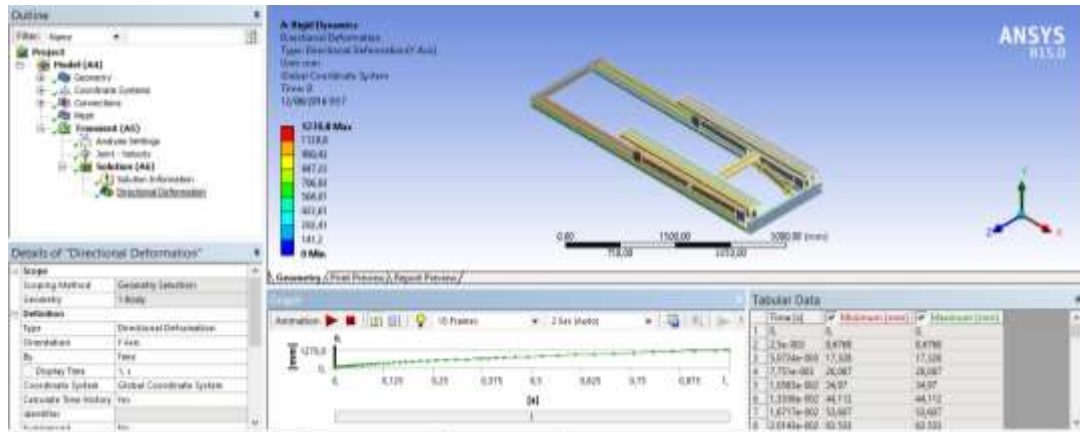


Figura 65. Análisis dinámico salidas

3.6.2 ANÁLISIS ESTÁTICO (STATIC STRUCTURAL)

Una vez que se comprobó que el mecanismo puede desplazarse correctamente, se procedió a realizar el análisis estructural del mecanismo, su objetivo es visualizar y calcular los esfuerzos máximos a los que estará sometido el elevador debido a las cargas que provocará el peso del vehículo.

3.6.2.1 DOMINIO

El dominio fue el archivo de extensión .step que se importó desde el software CAD (Solidworks). En este análisis el diseño fue importado en la posición final, es decir a una altura de 1,5 m. como se observa en la Figura 66.

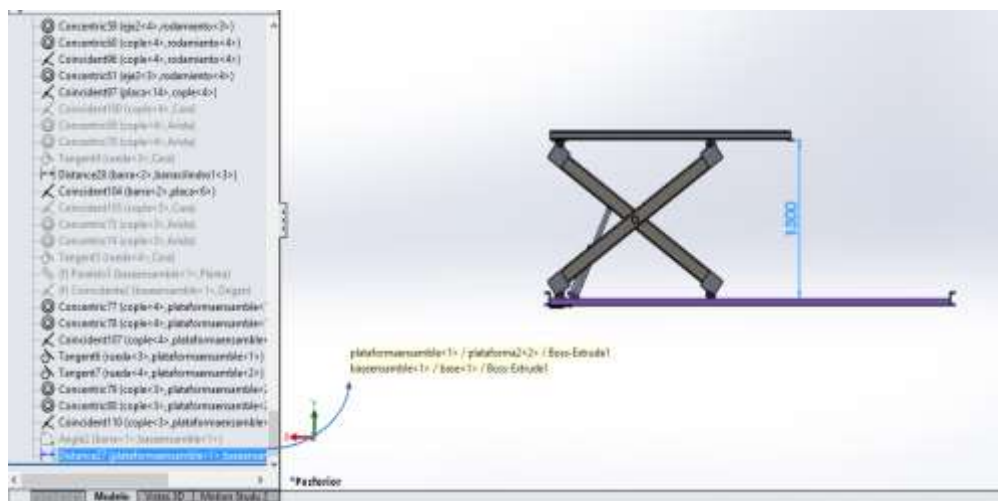


Figura 66. Dominio análisis estático

3.6.2.2 CONDICIONES DE FRONTERA

Representan los diferentes contactos que existen en todo el mecanismo, estas limitan el tipo de interacción que tendrá un elemento en relación a otro, es decir que se lo selecciona en pares para poder crear una dependencia, en este caso se han seleccionado las siguientes:

✓ **Juntas**

Para este análisis se consideró que todas las uniones están soldadas como muestra la Figura 67, que el movimiento está restringido, de esta manera podemos equiparar las condiciones en que se evalúa el mecanismo en relación a los cálculos estáticos realizados manualmente, figura 67.

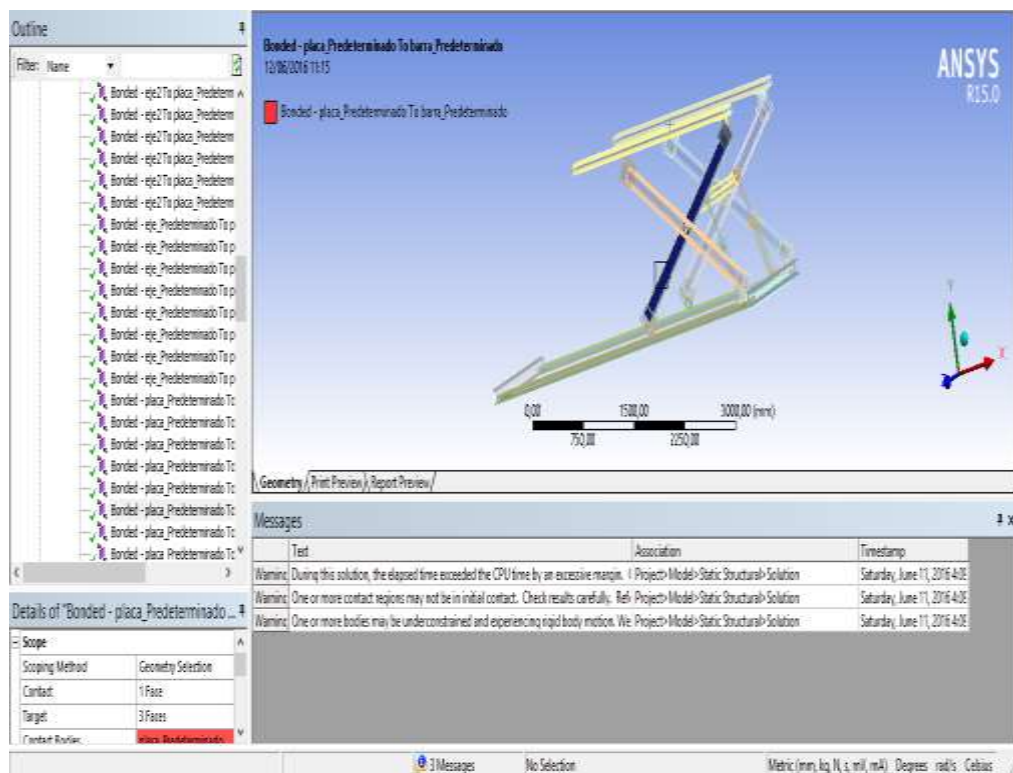


Figura 67. Juntas análisis estático

Las ruedas presentan otro tipo de juntas como se visualiza en la Figura 68, pues impide que las mismas realicen un movimiento vertical en el eje y, no

están completamente soldadas puesto que pueden tener un pequeño desplazamiento en el eje x, figura 68

