



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO

**TEMA:**

---

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SIMULADOR DE VUELCO PARA  
LA ESCUELA DE CONDUCCIÓN ESCUT EN LA CIUDAD DE QUITO”

---

**AUTOR:** Jefferson Patricio Ayala Montenegro

**TUTOR:** Ing. Mg. Víctor Espín

**AMBATO - ECUADOR**

**2018**

## **CERTIFICACIÓN DEL TUTOR**

En mi calidad de tutor del proyecto técnico, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SIMULADOR DE VUELCO PARA LA ESCUELA DE CONDUCCIÓN ESCUT EN LA CIUDAD DE QUITO”, desarrollado por el señor Jefferson Patricio Ayala Montenegro con cédula de ciudadanía 0401731617, y estudiante que ha culminado con la malla curricular vigente de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

Certifico:

- Que el presente proyecto es original de su autor
- Ha sido revisado cada uno de sus capítulos.
- Está concluido y puede continuar el trámite correspondiente.

.....

Ing. Mg. Víctor Espín

Tutor

## **AUTORIA DE TRABAJO**

Declaro que los criterios expresados en el proyecto técnico denominado: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SIMULADOR DE VUELCO PARA LA ESCUELA DE CONDUCCIÓN ESCUT EN LA CIUDAD DE QUITO”, así como también las ideas, análisis, conclusiones son auténticas y de exclusiva responsabilidad de mi persona como autor del presente proyecto.

Ambato, enero del 2018

.....

Jefferson Patricio Ayala Montenegro

C.I. 0401731617

Autor

## **DERECHOS DE AUTOR**

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y proceso de investigación según las normas de la institución.

Sedo los derechos en línea patrimoniales de este Proyecto Técnico con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este Proyecto Técnico dentro de las regulaciones de las Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, enero de 2018

Autor

.....

Jefferson Patricio Ayala Montenegro

C.I. 040173617

## **APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO**

Los miembros del tribunal de grado aprueban el informe del proyecto técnico realizado por el egresado Jefferson Patricio Ayala Montenegro de la carrera de Ingeniería Mecánica, bajo el tema “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SIMULADOR DE VUELCO PARA LA ESCUELA DE CONDUCCIÓN ESCUT EN LA CIUDAD DE QUITO”.

Ambato, enero del 2018

Para constancia firman:

.....

Ing. Cesar Arroba, Msc.

.....

Ing. Francisco Peña, Msc.

## **DEDICATORIA**

Dedico el presente proyecto de titulación, a Dios por darme la sabiduría y salud para poder culminar esta etapa de mi vida. A mi familia que por su consideración, comprensión y apoyo lograron inculcar en mí una persona que sea capaz de seguir adelante ante todo tipo de problema.

Y a una persona muy especial, mi hija que me dio un motivo más para seguir luchando y nunca rendirme.

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco principalmente a Dios, por brindarme la sabiduría, las ganas y la fuerza necesaria para culminar esta etapa de mi vida.

A mi padre, Oldemar quien con su ejemplo me motivo a nunca darme por vencido y seguir adelante, a mis hermanos, Cruz Elena, Diego y Edwin por apoyarme siempre en cada decisión tomada.

A la Carrera de Ingeniería Civil y Mecánica por permitirme ser alumno de esta prestigiosa institución.

A mi tutor Ing. Víctor Espín, por brindarme sus conocimientos y ser una guía en la realización del proyecto de titulación, al Ing. Rolando Balseca gerente de la escuela de conducción “ESCUT”, por la apertura brindada y el apoyo para la implementación del proyecto de titulación en su prestigiosa escuela.

A todos mis amigos que me han acompañado y apoyado en todo el tiempo de mis estudios universitarios.

## ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DEL TUTOR .....	II
AUTORIA DE TRABAJO .....	III
DERECHOS DE AUTOR .....	IV
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO .....	V
DEDICATORIA .....	VI
AGRADECIMIENTO .....	VII
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS.....	VIII
ÍNDICE DE GRÁFICOS Y TABLAS.....	XI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIII
RESUMEN EJECUTIVO .....	XV
ABSTRACT (SUMMARY) .....	XVI
CAPÍTULO I.....	17
1. ANTECEDENTES .....	17
1.1 Tema.....	17
1.2 Antecedentes. ....	17
1.3 Justificación.....	19
1.4 Objetivos. ....	20
1.4.1 Objetivo general:.....	20
1.4.2 Objetivos específicos: .....	20
CAPÍTULO II. ....	21
2. FUNDAMENTACIÓN .....	21
2.1 Investigaciones previas.....	21
2.2 Fundamentación teórica .....	22



2.2.1	Simulador de vuelco .....	22
2.2.2	Accidentes de tránsito en el Ecuador .....	23
2.2.3	Normativa del simulador de vuelco .....	24
2.2.4	Fabricación y legalización de un simulador de vuelco .....	25
2.2.5	Normas vigentes en el Ecuador.....	26
2.2.6	Clasificación de los automóviles .....	27
2.2.7	Factores de carga que implican para el diseño del remolque.....	30
2.2.8	Fundamento teórico para el diseño de la estructura.....	32
2.2.9	Esfuerzo debido a flexión. ....	32
2.2.10	Factor de seguridad. ....	33
2.2.11	Diseño por resistencia a la fatiga .....	34
2.2.12	Selección de pernos.....	34
2.2.13	Selección de rodamientos .....	36
2.2.14	Selección del motorreductor .....	39
CAPÍTULO III. ....		41
3.	DISEÑO DEL PROYECTO .....	41
3.1	Selección de alternativas para un simulador de vuelco .....	41
3.1.1	Evaluación de alternativas .....	44
3.1.2	Selección de la alternativa.....	46
3.2	Parámetros del simulador de vuelco.....	46
3.3	Cálculos o modelo operativo .....	48

3.3.1	Descripción del simulador de vuelco .....	48
3.3.2	Cálculos.....	52
3.3.3	Determinación de cargas .....	52
3.3.4	Diseño de la Estructura base. ....	56
3.3.5	Diseño del Soporte giratorio .....	72
3.3.6	Sistema de transmisión de potencia .....	84
3.3.7	Selección de pernos.....	95
3.3.8	Selección del neumático.....	97
3.3.9	Selección de las puntas de eje y manzanas. ....	99
3.3.10	Construcción del simulador de vuelco. ....	100
3.3.11	Requerimientos para la construcción .....	100
3.3.12	Construcción de partes y piezas .....	102
3.3.13	Pruebas de funcionamiento .....	102
3.3.14	Mantenimiento .....	107
3.4	Presupuesto.....	108
3.4.1	Costos directos .....	108
3.4.2	Costos de materia prima.....	109
3.4.3	Costos de mano de obra directos .....	110
3.4.4	Costos de mano de obra indirectos .....	110
3.4.5	Costos indirectos.....	111
3.4.6	Costo total .....	111
3.5	Especificaciones técnicas finales.....	111
CAPITULO IV.....		113
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	113
4.1	Conclusiones .....	113
4.2	Recomendaciones .....	114
BIBLIOGRAFÍA. ....		115
ANEXOS .....		117
PLANOS .....		145

## ÍNDICE DE GRÁFICOS Y TABLAS

### ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2. 1. Normas Existentes en el Ecuador .....	27
Tabla 2. 2. Clasificación de los automóviles .....	28
Tabla 2. 3. Clase M1 de automóviles .....	29
Tabla 3. 1. Criterio de ponderación .....	44
Tabla 3. 2. Criterio de ponderación fabricación .....	44
Tabla 3. 3. Criterio de ponderación seguridad .....	45
Tabla 3. 4. Criterio de ponderación costo de fabricación .....	45
Tabla 3. 5. Criterio de ponderación eficiencia .....	45
Tabla 3. 6. Criterio de ponderación mantenimiento.....	45
Tabla 3. 7. Selección de alternativas .....	46
Tabla 3. 8. Parámetros de diseño .....	47
Tabla 3. 9. Características del automóvil .....	52
Tabla 3. 10. Propiedades del acero A-36 .....	61
Tabla 3. 11. Perfil rectangular .....	62
Tabla 3. 12. Simulación de columna a flexión .....	67
Tabla 3. 13. Perfil cuadrado .....	71
Tabla 3. 14. Perfil cuadrado. ....	74
Tabla 3. 15. Perfil cuadrado .....	77
Tabla 3. 16. Análisis estático del riel móvil .....	78
Tabla 3. 17. Perfil cuadrado .....	83
Tabla 3. 18. Simulación del eje principal.....	87
Tabla 3. 19. Índice de carga de los neumáticos .....	98
Tabla 3. 20. Índice de velocidad de los neumáticos .....	99
Tabla 3. 21. Neumático seleccionado .....	99
Tabla 3. 22. Pruebas de flexión 0° .....	102
Tabla 3. 23. Pruebas de flexión 90.....	103
Tabla 3. 24. Pruebas de flexión 180° .....	104

Tabla 3. 25. Pruebas de flexión 270° . . . . .	105
Tabla 3. 26. Deformación máxima . . . . .	107
Tabla 3. 27. Mantenimiento . . . . .	107
Tabla 3. 28. Costos materia prima . . . . .	109
Tabla 3. 29. Costos Equipos . . . . .	109
Tabla 3. 30. Costos herramientas . . . . .	110
Tabla 3. 31. Costos mano de obra directa . . . . .	110
Tabla 3. 32. Costos mano de obra indirectos. . . . .	110
Tabla 3. 33. Costos indirectos. . . . .	111
Tabla 3. 34. Costo total . . . . .	111
Tabla 3. 35. Especificaciones técnicas . . . . .	112

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2. 1. Simulador de vuelco . . . . .	22
Figura 2. 2. Siniestros 2017. . . . .	23
Figura 2. 3. Accidentes de tránsito . . . . .	24
Figura 2. 4. Fallecidos . . . . .	24
Figura 2. 5. Medidas del simulador de vuelco . . . . .	26
Figura 2. 6. Esfuerzo a flexión . . . . .	33
Figura 2. 7. Diseño de pernos . . . . .	35
Figura 2. 8. Esfuerzo de aplastamiento . . . . .	35
Figura 2. 9. Partes de un rodamiento . . . . .	36
Figura 2. 10. Rodamientos de cargas axiales . . . . .	37
Figura 2. 11. Cargas axiales . . . . .	37
Figura 2. 12. Rodamientos de cargas combinadas . . . . .	37
Figura 2. 13. Rígidos de bolas . . . . .	38
Figura 2. 14. Carga estática . . . . .	39
Figura 2. 15. Motorreductores . . . . .	40
Figura 2. 16. Par o torque . . . . .	40
Figura 2. 17. Potencia . . . . .	40
Figura 3. 1. Plataforma móvil . . . . .	41
Figura 3. 2. Cabina móvil . . . . .	42
Figura 3. 3. Estructura fija . . . . .	43
Figura 3. 4. Simulador de vuelco . . . . .	48
Figura 3. 5. Estructura base . . . . .	49
Figura 3. 6. Soporte móvil . . . . .	50
Figura 3. 7. Sistema de potencia . . . . .	50
Figura 3. 8. Motorreductor de ejes paralelos . . . . .	50
Figura 3. 9. Chumacera . . . . .	51
Figura 3. 10. Eje . . . . .	51
Figura 3. 11. Brida . . . . .	51
Figura 3. 12. Sistema Eléctrico . . . . .	52

Figura 3. 13. Elementos de la estructura base .....	56
Figura 3. 14. Distribución de fuerzas .....	57
Figura 3. 15. Diagrama de cuerpo libre .....	58
Figura 3. 16. Diagrama de cuerpo libre .....	59
Figura 3. 17. Diagrama de cuerpo libre .....	59
Figura 3. 18. Fuerza cortante .....	61
Figura 3. 19. Diagrama de cuerpo libre .....	61
Figura 3. 20. Sección del perfil .....	62
Figura 3. 21. Diagrama de cuerpo libre .....	63
Figura 3. 22. Diagrama de cuerpo libre .....	64
Figura 3. 23. Diagrama de cuerpo libre .....	69
Figura 3. 24. Fuerza cortante .....	70
Figura 3. 25. Momento flector . .....	70
Figura 3. 26. Sección del perfil . .....	71
Figura 3. 27. Elementos del soporte giratorio . .....	72
Figura 3. 28. Diagrama de cuerpo libre.....	73
Figura 3. 29. Fuerza cortante .....	73
Figura 3. 30. Momento flector .....	74
Figura 3. 31. Sección perfil .....	74
Figura 3. 32. Diagrama de cuerpo libre.....	75
Figura 3. 33. Fuerza cortante .....	76
Figura 3. 34. Momento flector. ....	76
Figura 3. 35. Diagrama del cuerpo libre . .....	80
Figura 3. 36. Diagrama del cuerpo libre . .....	81
Figura 3. 37. Fuerza cortante. ....	82
Figura 3. 38. Momento flector. ....	82
Figura 3. 39. Elementos del sistema de potencia . .....	84
Figura 3. 40. Diagrama del cuerpo libre . .....	85
Figura 3. 41. Fuerza cortante .....	86
Figura 3. 42. Momento flector. ....	86
Figura 3. 43. Selección de pernos. ....	95
Figura 3. 44. Dimensiones del neumático .....	98

## RESUMEN EJECUTIVO

El presente proyecto técnico está enfocado en el diseño y construcción de un simulador de vuelco para la escuela de conducción ESCUT en la ciudad de Quito. La importancia del mismo se basa en la seguridad y concientización de los estudiantes, relacionada a los accidentes por volcamiento, para esto se realizó un diseño que tiene un funcionamiento correcto, se investigó diferentes modelos existentes en otros países como: Chile, España, Estados Unidos; que tiene proyectos con patentes registradas. Se tomó en consideración la seguridad que debe brindar el simulador de vuelco, para esto se analizaron los sistemas de seguridad pasiva del automóvil tales como: cinturón de seguridad, airbag, reposacabezas y los tensores. Para analizar el peso que va a soportar el simulador, se realizó una clasificación de los automóviles, seleccionando la clase M1.

Los parámetros de diseño tomados en cuenta, las especificaciones generadas por el gerente de la escuela de conducción, entre los cuales se tiene las dimensiones, la velocidad angular, el material y el peso del automóvil.

Un diseño previo ayudó a corregir fallas para luego definir el diseño final del proyecto, una vez terminado todo el aspecto de diseño y análisis se realizó la construcción de todos los elementos constituyentes del simulador, finalmente se procedió a la realización de las pruebas para comprobar el funcionamiento, obteniendo los resultados satisfactorios que evidenciaron un beneficio para el gerente de la escuela de conducción ESCUT.