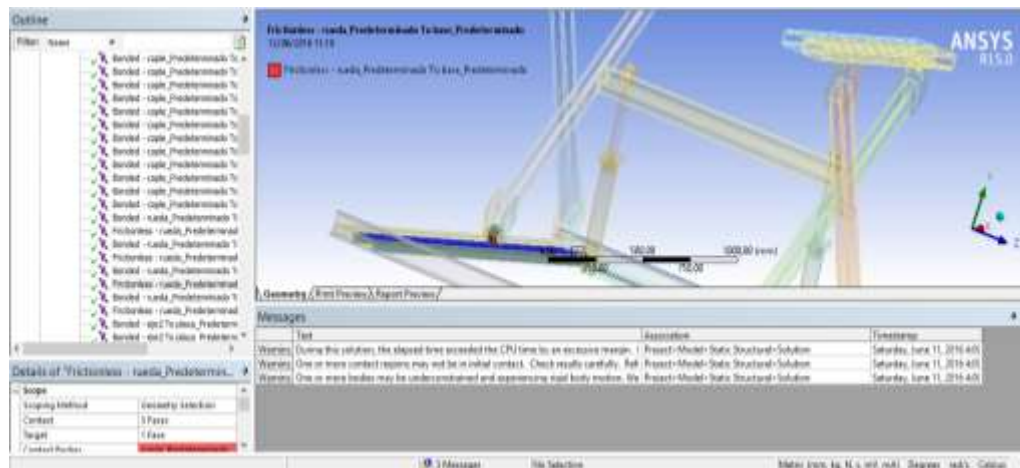


Figura 68. Juntas análisis estático 2

✓ **Soportes**

La figura 69. muestra las sujeciones del mecanismo al suelo

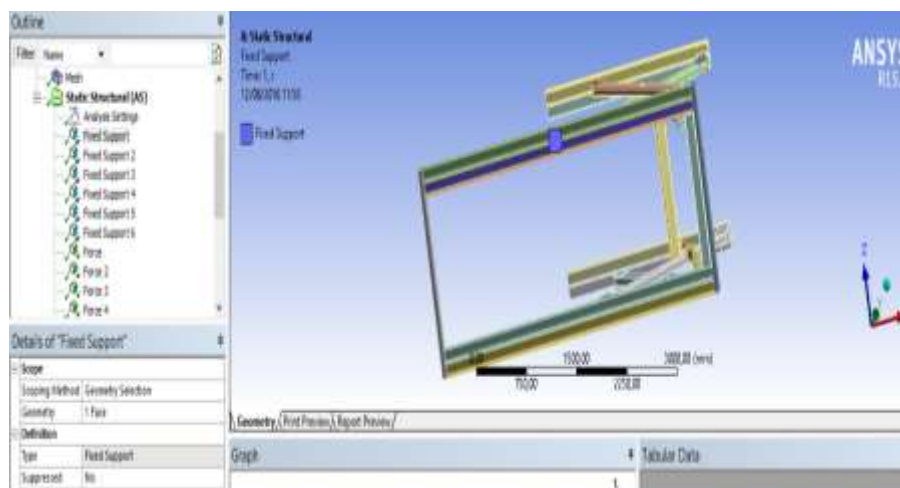


Figura 69. Soportes análisis estático

3.6.2.3 MALLA

El mallado es importante en este tipo de análisis, puesto que, dependiendo del tamaño de elementos de la malla y el número de elementos de la misma, los resultados pueden apegarse mucho más a la realidad, para poder realizar un correcto análisis estructural es necesario aplicar el análisis de

convergencia de malla, que se describe más adelante, y del cual se obtuvo un tamaño de elemento de 14 mm, 565438 nodos 296709 elementos como especifica la Figura 70.

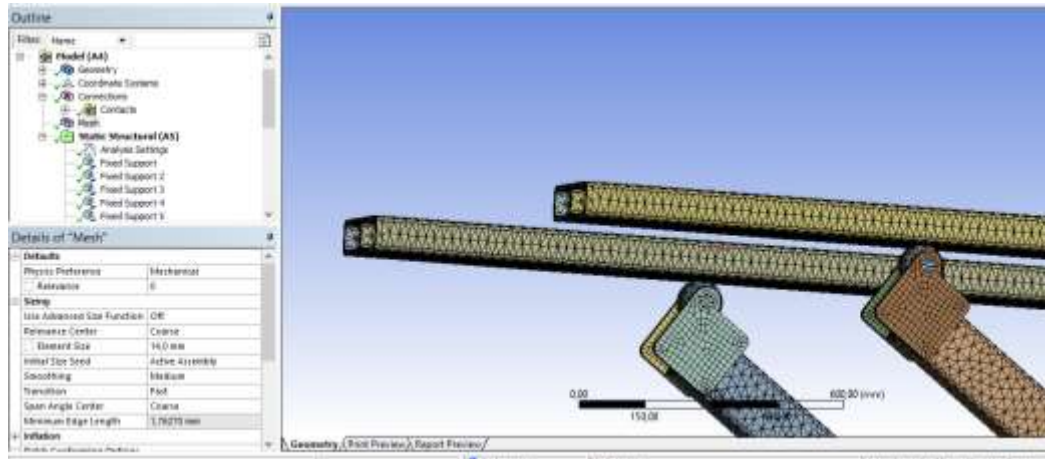


Figura 70. Malla análisis estático 2

3.6.2.4 ENTRADAS

Las fuerzas que se aplican al elevador son los inputs de este análisis, y es la fuerza total de 15000 N dividida para 4, es decir 3750 N, esto se debe a que son cuatro vigas superiores que se muestran en la Figura 71.

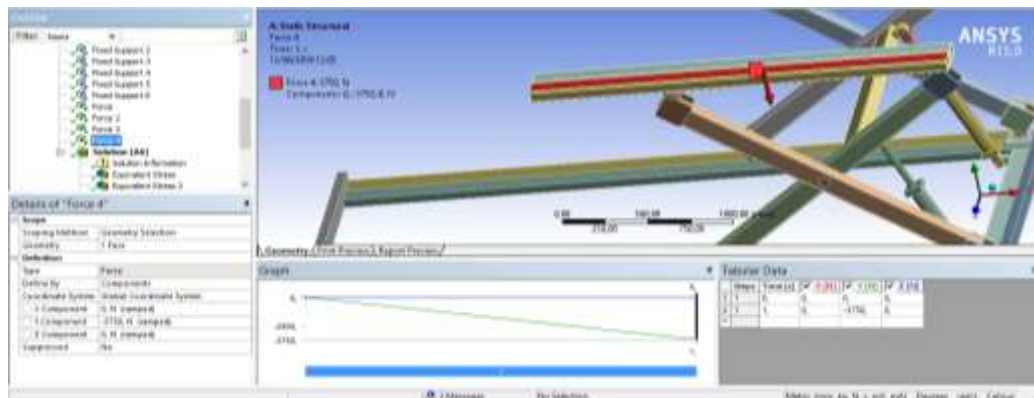


Figura 71. Entradas análisis estático

3.6.2.5 SALIDAS

Esfuerzo de Von mises

Medir los esfuerzos de Von mises en cada uno de los elementos que componen el elevador.

Equivalent Stress, muestra el resultado de los esfuerzos últimos de Von mises, con distintas escalas de colores.

Esfuerzo en el bocín descrito en la Figura 72.

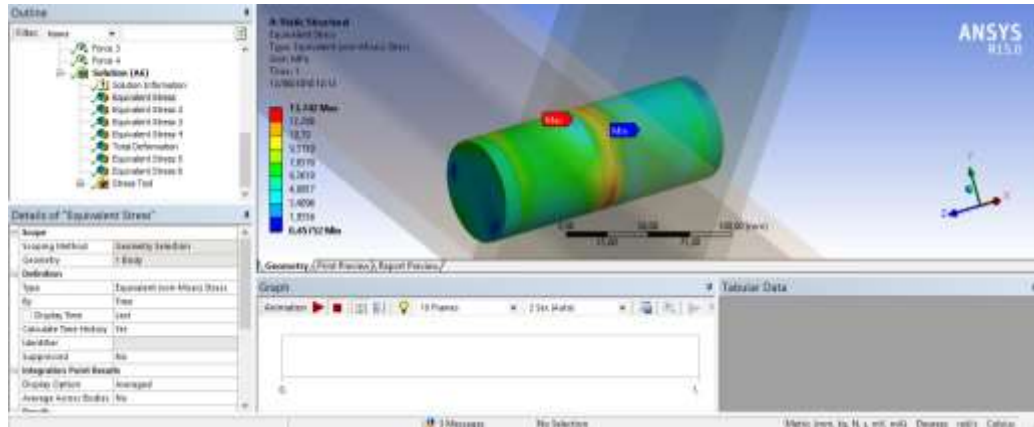


Figura 72. Esfuerzo en el bocín

3.6.2.6 FACTORES DE SEGURIDAD

Permite obtener el factor de seguridad de cada elemento, depende del esfuerzo máximo de Von mises y la resistencia a la fluencia del material escogido en el análisis estructural.

Factor de seguridad en el bocín mostrado en la Figura 73.

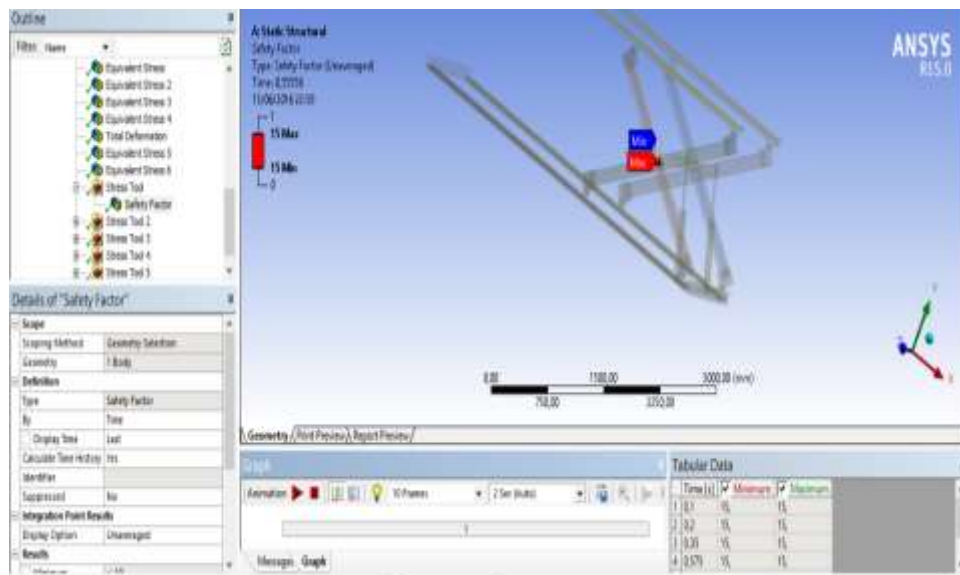


Figura 73. Factor de seguridad del bocín

3.6.3 ANÁLISIS DE CONVERGENCIA DE MALLA

Este análisis permite optimizar el tamaño de elemento y el número de elementos que componen la malla. Este es un análisis complejo, realiza un conjunto de análisis estructurales del modelo con varios tamaños de elementos, hasta que al final la obtiene resultados que no difieren unos de otros o su porcentaje de variación es mínimo en la Figura 74 describo el análisis de convergencia para el del elevador de vehículos livianos, con tamaños de elemento que van desde 20mm hasta 11mm..

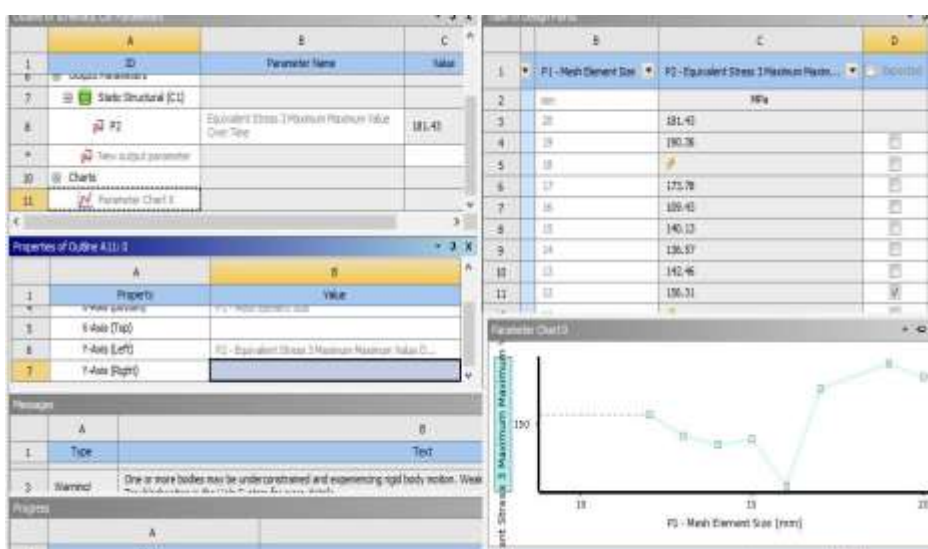


Figura 74. Convergencia

3.7 SELECCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO

El sistema hidráulico está formado por varios componentes, el principal es la bomba, de acuerdo a las necesidades que exigía el conjunto, y los cálculos que se presentan a continuación se seleccionó una bomba de engranajes con las siguientes características:

Bomba seleccionada:

Marca: Roquet, Modelo: 1L05 Grupo 1

Caudal Calculado: 4,7112 l/min

Presión nominal: 250 bar

Potencia del motor: 3,77 hp

Caudal Bomba: 5 l/min

Presión max: 275 bar

3.7.1 DIÁMETRO DEL CILINDRO

La fórmula de EULER para una sección circular determina el diámetro del cilindro. La longitud total del vástago es de 40 cm.

$$D = \sqrt[4]{\frac{64 N P a (L e)^2}{\pi^3 E}} \quad [54]$$

Considerando que la carga crítica es igual a la carga aplicada por el factor de seguridad

Dónde:

N = 3,5 el coeficiente de seguridad para cilindros hidráulicos.

Pa= 1500 kg carga aplicada

Le = Un extremo libre, un extremo fijo 2 x L, (tabla 2)

E (acero) = $2,1 \times 10^6 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$

$$D = \sqrt[4]{\frac{64 \times 3,5 \times 1500 \text{ kg} (80 \text{ cm})^2}{\pi^3 \times 2,1 \times 10^6 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}}$$

$$D = \sqrt[4]{\frac{2,150,400.000 [\text{kg cm}^2]}{65113181[\text{kg/cm}^2]}}$$

$$D = 2.397 \text{ cm} = 24 \text{ mm}$$

El diámetro del vástago del cilindro se determina en 32 mm, porque factibilidad comercial.

La velocidad de movimiento del vástago se calcula así:

$$v = \frac{0,4 \text{ m}}{10 \text{ s}}$$

$$v = 0,04 \text{ m/s} = 40 \text{ mm/s}$$

El cilindro escogido en el catálogo de la serie CK, que se encuentra en el Anexo 4 presenta los siguientes datos:

Del catálogo se puede obtener las fuerzas de extensión y retracción se los calcula con estas ecuaciones.

$$F_1(kN) = \frac{A_1(cm^2) * p(bar)}{100}$$

$$F_3(kN) = \frac{A_3(cm^2) * p(bar)}{100}$$

$$Q_1(l/min) = 6 * v \left(\frac{m}{s} \right) * S_1(cm^2)$$

$$Q_3(l/min) = 6 * v \left(\frac{m}{s} \right) * S_3(cm^2)$$

3.7.2 CÀLCULO DEL CAUDAL

El caudal que se consideró para la selección de la bomba es Q1, puesto que es el caudal que alimentará al cilindro hidráulico.

$$Q_1(l/min) = 6 * 0,04 \left(\frac{m}{s} \right) * 19,63(cm^2) = 4,7112 l/min$$

3.7.3 CALCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR ELÉCTRICO

Se calcula la potencia requerida del motor para el sistema. Influye el caudal calculado anteriormente y los demás datos son en función de la bomba de engranajes externos.

La bomba de engranajes externos presenta una eficiencia que oscila entre: 0,8 – 0,91, para los cálculos se toma el valor de 0,9, y se lo utiliza en la ecuación 55.

$\eta = 0,9$ eficiencia de la Bomba

$$P = \frac{Presión * Caudal}{600 * \eta Bomba} kW \quad [55]$$

$$P = \frac{250 bar * 4,7112/min}{600 * (0.9)}$$

$$P = 2,18 kW$$

$$P = 2810 W * \frac{1hp}{745.7 w} = 3,77 hp$$

La potencia óptima del motor es 4 HP para mover la bomba hidráulica (Ver Anexo 3).