**Palabras clave:** Vuelco, diseño de sistemas mecánicos, potencia del motor, transmisión potencia, factor de seguridad, esfuerzo permisible.

## **ABSTRACT (SUMMARY)**

The technical Project es focused on the design and construction of a rollover simulator for the ESCUT driving school in the city of Quito. The importance of it is based on the safety and awareness of students, related to rollover accidents, for this a design was made that has a correct operation, it was investigated different existing models in other countries such as: Chile, Spain, United States ; who has projects with registered patents. The security that the rollover simulator should provide was taken into account, for which the passive safety systems of the automobile were analyzed, such as: safety belt, airbag, head restraints and tensioners. To analyze the weight that the simulator will support, a classification of the cars was made, selecting the M1 class.

The design parameters taken into account, the specifications generated by the manager of the driving school, among which are the dimensions, the angular speed, the material and the weight of the car.

A previous design helped to correct faults and then define the final design of the project, once all the design and analysis aspect was completed, the construction of all the constituent elements of the simulator was carried out, finally the tests were carried out to verify the operation, obtaining satisfactory results that evidenced a benefit for the manager of the driving school ESCUT.

**Keywords:** Overturning, mechanical system design, engine power, power transmission, safety factor, allowable stress.



## **CAPÍTULO I.**

### **1. ANTECEDENTES**

#### **1.1 Tema.**

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SIMULADOR DE VUELCO PARA LA ESCUELA DE CONDUCCIÓN ESCUT EN LA CIUDAD DE QUITO.

#### **1.2 Antecedentes.**

El presente proyecto va encaminado en la necesidad que tiene la escuela de conducción ESCUT, de brindar una mejor realidad de los accidentes de tránsito, en este caso de simular los accidentes de vuelco en un vehículo que es utilizado para comprobar la resistencia estructural.

De esta manera se tomará como referencia artículos técnicos, tesis de seguridad pasiva y patentes referentes a este proyecto técnico.

Balbuena, J. realizo la fabricación y legalización de un simulador de vuelco. Artículo técnico, UNIVERSIDAD DE GRANADA, Valencia, España, el autor explica de una manera clara que uno de los motivos por la que se genera la construcción de un simulador de vuelco es para probar la eficacia que tiene el cinturón de seguridad. La máquina que el diseño la utilizo como una forma de concientización para los estudiantes que estudian seguridad vial y también es utilizada por fabricantes de automóviles, escuelas de conducción y empresas de seguros [1].

Con la invención de Friedman, D. y Jordán, A, especifican la construcción de un accesorio de prueba de vuelco de un vehículo, se refiere particularmente a una

máquina que pueda realizar pruebas o ensayos de impacto, ensayos dinámicos, repetibles y controlados de vehículos a gran escala y representaciones para evaluar las características de resistencia del techo del vehículo y otros componentes del vehículo. La invención proporciona un control preciso de parámetros de prueba iniciales incluyendo altura de caída, velocidad de contacto, ángulo de balanceo, ángulo de cabeceo, ángulo de viraje, velocidad de la carretera, altura de caída libre posterior al contacto, momento de inercia del vehículo, condiciones de la superficie de la carretera incluyendo obstrucción por fricción e impacto. [2]

Con la invención que desarrollo Hidalgo, especifica un sistema de simulación de vuelco y choque de vehículos, que es utilizado para comprobar la resistencia estructural. Y que comprende también; una base reforzada, elevación del vehículo, medios de giro horizontal y además está sometido a pruebas de rotación, de manera que simule el vuelco, de 3 grados de libertad. [3]

Según la investigación de Rodríguez, P, la estimación del límite de vuelco de un vehículo comercial mediante ANFIS. Tesis desarrollada en la Universidad Carlos III de Madrid, donde el autor realiza un análisis del vuelco de vehículos comerciales mediante redes neuronales artificiales que luego las transmite a un software. El objetivo de esta investigación es la estimación del ángulo de deriva o límite de vuelco [4].

Arizaga, E. Y Gómez, D. realizaron un análisis de los sistemas faltantes de seguridad vehicular de la categoría M1 en la norma NTE INEN 034:2010 y una propuesta de mejora. Tesis desarrollada en la Universidad Politécnica Salesiana sede Cuenca, Ecuador, con esta investigación los autores dan a conocer la gran importancia que abarca la seguridad activa y pasiva en un vehículo. Haciendo referencia a un análisis de estadísticas planteadas en el país; que evalúan los accidentes de tránsito, los sistemas de seguridad vehicular, normas que rigen el transporte público y privado. Los autores también indican la clasificación de los vehículos y cada uno de los sistemas de seguridad que contienen [5].

### **1.3 Justificación.**

Uno de los grandes problemas en el Ecuador es la gran cantidad de fallecidos por accidente de tránsito que se siguen produciendo ya entrados en el siglo XXI. En el Ecuador lleva años implantando medidas para intentar reducirlos, pero la industria automovilística tiene otro papel tan importante como implantar continuamente nuevas mejoras en materia de seguridad en los vehículos para prevenir accidentes o reducir los daños en los ocupantes de los vehículos una vez se ha producido el accidente.

El simulador de vuelco es una máquina que comprende una base reforzada, elevación del vehículo, medios de giro horizontal y además está sometido a pruebas de rotación, de manera que simule el vuelco, de 3 grados de libertad cuyo fin es concientizar a los estudiantes sobre la gravedad de los accidentes de tránsito por volcamiento. Utilizado por empresas de seguros, centros de formación, autoescuelas, fabricantes de coches, etc. De igual manera, la importancia de este proyecto es aplicar los conocimientos de Ingeniería Mecánica y de esa forma adquirir experiencia.

Los estudiantes de la escuela de conducción ESCUT y el propietario, con la implementación de nuevas tecnologías en la enseñanza de los cursos de conducción se beneficiarán directamente, la cual tendrá a disposición el equipo para que los estudiantes puedan desarrollar prácticas de comprobación de eficiencia de seguridad.

Se lo considera factible porque cuenta con los recursos económicos, tecnológicos y bibliográficos para llevar a cabo el presente proyecto. La puesta en marcha de este proyecto será de vital interés para la escuela de conducción ya que la misma necesita del diseño y la construcción del simulador de vuelco.

## **1.4 Objetivos.**

### **1.4.1 Objetivo general:**

- Diseñar y construir un simulador de vuelco para la escuela de conducción ESCUT en la ciudad de Quito.

### **1.4.2 Objetivos específicos:**

- Seleccionar parámetros de diseño necesarios para la construcción del simulador de vuelco.
- Diseñar los componentes estructurales del simulador de vuelco, en concordancia a las características de funcionamiento y normas aplicables.
- Construir el sistema mecánico del simulador, de acuerdo a los parámetros determinados en la fase de diseño.
- Comprobar el funcionamiento del simulador de vuelco.

## **CAPÍTULO II.**

### **2. FUNDAMENTACIÓN**

#### **2.1 Investigaciones previas**

Al referirse a investigaciones previas, es necesario dejar en conocimiento que en nuestro país no existe información específica sobre simuladores de vuelco. De esta manera el proyecto técnico es de vital importancia debido a que quedará planteado una guía que servirá para proyectos futuros y para mejorar la innovación en el Ecuador.

En España, se realizó la construcción de un simulador de vuelco, el cual fue hecho con el objetivo de implementarlo en ministerios, escuelas de conducción para mejorar la seguridad vial, comprobando la eficacia que debería tener el cinturón de seguridad, para evitar lesiones de los pasajeros en accidentes de tránsito [2].

En Estados Unidos, se hizo una investigación para diseñar y construir un accesorio que serviría para generar pruebas de laboratorio, que comprobaban la resistencia del techo, colisiones frontales, movimientos dinámicos todos estos ensayos en gran escala. Esta invención generó un manejo adecuado de parámetros como; ángulo de balanceo, momento de inercia del vehículo, altura de caída, fricción de impacto y velocidad de impacto [3].

En Alemania se diseñó un dispositivo para girar, desmontar e inclinar un vehículo para provocar accidentes y entrenar el comportamiento de los pasajeros. Este es un hecho alentador. En un accidente, el conductor estaba protegido contra muchas lesiones. A menudo terminan accidentes que involucran una volcadura del

vehículo. Porque el pasajero no estaba en su posición normal y terminaba golpeándose en el techo o en alguna de las partes del vehículo. En una situación así, el cinturón mantiene al conductor en su asiento y evita que se separe de él y golpee su cabeza o realice otros movimientos que puedan provocar lesiones [6].

En Madrid se realizó una investigación con el objetivo de estudiar el límite de vuelco de un vehículo comercial, de manera que utilizaron un método llamado ANFIS (Adaptive Neuronal Fuzzy Interference Systems). “Consistía en otorgar al programa una serie de valores obtenidos mediante simulaciones de los casos en los que se quiere estudiar el ángulo. Al finalizarse el entrenamiento el programa crea una red con unas variables de entrada y una variable de salida que están conectadas mediante las reglas que ha creado el entrenamiento para dar con la salida adecuada” [4].

## 2.2 Fundamentación teórica

### 2.2.1 Simulador de vuelco

El simulador de vuelco es una máquina cuyo fin es concienciar de manera práctica de la necesidad e importancia de llevar puesto siempre el cinturón de seguridad dentro de un vehículo, en caso de un volcamiento, los ocupantes del automóvil pueden salir expulsados. Esta máquina se utiliza como elemento de concienciación de la seguridad vial, utilizado por dirección general de tránsito, empresas de seguros, centros de formación, autoescuelas, fabricantes de coches, etc. [7].



Figura 2. 1. Simulador de vuelco [7].

Los principales países que implementaron el simulador de vuelco en las escuelas de conducción son; España, Chile, Estados Unidos, utilizándolo para enseñar seguridad vial a todos los estudiantes [7].

### 2.2.2 Accidentes de tránsito en el Ecuador

En la actualidad los accidentes de tránsito han crecido de manera impresionante, debido a la irresponsabilidad de los ciudadanos y por el incremento del parque automotriz en el Ecuador [13].

#### a) Siniestros

En el año 2017 la cantidad de accidentes de tránsito fue mayor en el mes julio con 2471, mientras que el menor fue en marzo con 2323 como se indica en la figura 2.2.

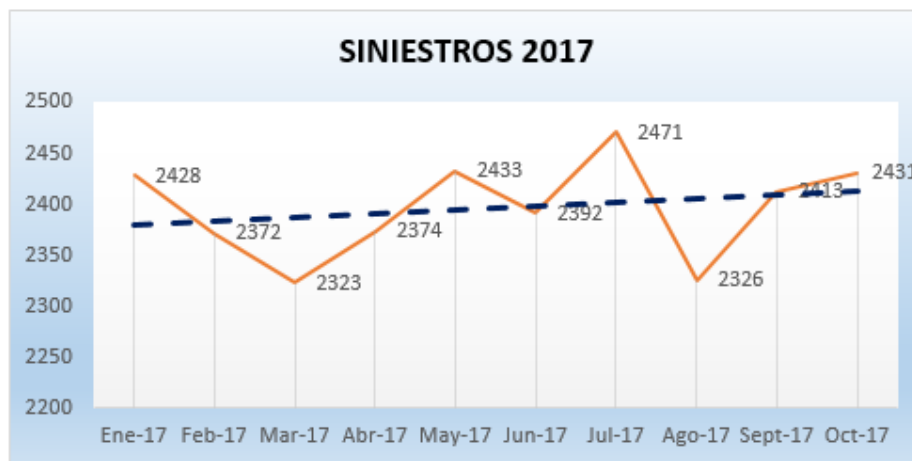


Figura 2. 2. Siniestros 2017 [13].

#### b) Tipos de siniestros de tránsito a nivel nacional

En la siguiente tabla se muestra los diferentes tipos de accidentes de tránsito en el 2017 a nivel nacional, obteniendo como mayor resultado los accidentes por choque lateral con 6453, con menor resultado por arrollamiento con 214 y por volcamiento 517 como se muestra en la figura 2.3 [13].

TIPO	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	TOTAL A OCTUBRE - 2017	%
CHOQUE LATERAL	649	626	651	643	651	604	659	644	660	666	6.453	26,93
ATROPELLO	428	349	364	387	396	413	399	369	385	416	3.906	16,30
ESTRELLAMIENTO	300	319	332	316	323	301	249	288	293	291	3.012	12,57
PERDIDA DE PISTA	294	287	243	261	265	296	314	274	329	312	2.875	12,00
CHOQUE POSTERIOR	239	259	225	248	270	260	268	255	248	243	2.515	10,50
ROZAMIENTO / ROCE	157	149	142	154	148	138	169	159	134	154	1.504	6,28
CHOQUE FRONTAL	122	129	121	125	109	127	118	91	148	112	1.202	5,02
COLISION	82	63	73	75	62	75	70	74	63	52	689	2,88
CAIDA DE PASAJERO	49	67	60	70	90	85	75	83	70	94	743	3,10
VOLCAMIENTO	51	53	50	36	67	56	57	48	46	53	517	2,16
OTROS	35	39	39	42	35	18	72	19	19	15	333	1,39
ARROLLAMIENTO	22	32	23	17	17	19	21	22	18	23	214	0,89
<b>TOTAL</b>	<b>2.428</b>	<b>2.372</b>	<b>2.323</b>	<b>2.374</b>	<b>2.433</b>	<b>2.392</b>	<b>2.471</b>	<b>2.326</b>	<b>2.413</b>	<b>2.431</b>	<b>23.963</b>	<b>100</b>
<b>%</b>	<b>10,13</b>	<b>9,90</b>	<b>9,69</b>	<b>9,91</b>	<b>10,15</b>	<b>9,98</b>	<b>10,31</b>	<b>9,71</b>	<b>10,07</b>	<b>10,14</b>	<b>100,00</b>	

Figura 2. 3. Accidentes de tránsito [13].

### c) Fallecidos

En el año 2017 la cantidad de fallecidos por accidentes de tránsito fue mayor en el mes julio con 227, mientras que fue menor en marzo y mayo con 159 como se detalla en la figura 2.4 [13].

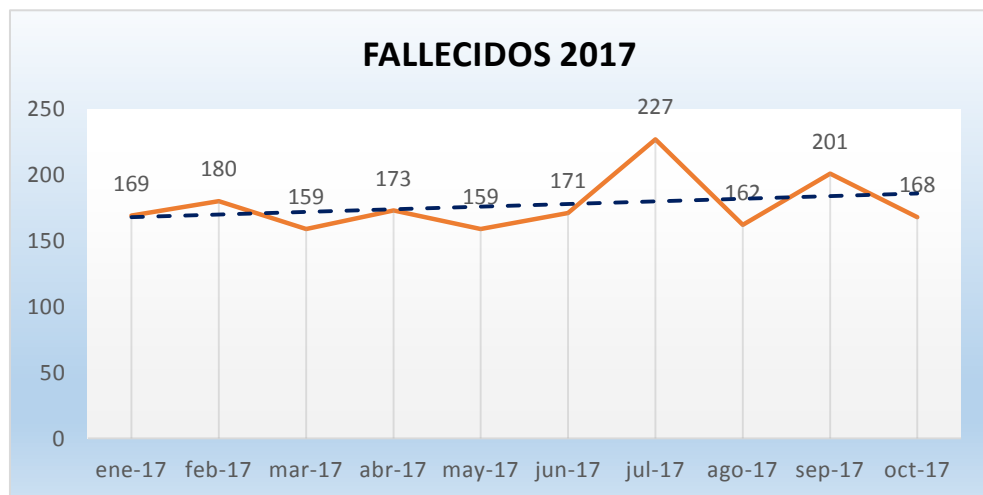


Figura 2. 4. Fallecidos [13].

### 2.2.3 Normativa del simulador de vuelco

A falta de una normativa específica en el país, que regule la construcción de un simulador de vuelco se toma como referencia de apoyo un artículo técnico y tres normas internacionales que se mencionan a continuación:



En el artículo técnico de José Manuel Caracena que plantea un proyecto de Fabricación y legalización de un simulador de vuelco, menciona la siguiente normativa sobre las legalización de vehículos y modificación de los mismos.

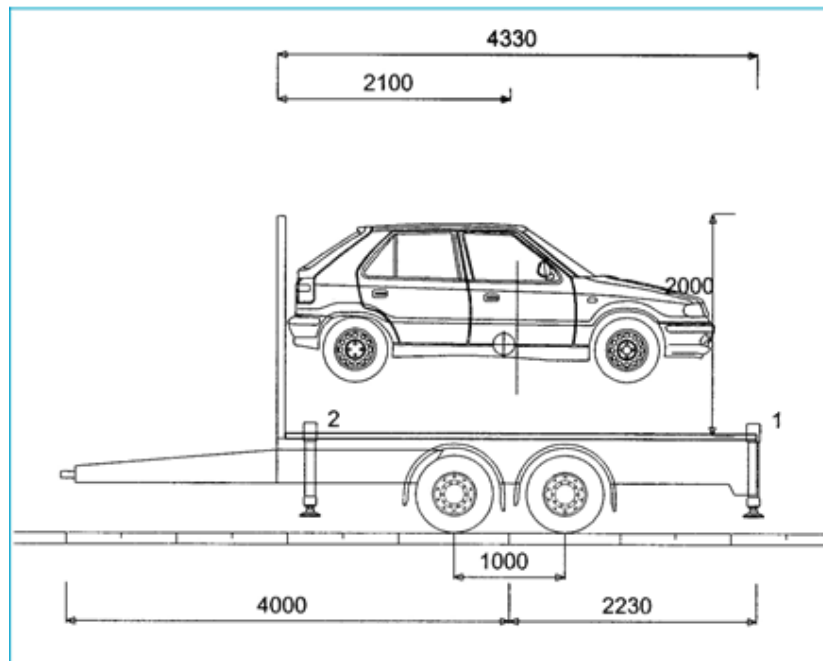
- En el decreto 736/1988, de 8 de julio, por el que se regula la tramitación de reformas de importancia de vehículos de carretera y se modifica el artículo 252 del Código de Circulación en el cual menciona la modificación o variación de las características mecánicas de remolques y semirremolques de carga que den lugar a la consideración del remolque como de un nuevo tipo. [8].
- Real Decreto 2822/1998, de 23 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento General de Vehículos menciona las condiciones generales técnicas que deben cumplir los vehículos de motor, para que puedan ser puestos en circulación, con las limitaciones, excepciones y especificaciones que se establece en la reglamentación. [9].
- Orden CTE/3191/2002 de 5 de diciembre, que modifica el RD 736/1988 e implanta una reforma que no concederá con carácter general, únicamente podrá efectuarse individualmente cuando el nuevo bastidor o estructura autoportante sea de la misma marca y características que el primitivo [10].

#### **2.2.4 Fabricación y legalización de un simulador de vuelco**

En el artículo de José Manuel Caracena menciona que para la fabricación de un simulador de vuelco es necesario requisitos reglamentarios para comprobar la seguridad de su diseño. Con la investigación de un proyecto de reforma de importancia de un vehículo regulado por el Real Decreto 736/1988. Este vehículo está compuesto por un remolque de dos ejes sobre los que se le ha añadido un coche y una estructura giratoria [11].

Para diseñar el simulador de vuelco se tomará en cuenta los siguientes parámetros que rigen las normas mencionadas anteriormente; longitud total del remolque

6230 mm, altura 2000 mm, longitud de la estructura giratoria 4330 mm y la distancia entre los ejes de 1000mm, como se muestra en la figura 2.5.



**Figura 2. 5.** Medidas del simulador de vuelco [11].

### 2.2.5 Normas vigentes en el Ecuador

A nivel mundial existen varios programas de evaluación de vehículos nuevos, los más importantes y destacados por las exigencias de sus pruebas son:

- Euro NCAP (European New Car Assessment Program)
- US NCAP (New Car Assessment Program)
- ANCAP (Australian New Car Assessment Program)
- JNCAP (Japan New Car Assessment Program)
- IIHS (Insurance Institute for Highway Safety)
- Latin NCAP (Latin New Car Assessment Program)

El reglamento que exige a los sistemas de seguridad vehicular en el Ecuador es RTE INEN 034, este reglamento se lo utiliza de manera general para todo el parque automotriz del Ecuador [14].

El reglamento técnico ecuatoriano nos indica las condiciones mínimas que deben tener un vehículo para poder circular en el país, con la finalidad de garantizar y proteger la vida de los pasajeros en caso de accidentes de tránsito. Para identificar las normas que se aplica a cada uno de los sistemas de seguridad vehicular se detalla en la tabla 2.1 las normas existentes [14].





**Tabla 2. 1.** Normas Existentes en el Ecuador [14].

NORMAS EN LAS QUE SE BASAN LAS EXIGENCIAS DEL REGLAMENTO RTE INEN 034		
Elementos	Normas INEN	Normas UNECE
Transporte publico	RTE INEN 043	
Carrocerías	NTE 1323	
Clasificación vehicular	NTE 2656:2012	
Neumáticos	RTE 011	
Apoya cabezas		UNECE 25
Cinturones de seguridad		UNECE 14 -UNECE 16
Airbags		UNECE 94-UNECE 114
Asientos		UNECE 17-UNECE 80
Frenos		UNECE 13
Control electrónico de estabilidad		GTR 8
Protección impacto frontal y lateral		UNECE 94-UNECE 95

### 2.2.6 Clasificación de los automóviles

En el ecuador existe la norma NTE INEN 2656: 2012. (Instituto Ecuatoriano de Normalización) que se encarga de clasificar distintos tipos de automóviles, basándose en el criterio de homologación que tiene la Unión Europea. Cómo se indica en la tabla 2.2.

**Tabla 2. 2.** Clasificación de los automóviles [12].

<b>Clase</b>		<b>Descripción</b>
L		Es un vehículo motorizado que comprende de una a dos ruedas autorizado para uso terrestre.
M		Es un vehículo automotor que está constituido por cuatro ruedas, que tiene como función el transporte de pasajeros.
N		Es un vehículo automotor que está diseñado con cuatro ruedas, su función principal es el transporte de carga.
O		Este tipo de vehículo es una unidad especializada en carga.

**a) Automóviles pertenecientes a la clase M1**

En la tabla 2.3 está una detallada clasificación de los vehículos que se tomara como referencia para la construcción del simulador de vuelco. En esta clasificación se encuentra el vehículo marca Fiat el cual será el vehículo principal para las simulaciones de vuelco, las características principales que se tomara de este vehículo serán, la longitud, el ancho, la altura y el peso que intervendrán principalmente en el diseño del simulador del vuelco.

**Tabla 2. 3.** Clase M1 de automóviles [12].

<b>Tipo de vehículo</b>		<b>Descripción</b>
Minivan		Se constituye con seis o más asientos distribuidos en tres filas, también posee espacio para el equipaje.
Sedan		Este tipo de automóvil tiene una estructura básica, formado de cuatro asientos la mayoría de las personas lo utiliza para turismo.
Coupé		La mayoría de estos autos tiene dos puertas, techo fijo y capacidad hasta cinco personas.
Convertible		Este vehículo se distingue por tener techo desplegable
Hatchback		La característica principal es que el compartimiento de la carga y espacio de pasajeros es un solo. La mayoría tiene cinco puertas.
Station Wagon		La estructura de este vehículo está formada con un espacio bastante amplio para carga y dispone espacio para cinco pasajeros o más.
Crossover		Estos vehículos son formados por la combinación de una Minivan y un Wagon.

### 2.2.7 Factores de carga que implican para el diseño del remolque.

**Carga de seguridad (Cs):** constituye aquella carga que se concibe con el objeto de evitar posibles fallas en la estructura debido a sobrecargas. Según el Colegio de Ingenieros Mecánicos de Pichincha se recomienda asignar un valor  $20 \text{ Kg/m}^2$  como carga de seguridad adicional para estructuras metálicas convencionales [15].

$$C_s = 20 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} * \text{Área de carga del semiremolque}$$

**Carga muerta (Cm):** son aquellas cargas que actúan durante toda la vida de la estructura. Incluyen todos aquellos elementos de la estructura como vigas, pisos, techos, columnas, cubiertas. También se denominan cargas permanentes [15].

- Peso propio.
- Instalaciones.
- Cargas debido a deformaciones permanentes.

$$C_m = \sum(\text{Peso elemento} \times \text{Numero elemento})$$

**Carga viva (Ca):** las cargas vivas son cargas no permanentes producidas por materiales o artículos, e inclusive gente en permanente movimiento. Cabinas, particiones y personas que entran y salen de una edificación pueden ser considerados como cargas vivas [15].

$$C = m_{\text{auto}} + m_{\text{motor}} + m_{\text{s.movil}} \quad \text{Ec. 2-1}$$

**Carga por vibraciones:** las cargas por vibraciones o sísmicas están se producen por vibraciones cíclicas en forma horizontal y vertical, son movimientos

repetitivos y son más importantes en estructuras de menor sección transversal y también en equipos con movimientos rotativos [15].

$$Cv = Ca + Cs + Cf \quad \text{Ec. 2-2}$$

**Resistencia a la rodadura (Rc):** existen diferentes formas de analizar cada una de las posibilidades en que el neumático del remolque puede interactuar con el suelo. Para un análisis aproximado de esta interacción se puede partir asumiendo que la rueda es rígida y el terreno es completamente liso [15].

$$Rc = \frac{w^2}{5,7 * c * b * D} \quad \text{Ec. 2 - 3}$$

**Carga de impacto (Ci):** efecto dinámico que actúa sobre una estructura, móvil o estática, son aquellas en las cuales la dirección del movimiento es coincidente con la dirección en que se produce la carga. Puesto que el vehículo debe estar diseñado para atravesar obstáculos presentes en las vías, se debe considerar la interacción directa de los neumáticos con la vía, la AASTHO (American Association of State Highway and Transportation Officials) establece algunas fórmulas empíricas que recomiendan el porcentaje de carga viva que debe aumentarse debido al impacto en diseño de puentes. Para efectos del diseño en el sistema de suspensión se considerará el 30% de la carga muerta (Cm) y la carga viva (Ca) [15].

$$Ci = 0,3 ( Cm + Ca) \quad \text{Ec. 2 - 4}$$

**Carga de diseño (Cd):** Constituye la carga con la que se efectúa el diseño estructural.

$$Cd = Cm + Cv + Ci \quad \text{Ec. 2 - 5}$$

Donde:

$Cm = \text{Carga muerta}$

$Cv = \text{Carga por vibraciones}$

$Cv' = \text{Carga de impacto}$

**Fuerza de tiro (Ft):** Es la fuerza máxima desarrollada por el vehículo motriz que permite el movimiento del remolque. La fórmula desarrollada a continuación toma en cuenta la resistencia a la rodadura y la componente de la carga muerta que afecta a la fuerza de tiro por parte del vehículo móvil que tira del remolque [15].

$$Ft = Cm * \text{sen}(\beta) + Rc_{total} \quad \text{Ec. 2 - 6}$$

Donde:

$Cm = \text{carga muerta}$

$\beta = \text{angulo de inclinacion del simulador con respecto al suelo}$

$Rc = \text{resistencia a la rodadura}$

### 2.2.8 Fundamento teórico para el diseño de la estructura

**Teoría de la energía de la distorsión.** - Es una teoría de falla que sirve para la aplicación de diseño con materiales dúctiles, esta teoría se utiliza para definir el principio de fluencia [16].

$$\sigma_{max} = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. 2 - 7}$$

Donde:

$\sigma_{max} = \text{Esfuerzo máximo.}$

$S_y = \text{Esfuerzo permisible.}$

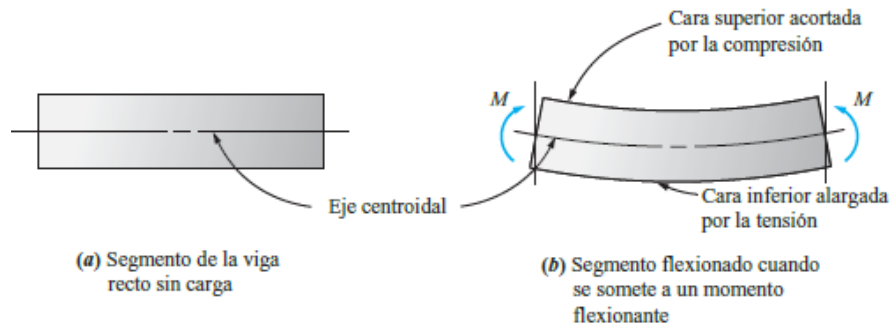
$n = \text{Factor de seguridad.}$

### 2.2.9 Esfuerzo debido a flexión.

Las vigas deben diseñarse para que sean seguras. Cuando se aplican cargas perpendiculares al eje mayor de una viga en su interior se desarrollan momentos



flexión que hacen que se flexione. En la figura siguiente se observa como una viga esbelta se flexiona mediante la aplicación de cargas [17].