3.8 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Para la selección de rodamientos se utilizó la herramienta que brinda la marca SKF, la cual mediante la fuerza que se busca soportar y los diámetros internos y externos, asigna un rodamiento de su catálogo, Anexo 2

La fuerza que ejerce el conjunto en el rodamiento central es de 22,351 kN, el diámetro es 26,13 mm, la herramienta muestra el siguiente resultado

Rodamientos cónicos MARCA SKF, serie n206ecm,

Diámetro interno= 30mm

Diámetro externo=62mm

Fuerza que resiste =36,5 kN

3.9 RESULTADOS SELECCIÓN DE MATERIALES COMERCIALES

3.9.1 VIGA SUPERIOR

100x150x5

Largo de sección transversal: 150 mm

Ancho de sección transversal: 100 mm

Espesor: 5mm

Momento de inercia: 96,25 cm⁴

3.9.2 COMPONENTES DE LA TIJERA

60x120x5mm

Largo de sección transversal: 120 mm

Ancho de sección transversal: 60 mm

Espesor: 5mm

Momento de inercia: 96,25 cm⁴

3.9.3 SELECCIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO

Diámetro calculado: 24 mm

Cilindro escogido CK 50/32 D A 0400 K M SM 1 A 01

Tipo: CK

Diámetro Pistón: 50 mm

Diámetro Vástago: 32 mm

D: doble efecto

A: tipo de fijación

Carrera: 400 mm.

K: tipo de amortiguación

M: juntas

SM: rosca vástago

3.9.4 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS



Figura 75. Selección de rodamientos

Rodamientos cónicos MARCA SKF, serie n206ecm, diámetro interno=30mm, diámetro externo=62mm, fuerza que resiste =36,5 kN

4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1 RESULTADOS ANÁLISIS DINÁMICO

Una vez que se realizó el análisis dinámico del mecanismo elevador, la Figura 75 y la Tabla 12 muestran los siguientes resultados.

Tabla 12. Resultados análisis dinámico

*Time [s]	Minimum [mm]	Maximum [mm]
0,0000	0,00	0,00
0,1022	249,02	249,02
0,2167	436,06	436,06
0,3070	559,12	559,12
0,4072	681,50	681,50
0,5255	813,71	813,71
0,6581	950,93	950,93
0,7081	1000,40	1000,40
0,8081	1096,20	1096,20
0,9081	1188,60	1188,60
0,9159	1195,70	1195,70
0,9159	1195,70	1195,70
0,9659	1240,60	1240,60
0,9909	1262,80	1262,80
1,0000	1270,80	1270,80

* Esta tabla representa proporcionalmente la cantidad de desplazamiento que realiza el elevador en una fracción de tiempo, no significa que en un segundo el elevador alcance su altura máxima desde su posición inicial

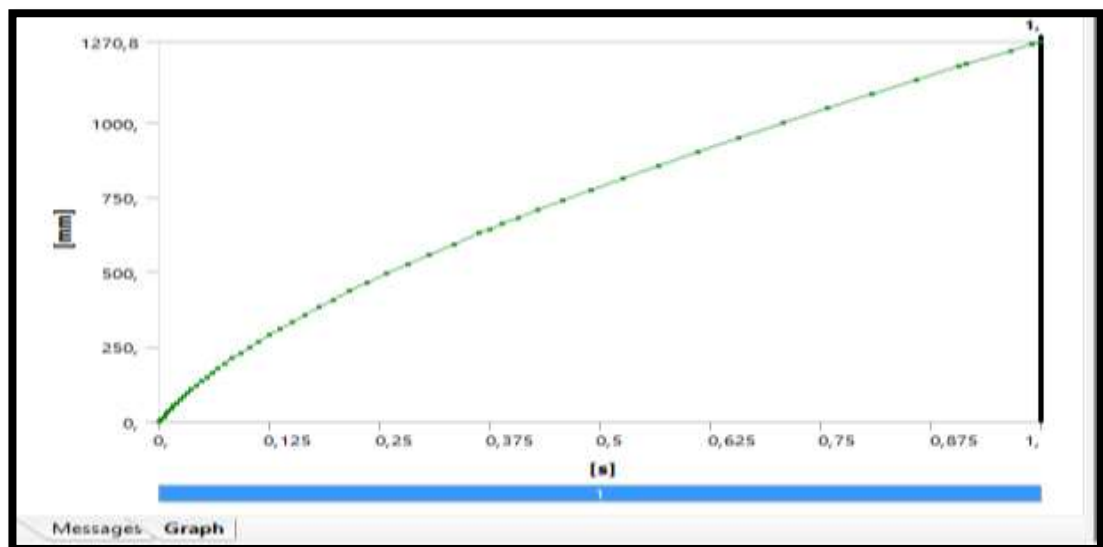


Figura 76. Altura del mecanismo

Como se puede observar la altura que puede alcanzar el mecanismo elevador de vehículos, es correcta, puesto que llega a los 1,270 m, y la altura del mecanismo en su posición inicial es de 0,3 m, es importante tomar en cuenta que la carrera del vástago del cilindro es 0,4 m, la altura que se planteó como requerimiento del diseño fue 1,5m.

4.2 RESULTADOS ANÁLISIS ESTÁTICO ESTRUCTURAL

Del análisis estático se obtuvieron los esfuerzos de Von mises en los diferentes elementos del elevador y se los expresa en la Tabla 13.

Tabla 13. Esfuerzos de Von mises

Tipo de elemento	Salida	Cálculos obtenidos del software CAE
VÁSTAGO DEL CILINDRO	Esfuerzo máximo de Von mises (MPa)	7,8612
BOCIN CENTRAL	Esfuerzo máximo de Von mises	13,742
VIGA 1-PRIMER COMPONENTE DE LA TIJERA	Esfuerzo máximo de Von mises (MPa)	42,776
VIGA 2-SEGUNDO COMPONENTE DE LA TIJERA	Esfuerzo máximo de Von mises (MPa)	43,046
VIGA SUPERIOR	Esfuerzo máximo de Von mises (MPa)	15,651

4.3 ANALISIS DE CONVERGENCIA

Se realizó el análisis de convergencia de malla, en el cual se obtuvo que el tamaño adecuado de elemento es de 14 mm, el mismo presenta un % de variación <3%, en relación a los análisis realizados con tamaños de elemento que fluctúan desde 20mm hasta 13mm y se expresan en la Tabla 14 y la Figura 76.

Tabla 14. Análisis de convergencia

Tamaño elemento(mm)	de Esfuerzo (MPa)	Error (%)
20	181,43	-----
19	190,36	4,92%
17	173,78	8,71%
16	109,43	37,03%
15	140,13	28,05%
14	136,57	2,54%
13	142,46	4,31%

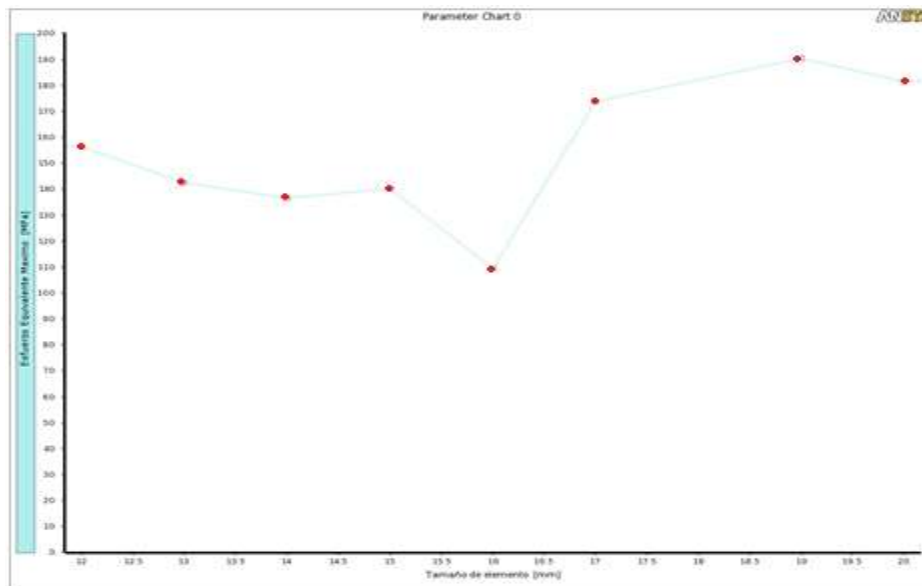


Figura 77. Análisis de convergencia

4.4 RESULTADOS DISEÑO MECÁNICO

En la Tabla 15 se puede observar los resultados obtenidos en los cálculos realizados al mecanismo mediante las ecuaciones de mecánica tradicional, los esfuerzos en cada elemento y el factor de seguridad, de acuerdo a las dimensiones y el tipo de material que se seleccionó inicialmente en el diseño CAD