**Figura 2. 6.** Esfuerzo a flexión [17].

A continuación se indica la formula de flexion, la cuál puede ser utilizada para calcular el esfuerzo máximo causado por flexión.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S} \quad \text{Ec. 2 - 8}$$

Donde:

$\sigma_{max}$  = Esfuerzo máximo.

$M_{max}$  = Momento flexionante.

$S$  = Módulo de sección del perfil estructural.

### 2.2.10 Factor de seguridad.

El factor de seguridad, es la condición utilizada para determinar la fiabilidad del diseño de un elemento, con el objetivo de una vez la pieza ya diseñada se conoce su configuración de carga y resistencia, el factor de seguridad garantiza una condición segura de diseño [17].

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad \text{Ec. 2 - 9}$$

### 2.2.11 Diseño por resistencia a la fatiga

Es una carga dinámica cíclica que se presenta en los elementos mecánicos, denominado ciclo de cargas repetitivas, en esfuerzo máximo y mínimo que son asimétricos con respecto al nivel de carga, se presentan ecuaciones que posteriormente serán revisadas por tablas [16].

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Ec. 2 - 10}$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut} \quad \text{Ec. 2 - 11}$$

Donde:

*k<sub>a</sub>*= Factor de modificación de la condición superficial.

*k<sub>b</sub>*= Factor de modificación del tamaño.

*k<sub>c</sub>*= Factor de modificación de la carga.

*k<sub>d</sub>*= Factor de modificación de la temperatura.

*k<sub>e</sub>*= Factor de confiabilidad.

*k<sub>f</sub>*= Factor de modificación de efectos varios.

*K<sub>f</sub>*=*K<sub>t</sub>*= Factores de concentración del esfuerzo por fatiga.

*S<sub>e</sub>'*= Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de la viga rotatoria.

*S<sub>e</sub>*= Límite de resistencia a la fatiga.

### 2.2.12 Selección de pernos

Los elementos mecánicos se usan extensamente en la fabricación, en todos los diseños de ingeniería. Los tornillos y pernos suministran un método relativamente rápido y fácil para mantener unidas dos partes y ejercer una fuerza que se pueda utilizar para ajustar partes móviles [16].

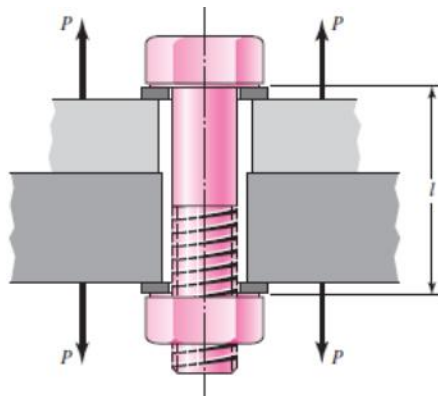


Figura 2. 7. Diseño de pernos [16].

$$n = \frac{Sp * At - Fi}{C * P} \quad \text{Ec. 2 - 12}$$

$$C = \frac{kb}{Kb + km} \quad \text{Ec. 2 - 13}$$

Donde:

$Kb$ = rigidez del elemento.

$At$ = área de la parte roscada.

$Fi$ = fuerza aplicada.

$P$ = número de pernos.

$C$ =relación de rigidez.

**Esfuerzo de aplastamiento.** – Cuando se diseña una unión emperrada hay que verificar los esfuerzos de aplastamiento que ejerce el pasador sobre el elemento que está conectado, como se muestra en la figura 2.8 [17].

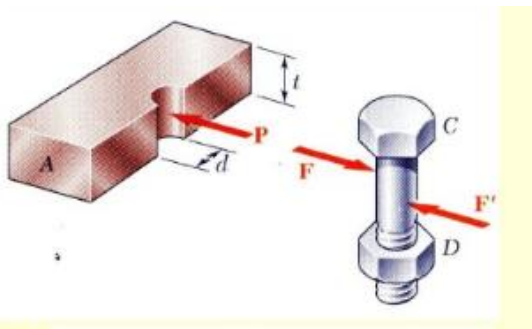


Figura 2. 8. Esfuerzo de aplastamiento [17].

$$\sigma_b = \frac{C * P + F_i}{A_t} \quad \text{Ec. 2 - 14}$$

Donde:

$C$  = constante de rigidez.

$P$  = la carga de tensión

$F_i$  = precarga

$A_t$  = área de esfuerzo de tensión

### 2.2.13 Selección de rodamientos

Los rodamientos están normalizados en dimensiones y tolerancias, repuestos de diferentes fabricantes, asegurando un correcto montaje. Están constituidos por dos o más aros concéntricos, uno de los cuales va alojado en el soporte (aro exterior) y el otro va montado en el árbol (aro interior), figura 2.9 [ 18].

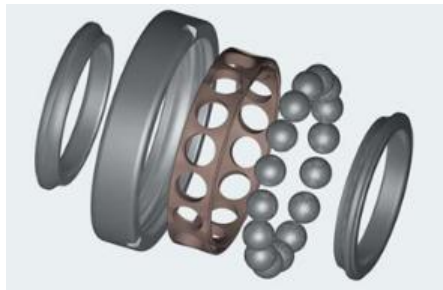


Figura 2. 9. Partes de un rodamiento [18].

### Clasificación de rodamientos.

- **Rodamientos para cargas radiales.** - Soportar preferentes cargas dirigidas en la dirección perpendicular al eje de rotación [18].

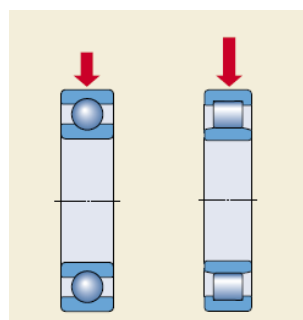


Figura 2. 10. Rodamientos de cargas axiales [18].

- **Rodamientos para cargas axiales.** - Pueden soportar cargas que actúen únicamente en la dirección del eje de rotación [18].

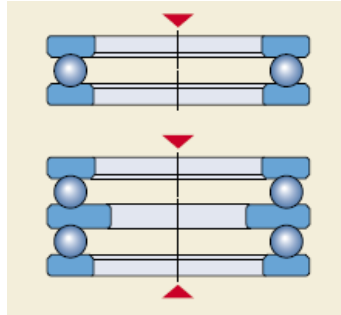


Figura 2. 11. Cargas axiales [18].

- **Rodamientos para cargas mixtas.** - Pueden soportar esfuerzos radiales, axiales o ambos combinados [18].

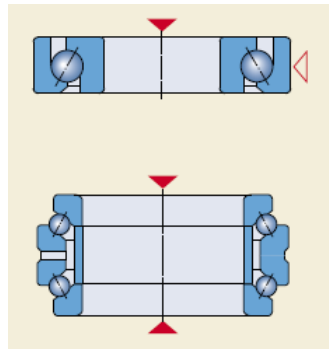
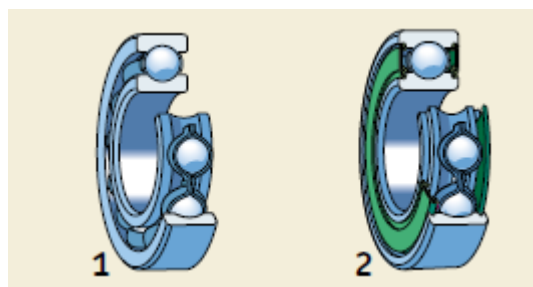


Figura 2. 12. Rodamientos de cargas combinadas [18].

**Rodamiento rígido de bolas.** - De uso general, absorben cargas radiales y axiales en ambos sentidos, como las fuerzas resultantes de estas cargas combinadas; pueden operar a elevadas velocidades. Estos rodamientos no son desmontables ni autoalineable, perfecta alineación del asiento del soporte, se muestra en la figura 2.13 [18].



**Figura 2. 13.** Rígidos de bolas [18].

**Capacidad de carga estática ( $C_o$ ).** -La capacidad de carga estática básica  $C_o$  se define en la norma ISO 76 como la carga que da lugar a un determinado valor de tensión de contacto en el centro de mayor carga de contacto entre los elementos rodantes y el camino de rodadura [18].

$$C_o = s_o * P_o \quad \text{Ec. 2 - 14}$$

Donde:

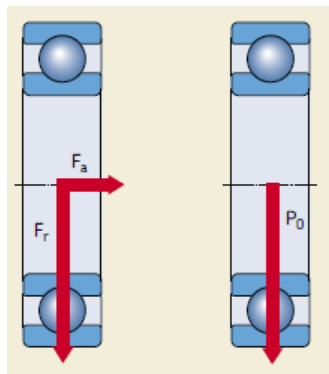
$S_o =$  Factor de seguridad estático

$P_o =$  Carga estática equivalente del rodamiento [kN]

La capacidad de carga estática  $C_o$  se usa en los cálculos cuando los rodamientos cumplen las siguientes condiciones:

- Giran a velocidades muy bajas ( $n < 10$  rpm) [18].
- Realizan movimientos oscilantes muy lentos [18].
- Permanecen estacionarios bajo carga durante largos periodos de tiempo [18].

**Carga estática equivalente ( $P_o$ ).** - Esta se define como la carga hipotética (radial para un rodamiento radial y axial para un rodamiento axial) que, de ser aplicada, causaría en el rodamiento la misma carga máxima en los elementos rodantes que las cargas reales a las que está sometido el rodamiento. Se obtiene con la siguiente ecuación general [18].



**Figura 2. 14.** Carga estática [18].

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a \quad \text{Ec. 2 – 15}$$

Donde:

$P_o$  = Carga estática equivalente del rodamiento [kN].

$F_r$  = Carga radial real del rodamiento [kN].

$F_a$  = Carga axial real del rodamiento [kN].

$X_o$  = Factor de carga radial del rodamiento.

$Y_o$  = Factor de carga axial del rodamiento.

**Comprobación de la capacidad de carga estática.** - Si el valor  $S_o$  obtenido es menor que el valor recomendado, se deberá seleccionar un rodamiento con una mayor capacidad de carga estática [16].

$$s_o = \frac{C_o}{P_o} \quad \text{Ec. 2 – 15}$$

#### 2.2.14 Selección del motorreductor

Un motorreductor se constituye por un motor eléctrico y una serie de engranes que van acoplados a la flecha de un motor y sirve para reducir el número de rpm del motor y mantenerlo en una velocidad constante [17].

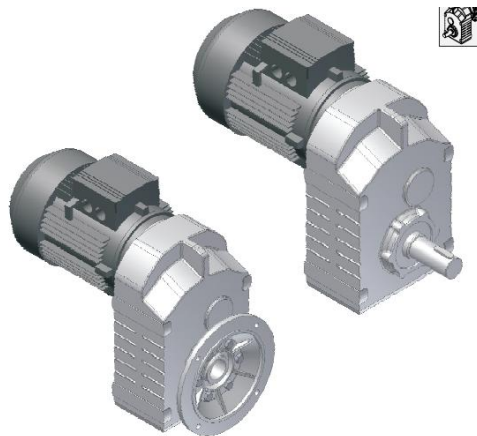


Figura 2. 15. Motorreductores [17].

- Par o torque en un motorreductor.** - El “torque” o “par” es una fuerza de giro; Por ejemplo, la fuerza de giro de la flecha de salida del motorreductor; es también la fuerza de giro en la flecha de un motor. No es simplemente una fuerza expresada en kilogramos, libras, onzas, Newton, etc.; tampoco es una potencia en HP o en Kilowatts. Es una fuerza de giro cuyas unidades son kilogramos – metro, o libra – pie, o libras – pulgada, o Newton – metro, etc. [17].

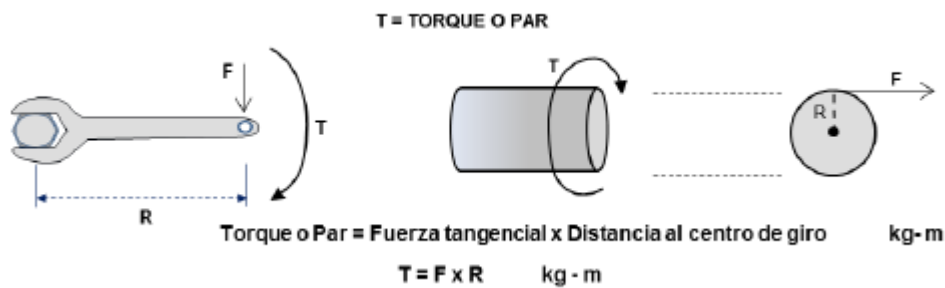


Figura 2. 16. Par o torque [17].

$$T = Fxd \quad (kg.m) \quad \text{Ec. 2 – 16}$$

- Potencia necesaria en un motorreductor.** - inversamente, si sabemos que “par” necesitamos para mover la carga y a qué velocidad de giro se realiza adecuadamente el trabajo que requerimos, entonces podemos calcular el motorreductor y la potencia del motor necesarios.

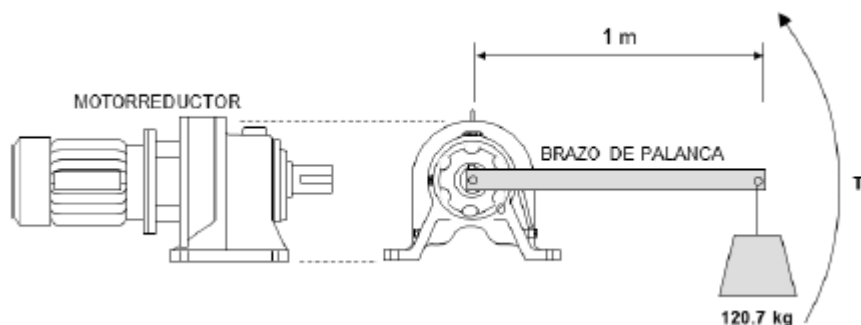


Figura 2. 17. Potencia [17].



$$P = \frac{T x rpm}{716} (HP)$$

Ec. 2 – 17

## CAPÍTULO III.

### 3. DISEÑO DEL PROYECTO

#### 3.1 Selección de alternativas para un simulador de vuelco

Las características principales de un simulador de vuelco son aquellas que contiene principalmente una estructura base que sirve como soporte y una estructura giratoria que hace girar un vehículo sobre sí misma, utiliza componentes de transmisión de potencia tales como: motorreductor, chumaceras, ejes. También está formado de componentes normalizados como son: neumáticos, puntas de eje, pernos, tuercas, todos con el propósito de brindar la funcionalidad del simulador. Para el diseño y la construcción del simulador se planteará 3 tipos de alternativas y se realiza una ponderación para obtener la mejor alternativa basada en los siguientes criterios.

**Alternativa 1:** El simulador tendrá la disposición de una estructura o plataforma móvil la cual estará constituida de acero estructural, para la simulación del vuelco se usará un prototipo de automóvil que pertenezca a clase M1, para generar el movimiento se usará un motorreductor como se detalla en la figura 3.1.



Figura 3. 1. Plataforma móvil [19].

## Ventajas

- Fácil transporte
- Alta resistencia al desgaste

## Desventajas

- Costos altos de fabricación
- Mayor peso
- Materiales de difícil adquisición

**Alternativa 2:** El simulador tendrá una estructura o plataforma móvil, la cual estará constituida de acero estructural, para la simulación del vuelco se utilizará una cabina de automóvil, y para general el movimiento se utilizará sistema de poleas, como se muestra en la figura 3.2.



Figura 3. 2. Cabina móvil [19].

## Ventajas

- Materia prima
- Costo
- Accesible
- Fabricación

### **Desventajas**

- Difícil transporte
- Alto consumo de energía
- Menor peso
- Fácil mantenimiento

**Alternativa 3:** El simulador tendrá una estructura estática, la cual estará constituida de aluminio, para la simulación del vuelco se usarán diferentes tipos de vehículos, para generar el movimiento se utilizar un motorreductor y un variador de frecuencia, como se muestra en la figura 3.3.



**Figura 3. 3.** Estructura fija [20].

### **Ventajas**

- Menor peso
- Fácil transporte

### **Desventajas**

- Mayor costo de fabricación
- Materia prima
- Consumo eléctrico

### 3.1.1 Evaluación de alternativas

1 si el criterio de la fila es superior de la columna.

0,5 si el criterio de la fila es equivalente a la columna.

0 si el criterio de la fila es inferior a la de la columna.

#### Criterios de evaluación

**Eficiencia (E):** se basa en la eficiencia máxima de la máquina después del diseño.

**Mantenimiento (M):** se deberá conocer el funcionamiento correcto de la máquina. **Costo de fabricación (CF):** se tomará en cuenta los materiales que serán utilizados para la construcción de la máquina, y así lograr una cotización fiable para el presupuesto con que se cuenta.

**Fabricación (F):** aplicar proceso de manufactura conocidos.

**Seguridad (S):** el simulador de vuelco brindara todas las normas de seguridad para que no se tenga inconvenientes durante la fase de pruebas.

Tabla 3. 1. Criterio de ponderación [Autor].

CRITERIO	F	S	CF	E	M	$\Sigma+1$	Ponderación
F		1	0,5	0	0,5	3	0,2
S	1		1	1	1	5	0,33
CF	0,5	0		0,5	0	2	0,13
E	0	0	0,5		0,5	2	0,13
M	0,5	0	0,5	1		3	0,2
					TOTAL	15	1

Tabla 3. 2. Criterio de ponderación fabricación [ Autor].

<b>Fabricación</b>	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,46
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,38
Alternativa 3	0	0		1	0,15
<b>TOTAL</b>				<b>6,5</b>	<b>1</b>

**Tabla 3. 3.** Criterio de ponderación seguridad [Autor].

<b>Seguridad</b>	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	0,5	2,5	0,42
Alternativa 2	0,5		0,5	2	0,33
Alternativa 3	0,5	0		1,5	0,23
<b>TOTAL</b>				<b>6</b>	<b>1</b>

**Tabla 3. 4.** Criterio de ponderación costo de fabricación [Autor].

<b>Costo de Fabricación</b>	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,38
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,31
Alternativa 3	0,5	1		2,5	0,31
<b>TOTAL</b>				<b>8</b>	<b>1</b>

**Tabla 3. 5.** Criterio de ponderación eficiencia [Autor].

<b>Eficiencia</b>	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0,5	0,5	2	0,31
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,38
Alternativa 3	1	0		2	0,31
<b>TOTAL</b>				<b>6,5</b>	<b>1</b>

**Tabla 3. 6.** Criterio de ponderación mantenimiento [Autor].

Mantenimiento	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	1	3	0,38
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,31
Alternativa 3	0,5	1		2,5	0,31
TOTAL				8	1

**Tabla 3. 7.** Selección de alternativas [Autor].

Criterio	F	S	CF	E	M	$\Sigma$	Prioridad
<b>Alternativa 1</b>	0,09	0,14	0,05	0,04	0,08	0,39	<b>1</b>
<b>Alternativa 2</b>	0,08	0,11	0,04	0,05	0,06	0,34	<b>2</b>
<b>Alternativa 3</b>	0,03	0,08	0,04	0,04	0,06	0,25	<b>3</b>

### 3.1.2 Selección de la alternativa

Mediante el análisis de las alternativas y por medio de ponderaciones, se determinó que la alternativa factible y que beneficia a nuestro proyecto es la **alternativa 1** que consiste en una estructura o plataforma móvil la cual estará constituida de acero estructural, para la simulación del vuelco se usará un prototipo de automóvil que pertenezca a clase M1 en este caso será un vehículo marca Fiat, para generar el movimiento se usará un motorreductor.

### 3.2 Parámetros del simulador de vuelco.

El prototipo a construir corresponde a un simulador de vuelco, para cual se toma en consideración los siguientes parámetros:

Función. - el simulador de vuelco tiene como función principal girar un automóvil de 0 a 360° cumpliendo con el objetivo de diseño, además será construido de manera versátil para obtener un montaje rápido y seguro.

Transporte. - un parámetro muy importante en el diseño y la construcción de un simulador de vuelco es la forma de transportarlo, en este caso el simulador se

transportará cuando no esté cargado con el vehículo, para trasladarlo de un lugar a otro dentro de la escuela de conducción se usará la fuerza humana, debido a la utilización de las ruedas.

Carga. - los elementos estructurales a diseñarse tendrán características óptimas para soportar la carga de un vehículo marca Fiat.

Señales y controles. - la norma ecuatoriana INEN 1155 establece los dispositivos mínimos de alumbrado, espejos retrovisores y señalización luminosa para los vehículos automotores. En el caso de la construcción del simulador de vuelco esta norma no aplicaría, porque el simulador circulara dentro de la escuela de conducción y no en las vías públicas del país.

Fabricación y montaje. - la fabricación de la estructura del simulador de vuelco estará orientada a la utilización de acero estructural y se obtendrá planos que guíen el montaje final del simulador de vuelco.

Mantenimiento. - es un parámetro importante dentro del diseño y la construcción del simulador debido que soportara cargas elevadas y los elementos que lo constituyen necesitan un mantenimiento preventivo para su correcto funcionamiento.

Energía. - la energía utilizada para el funcionamiento del simulador de vuelco será una fuente trifásica que alimentará el motorreductor.

En la tabla 3.8 se muestra de una manera resumida los parámetros de diseño seleccionados para la construcción del simulador de vuelco.

**Tabla 3. 8.** Parámetros de diseño [Autor].

<b>PRODUCTO:</b>		<b>SIMULADOR DE VUELCO</b>
<b>PARÁMETROS</b>		
<b>Concepto</b>	<b>Descripción</b>	<b>Especificación</b>
<b>Función</b>	Gírar un automovil.	0-360°
	Versalidad al montar el auto.	
	Facilidad para acoplar el auto.	
	Correcto desempeño a las velocidades expuestas.	3-10 rpm
<b>Transporte</b>	El simulador de vuelco se transportara dentro de la escuela de conduccion, y su transporte sera cuando no este cargado.	No aplica en las vías publicas
<b>Carga</b>	Peso promedio del automovil prototipo es de un automovil fiat.	864 Kg

### 3.3 Cálculos o modelo operativo

#### 3.3.1 Descripción del simulador de vuelco

El simulador de vuelco consta principalmente de una estructura base que sirve como soporte y una estructura giratoria que hace girar un vehículo sobre sí misma. Utiliza componentes de transmisión de potencia tales como: motorreductor, chumaceras, ejes, como se muestra en la figura 3.4.

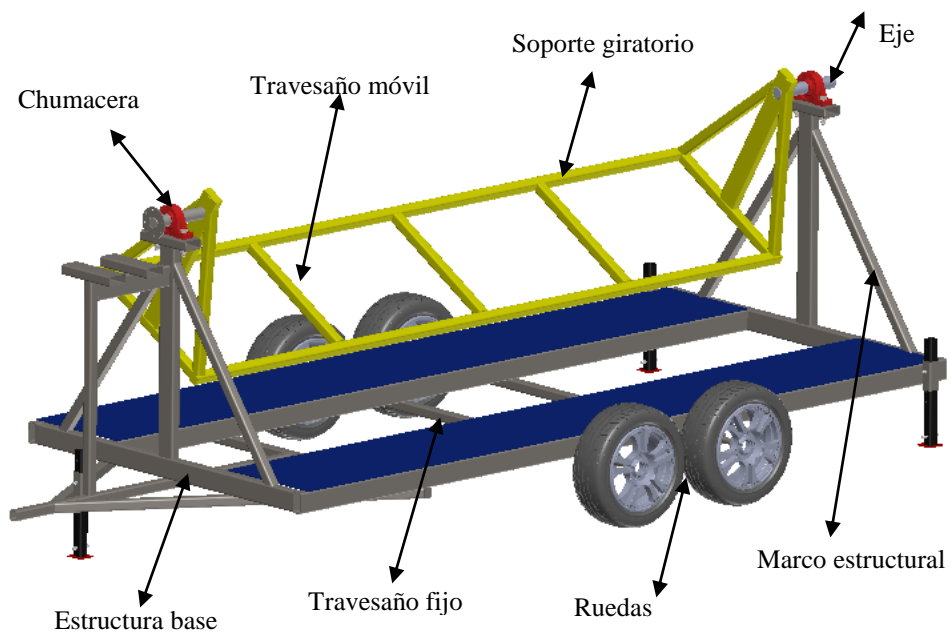
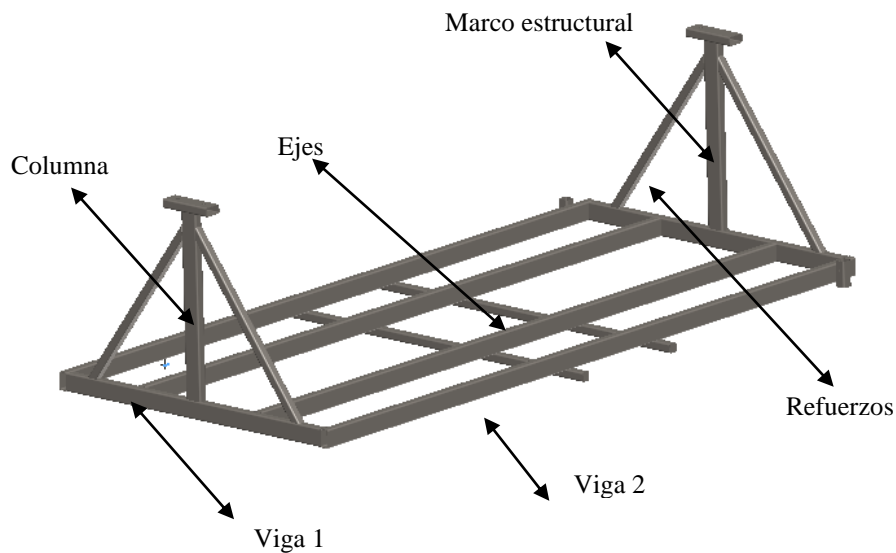


Figura 3. 4. Simulador de vuelco [Autor].

#### Estructura base

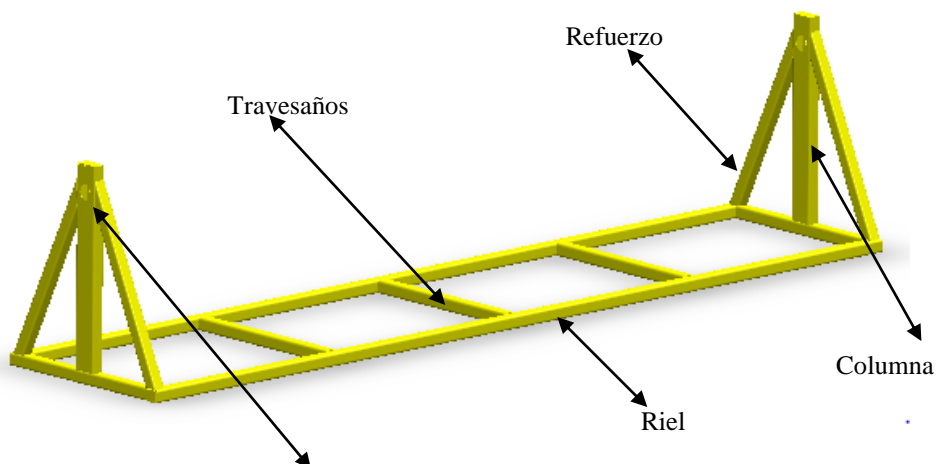


Es un elemento principal que soporta y mantiene fijo el simulador de vuelco, la estructura está compuesta de perfiles rectangulares de material acero estructural que harán la función de pilares sustentadores de la estructura móvil. En uno de esos soportes es donde se aloja el motorreductor que permite el movimiento. El soporte del vehículo consiste en una cuna formada por vigas de 4 metros de largo. Toda esta estructura se encuentra perfectamente distribuida y sujeta a los dos ejes. Se calcularán todos los esfuerzos que este sometida toda la plataforma (torsión, tracción), de columna, ejes de las ruedas, marco estructural, refuerzos, viga 1 y la viga 2 como se muestra en la figura 3.5.