Tabla 15. Cálculos mecánicos

Tipo de elemento	Cálculo	Valor
VÁSTAGO DEL CILINDRO	Esfuerzo máximo de Von mises (Mpa)	10,076
	Factor de seguridad	24,81
BOCIN CENTRAL	Esfuerzo máximo de Von mises (Mpa)	10,5867
	Factor de seguridad	23,61
VIGA 1-PRIMER COMPONENTE DE LA TIJERA	Esfuerzo máximo de Von mises (Mpa)	47,0483
	Factor de seguridad	5.31
VIGA 2-SEGUNDO COMPONENTE DE LA TIJERA	Esfuerzo máximo de Von mises (Mpa)	37,76
	Factor de seguridad	6.62
VIGA SUPERIOR	Esfuerzo máximo de Von mises (Mpa)	14,56
	Factor de seguridad	17.17

4.5 RESULTADOS DE LOS ESFUERZOS Y FACTORES DE SEGURIDAD CON LOS ELEMENTOS COMERCIALES

La Tabla 16 expresa los cálculos realizados al mecanismo, tomando en cuenta materiales que se encuentran disponibles en el mercado nacional

Tabla 16. Cálculos comerciales

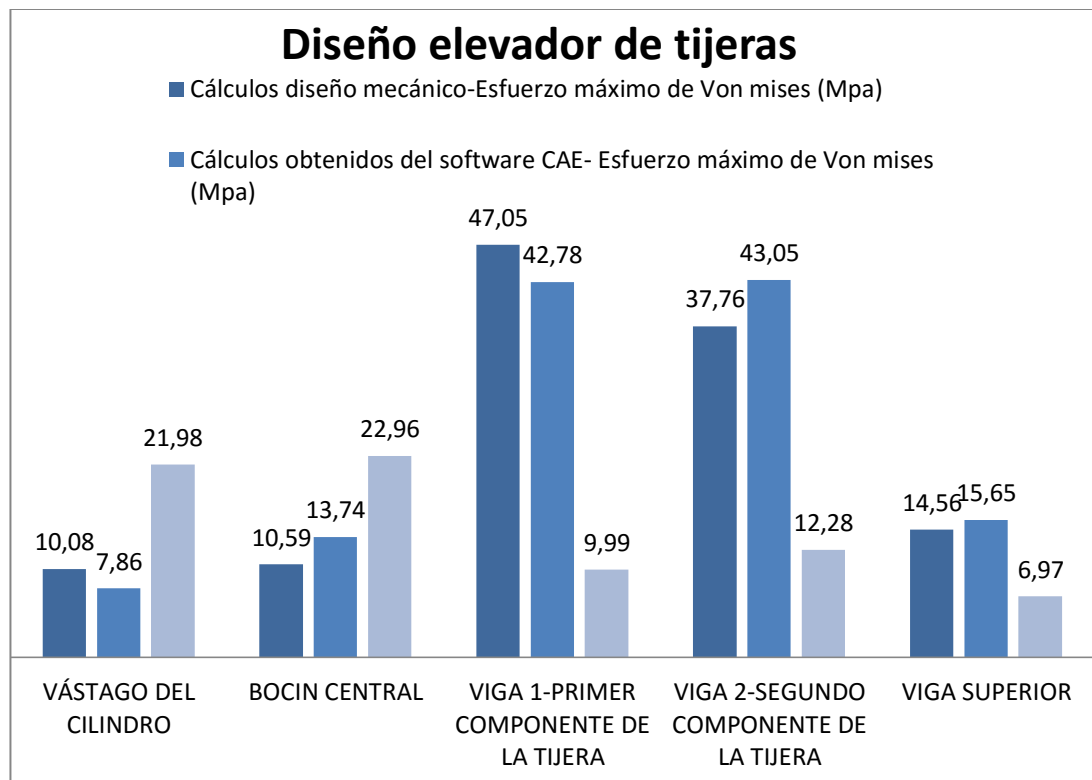
Tipo de elemento	Cálculo	Valor
VÁSTAGO DEL CILINDRO	Esfuerzo máximo de Von mises (Mpa)	10,0764
	Factor de seguridad	4,06
BOCIN CENTRAL	Esfuerzo máximo de Von mises (Mpa)	62,5
	Factor de seguridad	4,00
VIGA 1-PRIMER COMPONENTE DE LA TIJERA	Esfuerzo máximo de Von mises (Mpa)	61.8744
	Factor de seguridad	4,04,
VIGA 2-SEGUNDO COMPONENTE DE LA TIJERA	Esfuerzo máximo de Von mises (Mpa)	52,9384
	Factor de seguridad	4,72
VIGA SUPERIOR	Esfuerzo máximo de Von mises (Mpa)	36,0862
	Factor de seguridad	6,92

4.6 COMPARACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Una vez realizados todos los cálculos de diseño mecánico y efectuados todos los análisis por elementos finitos propuestos se obtuvieron las siguientes variaciones porcentuales en los valores de esfuerzos de Von

Mises para cada componente del elevador de vehículos diseñado, mismos que se expresan en la siguiente Tabla

Tipo elemento de	Cálculos diseño mecánico-Esfuerzo máximo de Von mises (Mpa)	Cálculos obtenidos del software CAE- Esfuerzo máximo de Von mises (Mpa)	Diferencia porcentual %
VÁSTAGO DEL CILINDRO	10.08	7.86	21.98
BOCIN CENTRAL	10.59	13.74	22.96
VIGA 1-PRIMER COMPONENTE DE LA TIJERA	47.05	42.78	9.99
VIGA 2-SEGUNDO COMPONENTE DE LA TIJERA	37.76	43.05	12.28
VIGA SUPERIOR	14.56	15.65	6.97



Como se puede observar la diferencia porcentual es variable y se debe a diversos factores que se analizan a continuación:

Para el primer componente de la tijera, mediante los cálculos manuales se obtuvo un Esfuerzo de Von Mises de 47.05 Mpa, el mismo difiere en aproximadamente 10% en relación al valor obtenido en el software que presenta un valor de 42.78 Mpa, la variación porcentual se debe a que la viga presenta un elemento de concentración de esfuerzos, en esta sección la geometría modifica el mallado, el ajuste en este tramo exige ser ajustado de manera muy exacta para obtener resultados más acordes a la realidad del elemento y la interacción con las cargas a las que está sometido.

Para el segundo componente de la tijera, la variación porcentual es del 12.78 %, los valores respectivamente son 37.76 Mpa. para los cálculos manuales y 43.05 Mpa. los obtenidos en el software, la variación porcentual se debe a que igual que el componente anterior se tiene un elemento de concentración de esfuerzos que es el espacio por donde ingresará el bocín, además la viga en la cual se debe tomar en cuenta el contacto del vástago del cilindro.

La viga superior es la que menos variación porcentual presenta, el valor del esfuerzo calculado manualmente es de 14.56 Mpa y el valor obtenido en el software es de 15.65 Mpa. y se debe a que es la que menos cargas y esfuerzos soporta, además no tiene ningún elemento de concentración de esfuerzos, el mallado en este elemento puede ser más uniforme y de mejor calidad, puesto que presenta una geometría homogénea, a diferencia de las dos componentes anteriores.

Para el bocín central y el vástago la variación porcentual es de 22.96% y 21.98% respectivamente y esto se debe a que el análisis por elementos finitos en el software toma consideraciones geométricas y de material que en el cálculo manual no se las puede considerar, variando así el tipo de mallado.