**Figura 3. 5.** Estructura base [Autor].

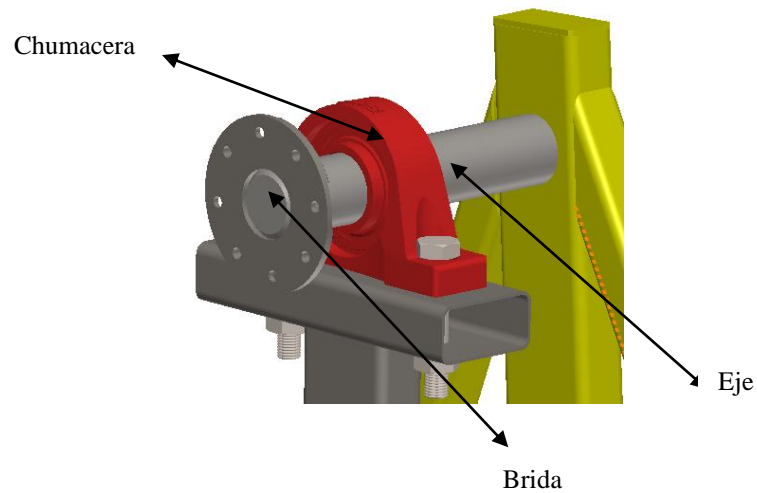
**Soporte giratorio.** - la función que cumple el soporte giratorio es soportar la carga del vehículo, cuando está girando, este soporte gira 360° y sus componentes se los describe en la figura 3.6.



Marco estructural

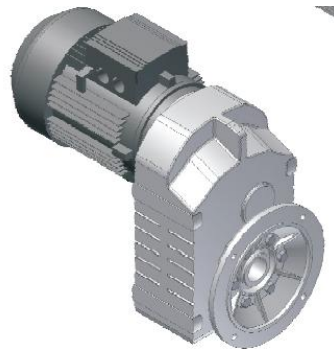
**figura 3. 6.** Soporte móvil [Autor].

**Sistema de transmisión de potencia.** - El sistema de potencia se encarga de absorber la energía del motor y transferir el movimiento de rotación al eje principal. Tendrá una alimentación de corriente trifásica que genere la energía necesaria para su funcionamiento, los componentes se muestran en la figura 3.7.



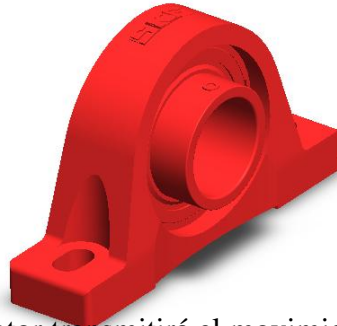
**Figura 3. 7.** Sistema de potencia [Autor].

**Motorreductor helicoidal de ejes paralelos.** -Está constituido por un motor eléctrico y un conjunto de engranes rectos o helicoidales que están acoplados al eje del motor eléctrico (figura 3.7) la función que cumple es reducir el número de rpm y aumentar el torque.

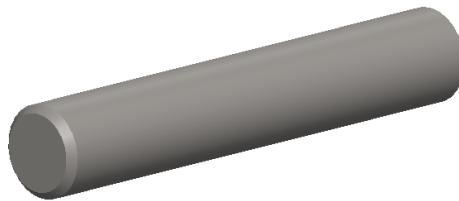


**Figura 3. 8.** Motorreductor de ejes paralelos [Autor].

Chumaceras. - Es un soporte de distintos materiales que está formado por un rodamiento, este tipo de soporte tiene a superficie exterior y la superficie interior del alojamiento de forma esférica, para que sea autoalineable figura 3.8.



Eje. - Mediante el eje el motor transmitirá el movimiento sobre el soporte giratorio figura 3.9.



**Figura 3. 10.** Eje [Autor]

Brida. – Es un elemento mecánico compuesto de materiales de alta resistencia y fácil adquisición en el mercado, que cumple la función de conectar el eje de salida del motorreductor con el de entrada del simulador y transmitir el movimiento.



**Figura 3. 11.** Brida [Autor].

### Sistema eléctrico

Está formado por



contactores y

pulsadores (figura 3.11) estos cumplen la función de accionar el giro del motor para que produzca el movimiento del simulador.

**Figura 3. 12.** Sistema Eléctrico [23].

### **3.3.2 Cálculos**

El material que se va emplear para el diseño y la construcción del simulador es un acero estructural, debido a que presenta las características necesarias para el diseño propuesto. El simulador de vuelco se fabricará con materiales de fácil adquisición en el país que tengan las siguientes características; alta resistencia, buena ductilidad, fácil soldabilidad con otros materiales y bajo costo.

### **3.3.3 Determinación de cargas**

Para el diseño del simulador de vuelco es necesario calcular cargas estáticas y dinámicas que intervienen en el correcto funcionamiento del mismo. Estas cargas son las siguientes:

- **Masa del automóvil**

Se ha seleccionado el peso del automóvil Fiat, debido que está dentro de la clasificación M1 que se tomó como referencia para el diseño y construcción del simulador de vuelo, en la tabla siguiente se muestra las características del automóvil.

**Tabla 3. 9.** Características del automóvil [17].

<b>Año</b>	<b>Largo</b>	<b>Ancho</b>	<b>Alto</b>	<b>Distancia entre ejes</b>	<b>Peso</b>
------------	--------------	--------------	-------------	-----------------------------	-------------

2013	3640 mm	1597 mm	1522 mm	2375 mm	864 kg
------	---------	---------	---------	---------	--------

$$m_{auto} = 864 \text{ Kg}$$

- **Carga muerta**

Para el diseño se seleccionan distintos perfiles estructurales tomados de catálogos.

$$Cm = \sum(\text{Peso elemento} \times \text{Numero elemento}) \quad \text{Ec. 3-1}$$

$$Cm = 501,59 \text{ Kg}$$

- **Carga viva**

La carga viva está formada por el peso del vehículo a simular el cual va soportar la estructura base que en este caso es de 864 Kg.

$$C = m_{auto} + m_{motor} + m_{s.movil}$$

$$C = 864Kg + 70Kg + 501,59Kg$$

$$C = 1435,59 \text{ Kg}$$

$$Ca = C + (C * 0,1) \quad \text{Ec. 3-2}$$

$$Ca = 1435,59 + (1435,59 * 0,1)$$

$$Ca = 1579 \text{ Kg}$$

Donde:

$Ca = \text{Carga viva}$

$C = \text{Peso de lo que se va a transportar}$

- **Carga de seguridad**

$$C_s = \frac{20Kg}{m^2} * \text{Área de carga del simulador} \quad \text{Ec. 3-3}$$

$$C_s = \frac{20Kg}{m^2} * 4m^2$$

$$C_s = 80 Kg$$

- **Carga por vibraciones**

$$C_v = C_a + C_s + C_f \quad \text{Ec. 3-4}$$

$$C_v = 1579 + 80$$

$$C_v = 1659 Kg$$

Donde:

$C_v$  = Carga por vibraciones

- **Carga de impacto o efecto dinámico**

$$C_i = C_a + (C_a * 0,3) \quad \text{Ec. 3-5}$$

$$C_i = 1579 + (1579 * 0,3)$$

$$C_i = 2052,70 Kg$$

- **Carga de diseño**

Constituye la carga con la cual se genera el diseño del simulador de vuelco.

$$C_d = C_m + C_v + C_i \quad \text{Ec. 3-7}$$

$$C_d = 501,59 + 1659 + 2052,70$$

$$Cd = 4243,29 \text{ Kg}$$

- **Resistencia a la rodadura**

La resistencia a la rodadura es la forma en la que el neumático interactúa con el suelo, para un cálculo aproximado, se puede iniciar asumiendo que el neumático es rígido y el suelo es liso.

$$Rc = \frac{w^2}{5,7 * c * b * D} \quad \text{Ec. 3-8}$$

*Suelo arcilloso con 25% humedad*

$$b = 0,185 \text{ m}$$

$$D = 0,33 \text{ m}$$

$$W = \frac{Cd}{4}$$

$$W = \frac{41630 \text{ N}}{4}$$

$$W = 10407,50 \text{ N}$$

**$Rc = 4514,54 \text{ N}$**  Este valor se obtiene reemplazando en la Ec. 3-8

$$R_{ctotal} = Rc * \#Neumáticos \quad \text{Ec. 3-9}$$

$$R_{ctotal} = (4514,54)(4)$$

$$R_{ctotal} = 18058,15 \text{ N}$$

*Donde*

*$Rc$  = resistencia a la rodadura*

*$c$  = constante de resistencia al terreno*

$b =$  ancho del neumático

$D =$  diametro del neumático

$W =$  Peso total que soporta cada neumático

- **Fuerza de tiro**

Se asume que el simulador de vuelco sube una pendiente de  $40^\circ$ , este valor es promedio de las vías existentes en el Ecuador.

$$Ft = Cm * \text{sen}(\beta) + Rc_{total} \quad \text{Ec. 3-10}$$

$$Ft = 501,59 \text{ Kg} * \text{sen}(40) + 18058,15$$

$$Ft = 18380,56 \text{ N}$$

Donde:

$Cm =$  carga muerta

$\beta =$  angulo de inclinacion del simulador con respecto al suelo

$Rc =$  resistencia a la rodadura

### 3.3.4 Diseño de la Estructura base.

Para el diseño de la estructura se toma en cuenta la distribución adecuada del peso de un automóvil, para obtener un correcto análisis de fuerzas en los elementos y no sufran desperfectos de ningún tipo.

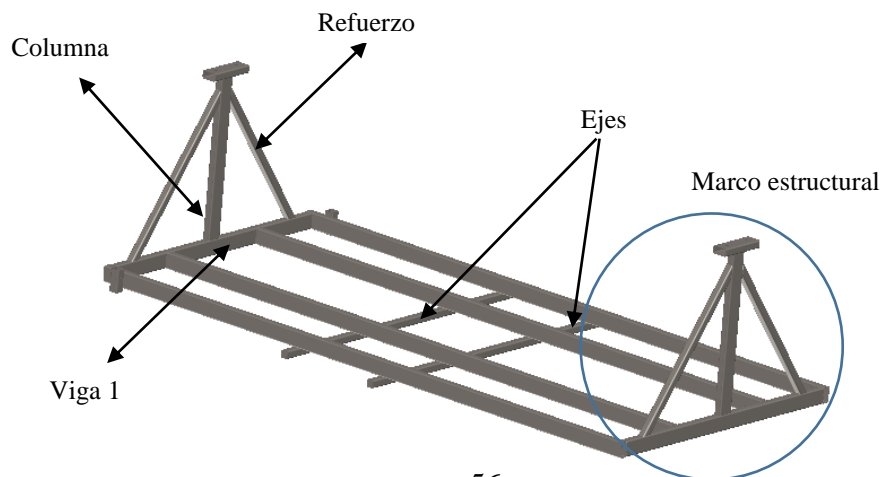


Figura 3. 13. Elementos de la estructura base [Autor].



### Calculo de las fuerzas del marco estructural

El peso que va soportar el marco estructural es la suma del peso del automóvil más el peso del soporte móvil. Para el cálculo de las fuerzas y reacciones se utiliza el método de nodos que se aplica en el análisis de armaduras.

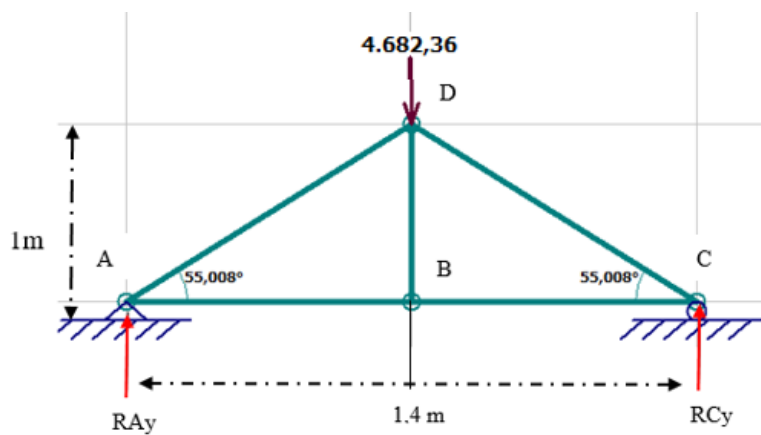


Figura 3. 14. Distribución de fuerzas [Autor].

#### **Consideraciones:**

- Peso del Automóvil = 864 Kg
- Se asume el peso del soporte giratorio= 90,61 Kg
- La fuerza que se va a aplicar en el marco estructural se divide para dos debido que existen dos marcos estructurales de las mismas dimensiones.

$$F = 864Kg + 90,61 Kg$$

$$F = 954,61 Kg$$

$$F = (954,61)(9,81 m/s^2)$$

$$F = 9364,72 N$$

$$F = \frac{9364,72 \text{ N}}{2} \text{ (Por tener 2 marcos estructurales)}$$

$$F = 4682,36 \text{ N}$$

$$\theta = 55,008^\circ$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-4682,36 * 0,7 + R_{Cy} * 1,4 = 0$$

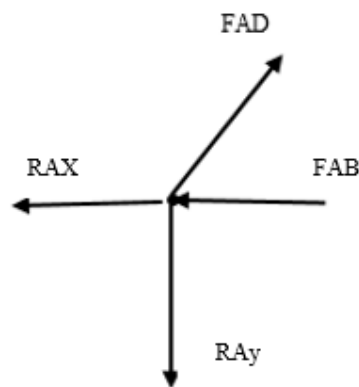
$$R_{Cy} = 2341,18 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{Ay} - 4682,36 + 2341,18 = 0$$

$$R_{Ay} = -2341,18 \text{ N}$$

Nodo A



**Figura 3. 15.** Diagrama de cuerpo libre [Autor].

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-R_{Ay} + FAD * \text{sen}(55,008) = 0$$

$$2341,18 + FAD * \text{sen}(55,008) = 0$$

$$FAD = -2857,77 \text{ N (C)}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$-FAB + (-2857,77) * \cos(55,008) = 0$$

$$FAB = 3277,65 \text{ N (T)}$$

Nodo B

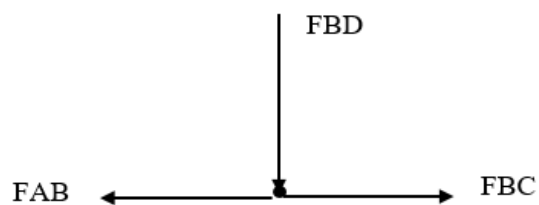


Figura 3. 16. Diagrama de cuerpo libre [Autor].

$$\Sigma F_y = 0$$

$$FBD = 0$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$FBC - 3277,65 = 0$$

$$FBC = 1638,82 \text{ N (T)}$$

### Diseño de la viga 1

Para el análisis se utiliza el software Mdsolid 4.0, este análisis establece el momento flector máximo al que está sometido el elemento estructural.

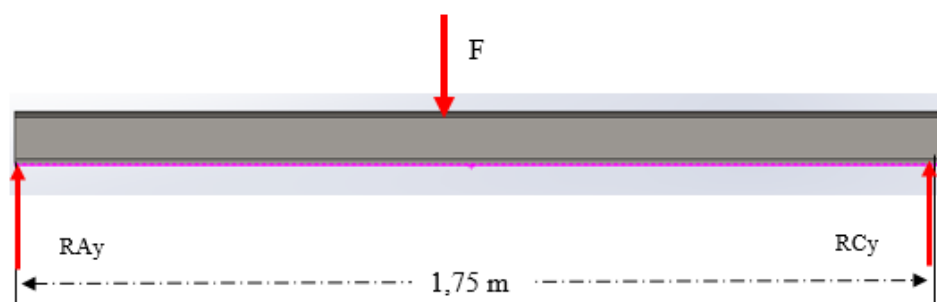


Figura 3. 17. Diagrama de cuerpo libre [Autor].

**Consideraciones:**

- La fuerza que se aplica es la suma del peso del automóvil y el soporte móvil que actúa verticalmente sobre la viga 1.
- La fuerza aplicada se divide para dos porque existen dos vigas 1 con las mismas dimensiones y soportan el mismo peso.
- Se asume un material acero ASTM A-36.
- Se asume un perfil: Tubo rectangular

$$F = \frac{9364,72 \text{ N}}{2} \text{ ( Por tener 2 vigas 1 )}$$

$$F = 4682,36 \text{ N ( Fuerza aplicada)}$$

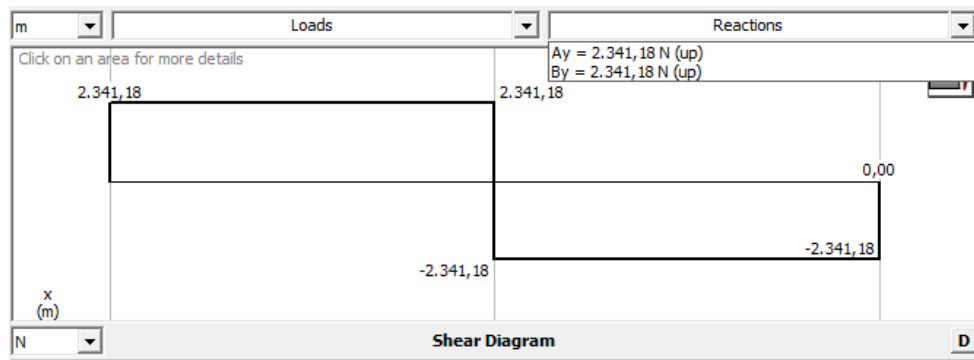
$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{Ay} - 4682,36 + R_{Cy} = 0$$

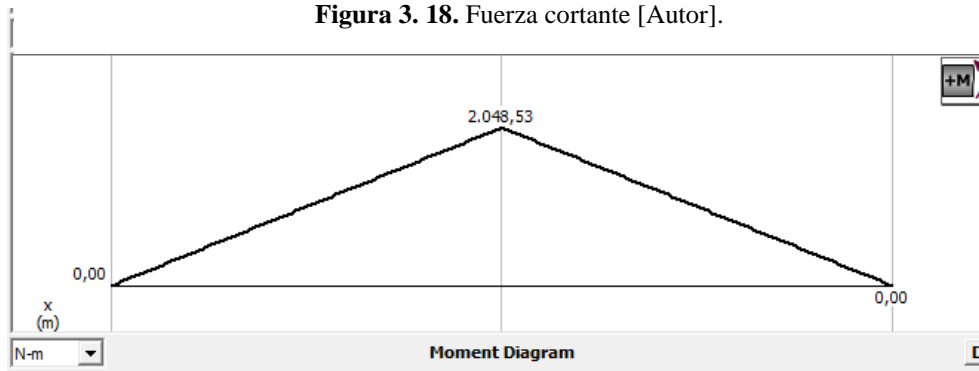
$$\Sigma M_A = 0$$

$$-4682,36 (0,875) + R_{Cy}(1,75) = 0$$

$$R_{Cy} = R_{Ay} = 2341,18 \text{ N}$$



**Figura 3. 18.** Fuerza cortante [Autor].



**Figura 3. 19.** Diagrama de cuerpo libre [Autor].

Se toma en cuenta el análisis anterior se obtiene un momento flector máximo de 2048,53 Nm, con este dato se procesa a realizar el siguiente análisis.

Teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S} \quad (\text{Esfuerzo a flexion}) \quad \text{Ec. 3-11}$$

$$\sigma_{max} = \frac{S_y}{n} \quad (\text{Esfuerzo de Von Misses}) \quad \text{Ec. 3-12}$$

El material que se asume es un acero A-36 con las propiedades que se muestran en la tabla 3.10 y para este caso se asume el factor de seguridad de 2 por ser un análisis estático.

**Tabla 3. 10.** Propiedades del acero A-36 [16].

Acero	Límite de fluencia (MPa)	Resistencia a la tracción (MPa)	Módulo de elasticidad E(GPa)
ASTM A-36	250	400-550	200

$$\sigma_{max} = 125 \text{ MPa}$$

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_{max}} \quad \text{Ec. 3-13}$$

$$S = \frac{2048,53 \text{ Nm}}{125 \text{ MPa}}$$

$$S = 1,64 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$S = 16,4 \text{ cm}^3$$

Utilizando el catálogo de DIPAC (Anexo A-1) se puede seleccionar el perfil con un valor mayor o aproximado al valor calculado, como se muestra en la tabla 3.11.

Tabla 3. 11. Perfil rectangular [21].

DIMENSIONES			ÁREA		EJES X-X	
A (mm)	B (mm)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)	Área (cm <sup>2</sup> )	I (cm <sup>4</sup> )	W (cm <sup>3</sup> )
50	100	3	6,71	8,41	106,34	21,27

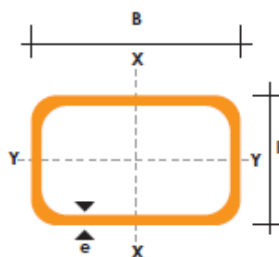


Figura 3. 20. Sección del perfil [21].

$$\sigma_{max} = \frac{2048,53 \text{ Nm}}{2,13 \times 10^{-5} \text{ m}^3}$$

$$\sigma_{max} = 96,18 \text{ MPa ( Esfuerzo maximo )}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{max}} \quad \text{Ec. 3-14}$$

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{96,18 \text{ MPa}}$$

$$n = 2,6 \text{ ( Factor de seguridad)}$$

Esto indica que el perfil con las dimensiones A=50 mm, B=100 mm, e=3 mm, y con un módulo de sección de 21,27 cm<sup>3</sup> es adecuado para soportar las cargas aplicadas en las en las dos vigas 1 y garantiza el diseño.

### Diseño de los refuerzos

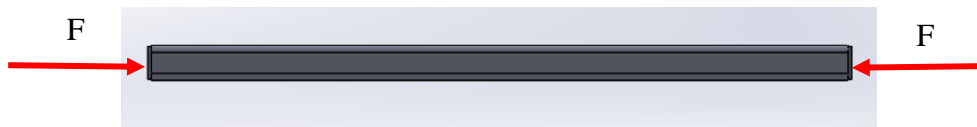


Figura 3. 21. Diagrama de cuerpo libre [Autor].

### Consideraciones

- Los refuerzos soportan una carga a compresión FDC= F= 2857,77 N valor obtenido del análisis del marco estructural como se muestra en la figura 3.16.
- Se asume un material acero ASTM A-36, Sy = 250 MPa.
- Se asume un perfil: Tubo cuadrado 50x50x3 mm.
- La longitud L = 1,04 m

Del catálogo de DIPAC se obtiene el valor del área transversal como se indica en la tabla 3.11.

$$\sigma_{max} = 5,09 \text{ MPa}$$

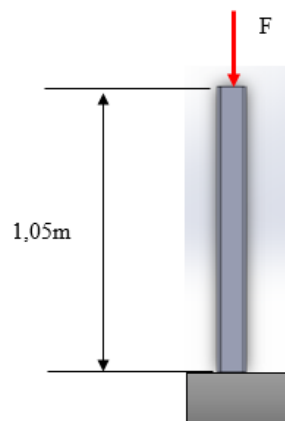
El factor de seguridad se calcula con la Ec. 3-14.

$$n = 49$$

### Diseño de la columna

#### Consideraciones

- Las columnas soportan una carga a compresión  $F = 4682,36 \text{ N}$ , debido a que son dos columnas, el valor fue obtenido del análisis del marco estructural como se muestra en la figura 3.14.
- Se asume un material acero ASTM A-36,  $S_y = 250 \text{ MPa}$ .
- Se asume un perfil: Tubo rectangular  $100 \times 50 \times 3 \text{ mm}$ .
- La longitud  $L = 1,05 \text{ m}$



**Figura 3. 22.** Diagrama de cuerpo libre [Autor].

Se determina el factor de fijación de los extremos,  $K$ , comparando la forma de conectar la columna a sus apoyos con la información del Anexo

$$K = 2 \text{ (Anexo)}$$

Se calcula la longitud efectiva con siguiente ecuación:

$$L_e = KL \qquad \text{Ec. 3-15}$$



$$L_e = 2 * 1,05m$$

$$L_e = 2,1 m$$

Posteriormente se calcula el valor mínimo del radio de giro de la sección transversal con la Ec. 3-16.

$$r_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} \quad \text{Ec. 3-16}$$

El módulo de inercia y el valor de la sección transversal se toma del catálogo de DIPAC como se muestra en la tabla 3.11.

$$r_{min} = \sqrt{\frac{3,60x10^{-7}}{8,41x10^{-4}}}$$

$$r_{min} = 0,0003 m$$

Se determina el valor de relación de esbeltez máxima con la Ec. 3-17.

$$SR_{max} = \frac{L_e}{r_{min}} \quad \text{Ec. 3-17}$$

$$SR_{max} = \frac{2,1 m}{0,0003 m}$$

$$SR_{max} = 7000$$

Con el módulo de elasticidad, E, y la resistencia a la cedencia, Sy, que se muestran en la tabla 3.10. Se aplica la Ec. 3-18.

$$C_C = \sqrt{\frac{2*\pi^2*E}{S_y}} \quad \text{Ec. 3-18}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 200x10^9}{250x10^6}}$$

$$C_c = 125,66$$

Si el valor de  $SR > C_c$  la columna es larga y se usa la fórmula de Euler para calcular la carga de pandeo crítica.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * A}{(SR)^2} \quad \text{Ec. 3-19}$$

Si el valor de  $SR < C_c$  la columna es corta y se usa la formula Johnson para calcular la carga de pandeo crítica.

$$P_{cr} = A * S_y \left[ 1 - \frac{S_y(SR)^2}{4 * \pi^2 * E} \right] \quad \text{Ec. 3-20}$$

$$7000 > 125,66 \text{ (La columna es larga)}$$

Se utiliza la Ec.3.19.

$$P_{cr} = 33,87 \text{ N}$$

Para el cálculo de la carga permisible se asume un factor de diseño de 3, y se aplica la Ec. 3-21.

$$P_a = \frac{P_{cr}}{n} \quad \text{Ec. 3-21}$$

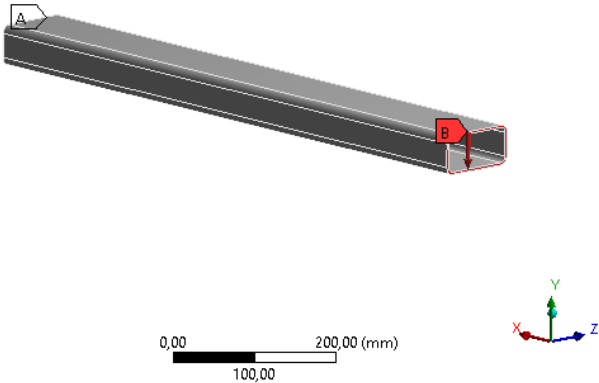
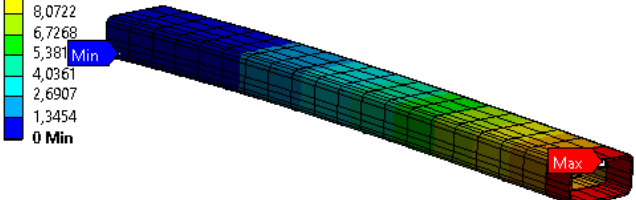
$$P_a = \frac{33,87 \text{ N}}{3}$$