En general las variaciones que se producen entre un tipo de cálculo y otro se ocasionan por los diferentes enfoques matemáticos que utilizan para el

análisis de este tipo de dispositivos, el software toma consideraciones de cada detalle: geometría, material, concentración de esfuerzos, tipo de sujeciones, contactos y juntas, además de que realiza un análisis profundo en tres dimensiones de todo el conjunto.

5 FACTIBILIDAD MEDIO AMBIENTAL

Para visualizar el impacto ambiental que se obtendrá en la construcción y funcionamiento del mecanismo elevador de vehículos se realizó la siguiente tabla 17, la cual indica la interacción causa-efecto entre los procesos a realizar y los componentes bióticos y abióticos, la afectación que pueden presentar los mimos.

Tabla 17. Interacción Causa-Efecto

			FASE I: CONSTRUCCIÓN				FASE II: FUNCIONAMIENTO			
Elemento	Componentes	Impactos	Carácter	Maquinado de piezas	Sujeción de piezas	Soldadura	Montaje de la máquina	Carga del vehículo	Elevación del vehículo	Descarga del vehículo
				Físico	Aire	Gases de combustión	-			
Malos olores	-									
Material particulado	-									
Ruidos y vibraciones	-									
Suelo	Suelo (Contaminación)	-								
Agua	Agua superficial	-								
Biótico	Flora	Aguas subterráneas	-							
	Fauna	Vegetación terrestre	-							
Socio económico cultural	Nivel cultural	Salud y seguridad	-							
		Empleo	-							
		Riesgos de la población	-							
		Actividades comerciales	-							
	Servicio	Servicios básicos	-							
	Estética	Valor Escénico	-							

La tabla 18 muestra la clasificación de las variables entre las cuales se da por intensidad, extensión, duración, reversibilidad y riesgo, las mismas se las valora con coeficientes que van desde el uno hasta el tres, siendo el uno el

Como se puede observar en las dos tablas 17 y 18, el impacto ambiental que generaría la construcción, montaje puesta a punto y funcionamiento del mecanismo elevador de vehículos livianos sería mínimo. Generalmente el sitio donde se instalan y construyen este tipo de equipos es amplio y abierto, se recomienda tener un especial cuidado con los gases que produce la suelda y el ruido que produce el motor de la bomba hidráulica

6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

Una vez aplicados los distintos análisis se cumplieron los objetivos planteados en el presente trabajo de titulación, se realizó el diseño utilizando las ecuaciones tradicionales y se obtuvo los esfuerzos máximos que provoca en el mecanismo elevador de vehículos livianos la interacción de la carga distribuida en toda la estructura, la misma es capaz de soportar cargas superiores a la planteada como carga de diseño, esto es importante en vista de que el mecanismo es utilizado para que en su interior trabajen seres humanos, por lo tanto es necesario plantear factores de seguridad altos para garantizar la integridad de las personas.

- ✓ Se diseñó el mecanismo en el software CAD tomando como referencia los catálogos de la marca Bendpak, sus elevadores de vehículos cumplen normas internacionales ANSI/ALI ALCTV-2006 y ANSI/UL 201, logrando obtener el diagrama de un elevador de mediana altura, pero con la capacidad de elevar y sostener no solamente vehículos livianos.
- ✓ Se realizó los diferentes análisis en el software CAE, en el análisis dinámico el mecanismo cumple con la altura planteada como requerimiento de diseño, en este análisis el software no realiza un mallado total al conjunto, más bien se mallan únicamente las superficies que entran en contacto es decir únicamente las juntas del mecanismo; en el análisis estático estructural del mecanismo se obtuvieron los esfuerzos de Von mises en cada punto y los factores de seguridad, cabe mencionar que los esfuerzos son pequeños en relación a la resistencia a la fluencia del material escogido (Acero estructural= 250 Mpa), en consecuencia los factores de diseño son elevados.

Dentro del análisis estructural se realizó el análisis de convergencia de malla y se obtuvo un tamaño de elemento de 14 mm, ya que era el que menos variación porcentual (2,54%) presentaba al ser comparado con otros tamaños de elemento.

Una vez realizado el mallado con el tamaño de elemento escogido se obtuvo, 565.438 nodos y 296.709 elementos.

- ✓ El diseño se lo realizó utilizando ecuaciones de estática, vigas, círculo de Mohr, método de von mises y cálculo de los factores de diseño. En este paso del proceso fue importante considerar la posición del cilindro hidráulico para lograr el equilibrio estático del conjunto.

Una vez realizada la comparación de los resultados obtenidos con el diseño inicial, se asignó elementos comerciales al conjunto y se volvió a calcular los esfuerzos y factores de diseño, obteniendo valores más ajustados a las necesidades de diseño del mecanismo elevador de vehículos livianos.

- ✓ Las variaciones porcentuales que se presentan entre los cálculos tradicionales y el método de elementos finitos mediante el software CAE se producen por las siguientes razones:
 - En los cálculos matemáticos tradicionales no se toman en cuenta factores como la velocidad del mecanismo, la resistencia a la fluencia del material escogido, los momentos de inercia que utiliza el software CAE son ligeramente distintos a los que se muestran en catálogos comerciales de elementos de máquinas. La variación de la calidad de malla influye en el resultado de los análisis estructurales.
 - Los métodos numéricos que emplea el software CAE son exhaustivos y minuciosos emplean la resolución de matrices sumamente extensas y complejas, mientras que los cálculos realizados manualmente son básicos e ideales, en estos se desprecian muchos parámetros.
 - En el software el mecanismo se muestra como un conjunto dinámico, en el cual la interacción que presenta un elemento sobre otro puede modificar los resultados finales, mientras que en el cálculo manual no se pueden tomar en cuenta este tipo

de consideraciones y los resultados nos muestran una estructura completamente rígida.

- Mientras más elementos contenga el ensamble que se importa al software CAE del software CAD, más recursos matemáticos ocupa el ordenador para obtener resultados finales, a diferencia de los cálculos manuales que son limitados.
- El software realiza un análisis de todo el conjunto en tres dimensiones, mientras que el cálculo manual es una estimación del modelo en dos dimensiones.

RECOMENDACIONES

- ✓ Se pueden obtener mejoras en el diseño realizado si se aplicara una herramienta de cálculo manual más eficaz, que permita analizar el mecanismo en tres dimensiones y tomar en cuenta elemento por elemento cada una de las consideraciones que hace el software CAE.
- ✓ Para optimizar el análisis estructural se puede reducir el número de elementos de la malla y el tamaño de los mismos.
- ✓ Es mejor en el diseño realizar elementos mecánicos que tengan geometría sencilla, de esta manera es más fácil conseguirlos en el mercado nacional o a su vez maqunarlos sin dificultad

BIBLIOGRAFÍA

- Aceros y Sistemas . (2014). Obtenido de <http://www.ashm.mx/blog/wp-content/uploads/2014/08/cilindros-hidraulicos-ashm-partes-de-un-cilindro-hidraulico.jpg>
- Aiteco. (2012). Aiteco Consultores. Obtenido de <http://www.aiteco.com/qfd-despliegue-de-la-funcion-de-calidad/>
- Albrodpulf1. (Enero de 2016). Obtenido de <https://albrodpulf1.wordpress.com/2014/03/09/analisis-analisis-de-elementos-finitos-fea/>
- Andes, U. d. (2 de Diciembre de 2015). Portal Universidad de los Andes. Obtenido de <http://www2.ula.ve/dsiportal/dmdocuments/elementos/TORNILLOPOTENCIA.pdf>
- ANSYS. (2016). DINAMICS ANALYSIS. VERSION 14,0.7.
- ANSYS. (2016). STATIC ESTRUCTURAL. VERSION 15,0.7.
- Area tecnología. (2015). Obtenido de <http://www.areatecnologia.com/que-es-hidraulica.htm>
- Atmosferis. (2016). Bombas de pistón. Obtenido de <http://www.atmosferis.com/bombas-de-piston-axial/>
- Beer, F., & Johnston, R. (2009). Mecánica de Materiales. México D.F.: McGraw-Hill.
- Bendpak. (2016). bendpak two post car lifts. Obtenido de <http://www.bendpak.com/car-lifts/two-post-lifts/>
- Budynas, R., & Nisbett, J. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. México DF: Mcgraw-Hill.
- Chicaiza, D. (2011). DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ELEVADOR PARA MOTOCICLETAS Y CUATRICICLOS. Latacunga, Ecuador.

- Cisneros, A., & Gonzalez, R. (2015). Modelo mecanobiológico de una tibia humana para determinar su respuesta ante estímulos mecánicos externos. *Revista Cubana de Investigaciones Biomédicas*, 54-63.
- Colomer, V. (2013). *Propuesta metodológica en el ámbito mecatrónico*. Valencia.
- Córdoba, C., & Bonilla, H. (2007). *Análisis Morfológico: una propuesta metodológica para el Diseño*. Obtenido de http://fido.palermo.edu/servicios_dyc/encuentro2007/02_auspicios_publicaciones/actas_diseno/articulos_pdf/A4115.pdf
- Diesa. (2015). Obtenido de <http://diesa.org/disenio.html>.
- Díez, A. D. (29 de 01 de 2014). *Actuadores Hidraulicos*. Recuperado el 08 de 03 de 2014, de <http://www.itescam.edu.mx/principal/sylabus/fpdb/recursos/r104710.PDF>
- ENERPAC. (2016). Obtenido de <http://www.enerpac.com/es/hidraulica-basica>
- Equipment, N. (2016). *equipment, Northern*. Obtenido de http://www.northerntool.com/shop/tools/product_200379806_200379806
- Eumed. (2016). Obtenido de <http://www.eumed.net/libros-gratis/ciencia/2013/14/diagrama-circulo-mohr.html>
- Fitzgerald, R. (2007). *Mecánica de Materiales*. México DF: Alfaomega.
- Frías, E. (2004). *Aportaciones al estudio de las máquinas eléctricas de flujo axial mediante la aplicación de los elementos finitos*. departamento de Ingeniería Eléctrica UPC.
- García, A. F. (2009). *Curso interactivo de física*. Obtenido de http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica_/fluidos/estatica/introduccion/Introduccion.html
- García, G. (2016). *Un proceso general de diseño, en ingeniería mecánica*. *Ingeniería e investigación*, 35-43.
- Gere, J., & Goodno, B. (2009). *Mecánica de Materiales*. México D.F.: Cengage Learning.
- Giles, R., Evett, J., & Liu, C. (1994). *Mecánica de los fluidos e hidráulica*. Madrid: McGraw-hill.

- González, J. (2014). Blog de tecnología. Obtenido de <http://tecnologia-josefa.blogspot.com/p/energia.html>
- Harari, M. (2016). Tipos de elevadores de tijera. Obtenido de http://www.ehowenespanol.com/tipos-elevadores-tijera-lista_318378/
- Hibeler, R. (2011). Mecánica de Materiales. México: Pearson education.
- IEM-ITA. (2013). Obtenido de <http://iem-ita.blogspot.com/2013/09/23-acumuladores-neumaticos-e-hidraulicos.html>
- Ingemecánica. (2016). Obtenido de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html#seccion25>
- Initelabs. (11 de Octubre de 2015). Obtenido de <http://gc.initelabs.com/recursos/files/r145r/w1449w/U6liga4.htm>
- Logan, D. (2012). A first course in the Finite Element Method. USA: Cengage Learning.
- Maquinaria pesada. (2016). Obtenido de <http://www.maquinariaspesadas.org/cursos/fbsh/bombas-paletas>
- MDSOLID. (2016). Círculo de Mohr.
- MDSOLID. (2016). Diagrama de cortante y momento flector.
- Mott, R. (2006). Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson education.
- Mott, R. (2009). Resistencia de Materiales. México D.F.: Pearson education.
- Oviedo, F., & Vinueza, A. (2012). DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLDE PERMANENTE. Quito.
- Plata, J., & García, L. E. (2004). DISEÑO DE ELEVADOR MÓVIL PARA VEHÍCULOS LIVIANOS. Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ciencias Físico Mecánicas. Obtenido de <http://repositorio.uis.edu.co/jspui/handle/123456789/5700>
- Ricart, M. P. (2012). MODELIZACIÓN NAVAL MEDIANTE CAD, NURBS Y ELEMENTOS. Cartagena, Colombia.
- Rodríguez, F. (2013). RESISTENCIA DE MATERIALES I Y MECANICA DE MATERIALES I. México D.F., México.

- Sánchez, M. (2011). Obtenido de <http://rampas-y-elevadores-automotrices.blogspot.com/2011/04/elevadores-automotrices-una-guia.html>
- Sapiensman. (2016). Obtenido de http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica9.htm
- SISBIB. (2006). Obtenido de http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtualdata/publicaciones/indata/vol9_n1/a02.pdf
- SKF. (2016). Selección de rodamientos.
- SOLIDWORKS. (2016).
- Soto, L. (2012). Clasificación de las bombas hidráulicas. Obtenido de <http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/maquinashidraulicas/clasificacionbombashidraulicas/clasificaciondelasbombashidraulicas.html>
- Tecmilenio. (7 de Octubre de 2015). Tecmilenio. Obtenido de <http://cursos.tecmilenio.edu.mx/cursos/at8q3ozr5p/prof/im/im09001/anexos/explica7.htm>
- Tecnología y neumática. (2016). Obtenido de <https://tecnologiayneumatica.wordpress.com/receptores-neumaticos/cilindros-de-simple-efecto/>
- UCR. (2014). Obtenido de <http://archivo.ucr.ac.cr/docum/tesis3.pdf>
- UPVM. (2013). UPVM Tareas y conceptos. Obtenido de <https://ingenieriaindustrialupvmtareasytrabajos.files.wordpress.com/2013/10/capitulo-6.pdf>
- Vásquez, M., & López, E. (2001). El método de los elementos finitos aplicado al análisis estructural. Madrid: Noela-Madrid.

ANEXOS

Anexo 1: Catálogo de vigas comerciales (IPAC)

Designaciones			Área	Peso	Propiedades Estáticas					
					Eje x-x			Eje y-y		
					Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro	Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro
B	H	e	A	P	I	W	i	I	W	i
mm	mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm
20	30	1,50	1,35	1,06	1,59	1,06	1,08	0,84	0,84	0,79
		2,00	1,74	1,36	1,94	1,30	1,06	1,02	1,02	0,77
20	40	1,40	1,55	1,22	3,09	1,55	1,41	1,04	1,04	0,82
		1,50	1,65	1,30	3,27	1,63	1,41	1,10	1,10	0,82
		1,80	1,95	1,53	3,76	1,88	1,39	1,26	1,26	0,80
		2,00	2,14	1,68	4,06	2,03	1,38	1,35	1,35	0,79
25	50	1,40	1,97	1,55	6,28	2,51	1,79	2,13	1,71	1,04
		1,50	2,10	1,65	6,66	2,66	1,78	2,26	1,80	1,04
		1,80	2,49	1,95	7,72	3,09	1,76	2,60	2,08	1,02
		2,00	2,74	2,15	8,39	3,36	1,75	2,82	2,25	1,01
		2,50	3,34	2,62	9,90	3,96	1,72	3,29	2,64	0,99
		3,00	3,91	3,07	11,20	4,48	1,69	3,70	2,96	0,97
30	50	1,40	2,11	1,66	7,11	2,84	1,83	3,23	2,15	1,24
		1,50	2,25	1,77	7,54	3,02	1,83	3,42	2,28	1,23
		1,80	2,67	2,09	8,77	3,51	1,81	3,96	2,64	1,22
		2,00	2,94	2,31	9,54	3,82	1,80	4,30	2,87	1,21
		2,50	3,59	2,82	11,31	4,53	1,78	5,07	3,38	1,19
		3,00	4,21	3,30	12,86	5,15	1,75	5,73	3,82	1,17
40	60	1,40	2,67	2,10	13,54	4,51	2,25	7,27	3,63	1,65
		1,50	2,85	2,24	14,39	4,80	2,25	7,72	3,86	1,64
		1,80	3,39	2,66	16,85	5,62	2,23	9,01	4,51	1,63
		2,00	3,74	2,93	18,42	6,14	2,22	9,84	4,92	1,62
		2,50	4,59	3,60	22,09	7,36	2,19	11,75	5,88	1,60
		3,00	5,41	4,25	25,41	8,47	2,17	13,47	6,74	1,58
30	70	1,40	2,67	2,10	16,36	4,67	2,47	4,37	2,92	1,28
		1,50	2,85	2,24	17,38	4,97	2,47	4,64	3,09	1,28
		1,80	3,39	2,66	20,35	5,81	2,45	5,39	3,60	1,26
		2,00	3,74	2,93	22,23	6,35	2,44	5,87	3,91	1,25
		2,50	4,59	3,60	26,63	7,61	2,41	6,96	4,64	1,23
		3,00	5,41	4,25	30,61	8,74	2,38	7,93	5,29	1,21
40	80	1,50	3,45	2,71	28,99	7,25	2,90	9,94	4,97	1,70
		1,80	4,11	3,22	34,09	8,52	2,88	11,64	5,82	1,68
		2,00	4,54	3,56	37,36	9,34	2,87	12,73	6,36	1,67
		2,50	5,59	4,39	45,12	11,28	2,84	15,27	7,64	1,65
		3,00	6,61	5,19	52,28	13,07	2,81	17,59	8,79	1,63
		4,00	8,55	6,71	64,90	16,22	2,76	21,59	10,79	1,59
50	90	1,50	4,05	3,18	44,68	9,93	3,32	18,13	7,25	2,12
		1,80	4,83	3,79	52,70	11,71	3,30	21,32	8,53	2,10
		2,00	5,34	4,19	57,88	12,86	3,29	23,37	9,35	2,09
		2,50	6,59	5,17	70,28	15,62	3,27	28,25	11,30	2,07
		3,00	7,81	6,13	81,88	18,20	3,24	32,77	13,11	2,05
		4,00	10,15	7,97	102,81	22,85	3,18	40,81	16,32	2,01
50	100	1,50	4,35	3,42	57,77	11,55	3,64	19,89	7,96	2,14
		1,80	5,19	4,07	68,22	13,64	3,63	23,41	9,37	2,12
		2,00	5,74	4,50	74,99	15,00	3,62	25,68	10,27	2,12
		2,50	7,09	5,56	91,22	18,24	3,59	31,07	12,43	2,09
		3,00	8,41	6,60	106,49	21,30	3,56	36,09	14,44	2,07
		4,00	10,95	8,59	134,24	26,85	3,50	45,05	18,02	2,03
50	150	1,80	6,99	5,48	188,33	25,11	5,19	33,87	13,55	2,20
		2,00	7,74	6,07	207,54	27,67	5,18	37,21	14,88	2,19
		2,50	9,59	7,53	254,09	33,88	5,15	45,19	18,08	2,17
		3,00	11,41	8,96	298,58	39,81	5,12	52,68	21,07	2,15
		4,00	14,95	11,73	381,49	50,87	5,05	66,27	26,51	2,11
		5,00	18,36	14,41	456,54	60,87	4,99	78,12	31,25	2,06
60	120	1,80	6,27	4,92	119,80	19,97	4,37	41,25	13,75	2,57
		2,00	6,94	5,45	131,93	21,99	4,36	45,34	15,11	2,56
		2,50	8,59	6,74	161,25	26,87	4,33	55,17	18,39	2,53
		3,00	10,21	8,01	189,15	31,53	4,30	64,44	21,48	2,51
		4,00	13,35	10,48	240,84	40,14	4,25	81,35	27,12	2,47
		5,00	16,36	12,84	287,23	47,87	4,19	96,25	32,08	2,43
70	200	3,00	15,61	12,25	749,71	74,97	6,93	145,15	41,47	3,05
		4,00	20,55	16,13	969,28	96,93	6,87	185,62	53,03	3,01
		5,00	25,36	19,90	1,174,26	117,43	6,81	222,47	63,56	2,96
		6,00	30,03	23,58	1,365,00	136,50	6,74	255,91	73,12	2,92
75	125	1,80	6,99	5,48	152,92	24,47	4,68	70,06	18,68	3,17
		2,00	7,74	6,07	168,56	26,97	4,67	77,15	20,57	3,16
		2,50	9,59	7,53	206,53	33,04	4,64	94,26	25,14	3,14
		3,00	11,41	8,96	242,88	38,86	4,61	110,55	29,48	3,11
		4,00	14,95	11,73	310,87	49,74	4,56	140,75	37,53	3,07
		5,00	18,36	14,41	372,77	59,64	4,51	167,93	44,78	3,02
75	175	3,00	14,41	11,31	556,71	63,62	6,22	149,46	39,86	3,22
		4,00	18,95	14,87	718,30	82,09	6,16	191,22	50,99	3,18
		5,00	23,36	18,33	868,40	99,25	6,10	229,29	61,14	3,13
		6,00	27,63	21,69	1,007,36	115,13	6,04	263,88	70,37	3,09
100	150	3,00	14,41	11,31	460,67	61,42	5,65	247,67	49,53	4,15
		4,00	18,95	14,87	594,71	79,29	5,60	318,67	63,73	4,10
		5,00	23,36	18,33	719,46	95,93	5,55	384,27	76,85	4,06
		6,00	27,63	21,69	835,21	111,36	5,50	444,72	88,94	4,01
100	200	3,00	17,41	13,67	924,37	92,44	7,29	318,26	63,65	4,28
		4,00	22,95	18,01	1,199,81	119,98	7,23	410,88	82,18	4,23
		5,00	28,36	22,26	1,459,51	145,95	7,17	497,19	99,44	4,19
		6,00	33,63	26,40	1,703,83	170,38	7,12	577,44	115,49	4,14

Anexo 2: Catálogo de Rodamientos

Select bearing

By designation –

Designation

By bearing type +

Designation

N 206 ECM [d:30 mm D:62 mm C:44 kN C₀:36.5 kN]

Results per page | 5 | 10 | 50 | 100 |

< 1 >

Anexo 3: Catálogo de Bombas hidráulicas

1L0	1L01.5	1L03	1L05	1L07.5	1L010
Caudal Bomba:	1,5 L/min	3 L/min	5 L/min	7,5 L/min	10 L/min
Cilindrada:	1 cm ³ /v	2 cm ³ /v	3,3 cm ³ /v	5 cm ³ /v	6,6 cm ³ /v
Presión máx. continuada:	275 bar	275 bar	240 bar	185 bar	135 bar
Presión más inter 5 seg. máx.:	300 bar	300 bar	275 bar	200 bar	150 bar
RPM a presión continua:	5000	5000	4000	3000	3000
RPM máx:	6000	6000	500	4000	3000
RPM mín a 100 bar:	1000	1000	750	500	500
RPM mín a 175 bar:	1500	1250	1250	1000	-
RPM mín a 250 bar:	2000	1750	1500	-	-
RPM mín a 300 bar:	3000	2000	-	-	-

Anexo 4: Catálogo de Cilindros hidráulicos

SECCIÓN, FUERZA, CAUDAL / SECTIONS, FORCES, DEBIT

Pistón	Vástago	Relación secciones	AREAS			Empuje	Fuerza Diferencial	Fuerza Tracción	Caudal Salida	Caudal Diferencial	Caudal Entrada
Bore	Rod	Area ratio				Push	Force Regen.	Force Pull	Flow Out	Flow Regeng.	Flow In
AL Ømm	MM Ømm	Ø A1/A3	S ₁ cm ²	S ₂ cm ²	S ₃ cm ²	F ₁ kN	F ₂ kN	F ₃ kN	Q ₁ l/min	Q ₂ l/min	Q ₃ l/min
50	32	1,69	19,63	8,04	11,59	49,07	20,1	28,97	11,8	4,8	6,9
	36	2,08		10,18	9,45		25,45	23,63		6,1	5,7