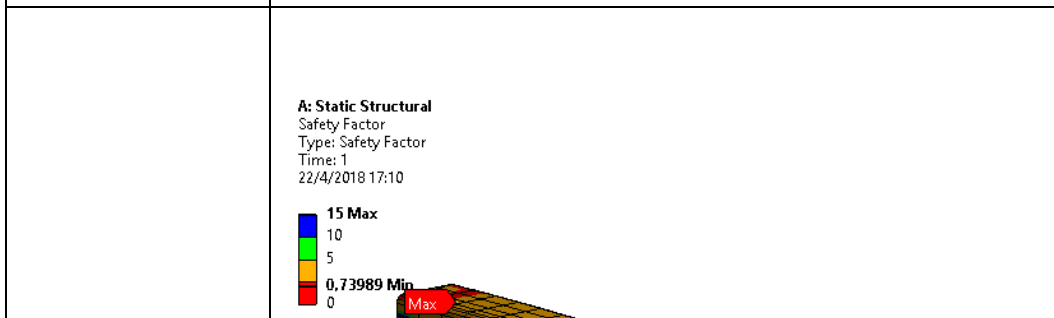
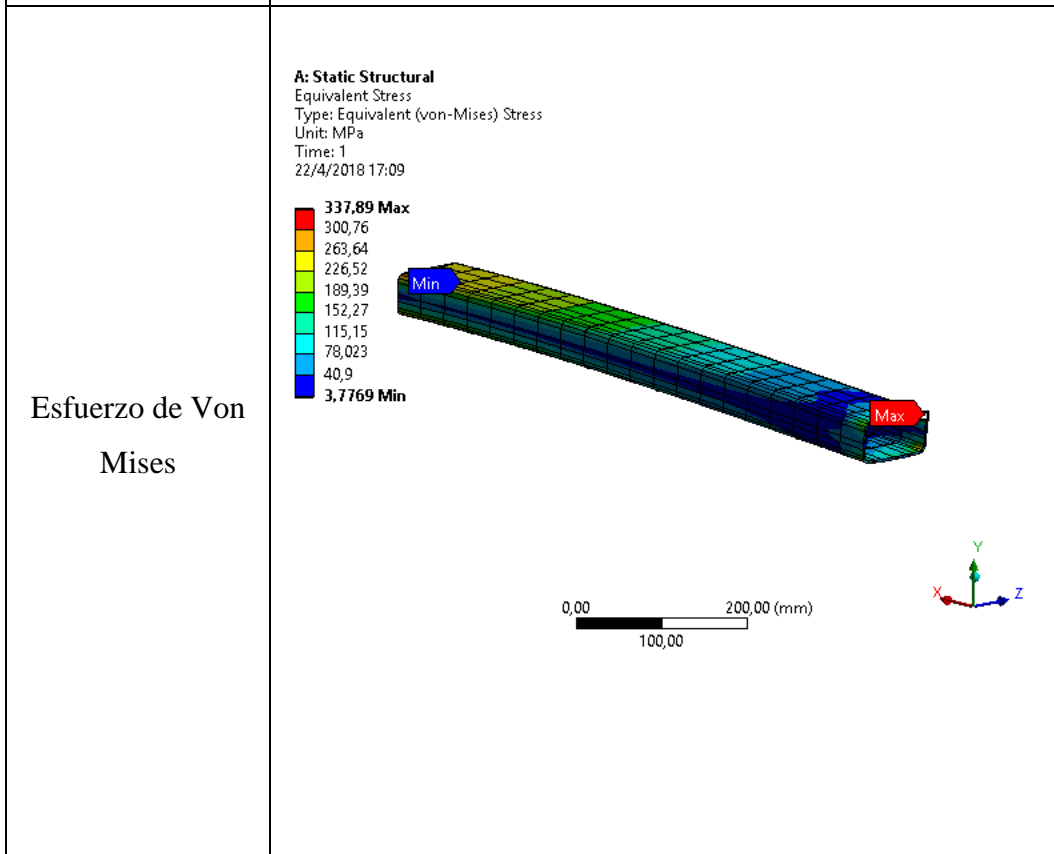
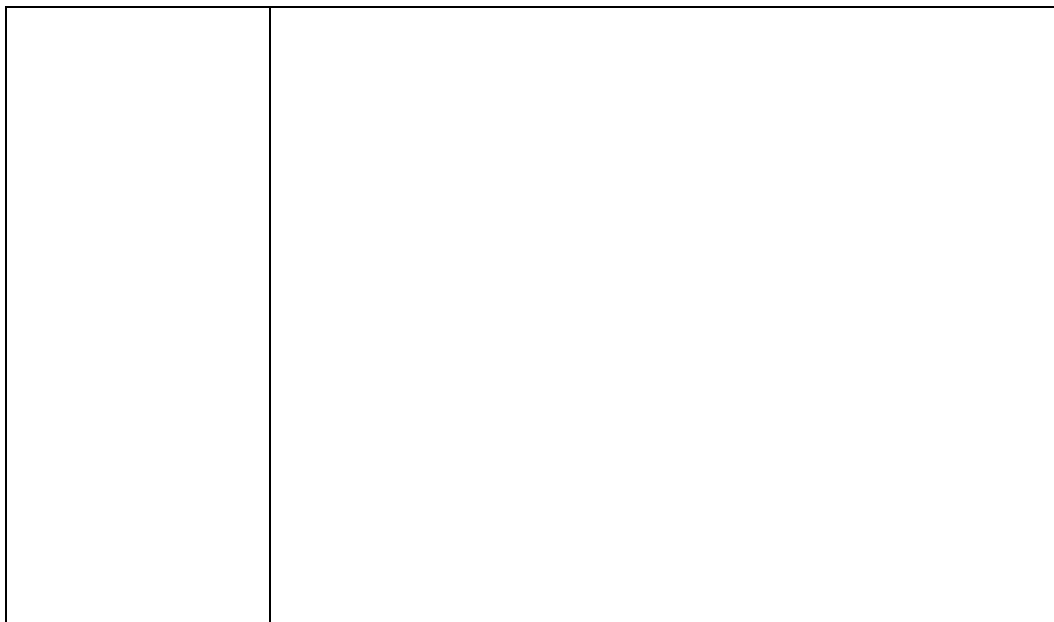
$$P_a = 11,29 \text{ N}$$

### Simulación de la columna a flexión

En la siguiente tabla se muestra un análisis por elementos finitos del cálculo del esfuerzo de Von mises, el factor de seguridad y se calcula la deformación máxima que sufre la columna cuando el soporte giratorio está en  $90^\circ$ , aplicando una carga de  $F= 4682,36$ , el análisis se realiza debido que la columna en el momento que el soporte giratorio está en una posición de  $180^\circ$  se encuentra en compresión, pero con el giro a  $90^\circ$  el estado de la columna cambia a una viga que está sometida a flexión.

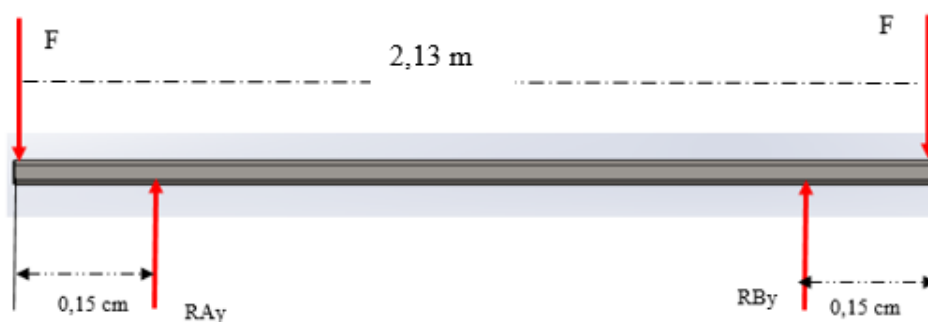
**Tabla 3. 12.** Simulación de columna a flexión [Autor].

Descripción	Gráfico
Condiciones de carga	<p><b>A: Static Structural</b>            Static Structural            Time: 1, s            22/4/2018 16:59</p> <p><b>A</b> Fixed Support  <b>B</b> Force: 4682,4 N</p> 
Deformación total	<p><b>A: Static Structural</b>            Total Deformation            Type: Total Deformation            Unit: mm            Time: 1            22/4/2018 17:09</p> <p><b>12,108 Max</b>            10,763            9,4175            8,0722            6,7268            5,381 Min            4,0361            2,6907            1,3454            0 Min</p> 



Factor de seguridad	
---------------------	--

**Diseño de los ejes**



**Figura 3. 23.** Diagrama de cuerpo libre [Autor].

**Consideraciones**

- En la distribución de fuerzas de los ejes la carga aplicada es la de diseño  $Cd = 41630 \text{ N}$ , que va estar dividida para los cuatro puntos de soporte.
- Se asume un material acero ASTM A-36.
- Se asume un perfil: Tubo cuadrado.
- La longitud= 2,13 m

$$F = \frac{Cd}{4} \text{ (Se divide para 4 por el numero de neumaticos )}$$

$$F = 10357,5 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 20715 - R_{By}$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$(10357,5)(0,15) + R_{By}(1,83) - (10357,5)(1,98) = 0$$

$$R_{By} = R_{Ay} = 10357,5 N$$

Mediante el software de análisis estructural MDsolids se determina el diagrama de fuerza cortante y momento flector de la viga.

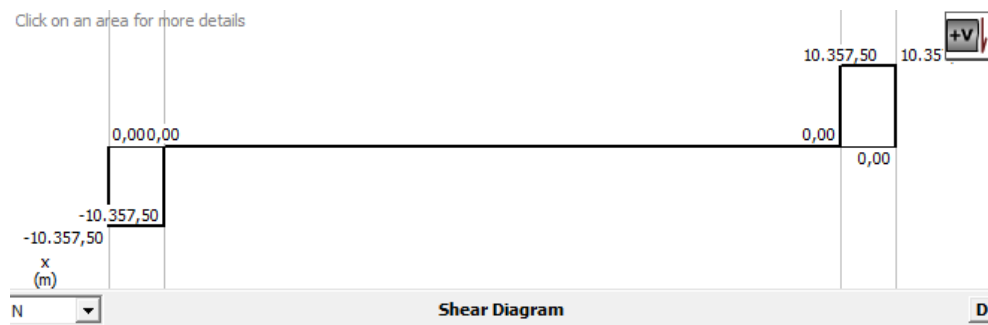


Figura 3. 24. Fuerza cortante [Autor].

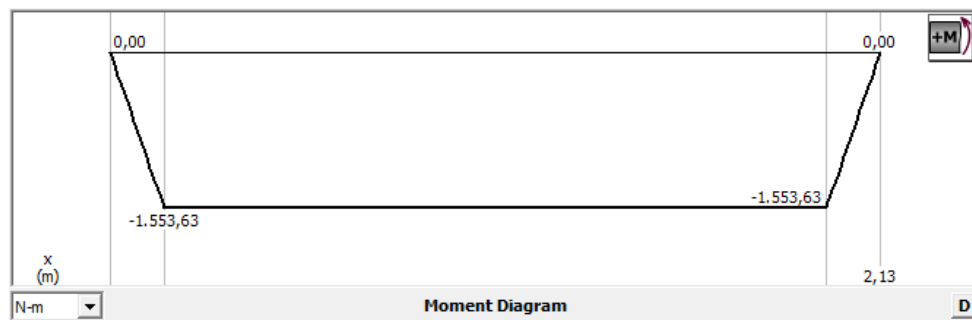


Figura 3. 25. Momento flector [Autor].

Se toma en cuenta el análisis anterior se obtiene un momento flector máximo de 1553,63 Nm, con este dato se procesa a realizar el siguiente análisis.

Las propiedades mecánicas del acero A-36 se muestran en la tabla 3.10 y para este caso se asume el factor de seguridad de 2 por ser un análisis estático. Utilizando la Ec. 3-12 se calcula:

$$\sigma_{max} = 125 \text{ MPa}$$

Con la Ec. 3-13 se calcula el módulo de sección del perfil estructural con respecto eje x.

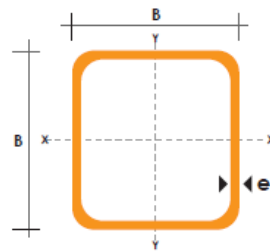
$$S = 1,24 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$S = 12,4 \text{ cm}^3$$

Mediante el catálogo de DIPAC (Anexo A-2) se puede seleccionar el perfil con un valor mayor o aproximado al valor calculado, como se muestra en la tabla 3.11.

**Tabla 3. 13.** Perfil cuadrado [21].

DIMENSIONES		ÁREA		EJES X-X	
B (mm)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)	Área (cm <sup>2</sup> )	I (cm <sup>4</sup> )	W (cm <sup>3</sup> )
75	2	4,52	5,74	50,47	13,46



**Figura 3. 26.** Sección del perfil [21].

Utilizando la Ec. 3-11 se calcula el esfuerzo por flexión

$$\sigma_{max} = 115,08 \text{ MPa}$$

Para determinar el factor de seguridad se aplica la Ec. 3-14.

$$n = 2,17$$

El valor del factor de seguridad es correcto esto quiere decir que el diseño de los ejes del simulador de vuelco se lo puede hacer con el perfil cuadrado de dimensiones  $B=75\text{ mm}$ ,  $e=2\text{ mm}$  y un módulo de sección de  $13,46\text{cm}^3$ .

### 3.3.5 Diseño del Soporte giratorio

El soporte giratorio es la parte más importante del simulador porque en ella está ubicado el automóvil y el cual lo hace girar  $360^\circ$ , esta estructura está formada por los elementos que se muestran en la figura 3.6 se componen de diferentes perfiles estructurales disponibles en el país.

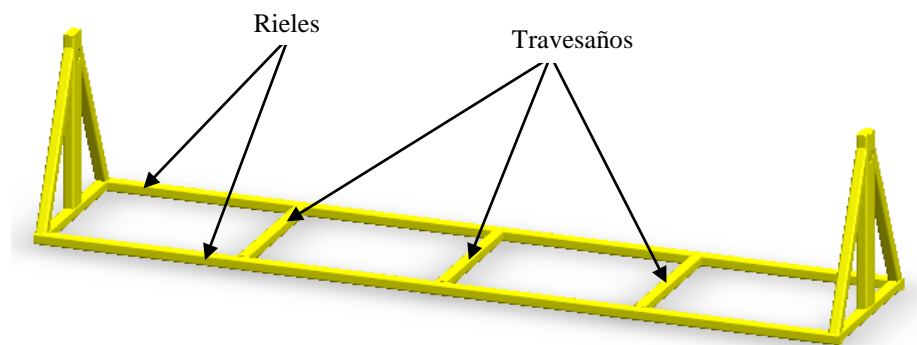
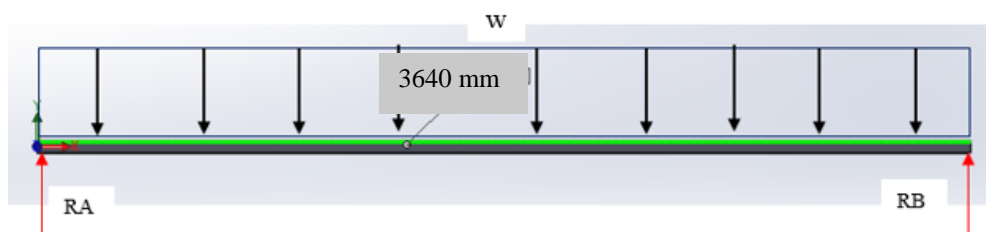


Figura 3. 27. Elementos del soporte giratorio [Autor].

### Diseño del riel con ángulo de $0^\circ$

#### Consideraciones

- El riel soporta una carga distribuida que es el peso automóvil:  $w = 864\text{ Kg/m}$ , esta carga se divide para dos por el número de rieles que componen el soporte giratorio.
- Se asume un material acero A-36.
- Una longitud  $L= 3,64\text{ m}$
- Se asume un perfil estructural cuadrado.





**Figura 3. 28.** Diagrama de cuerpo libre [Autor].

$$F = 8475,84 \text{ N}$$

$F1 = \frac{F}{2}$  se divide para 2 por ser dos rieles móviles

$$F1 = 4237,92 \text{ N}$$

$$\Sigma Fy = 0$$

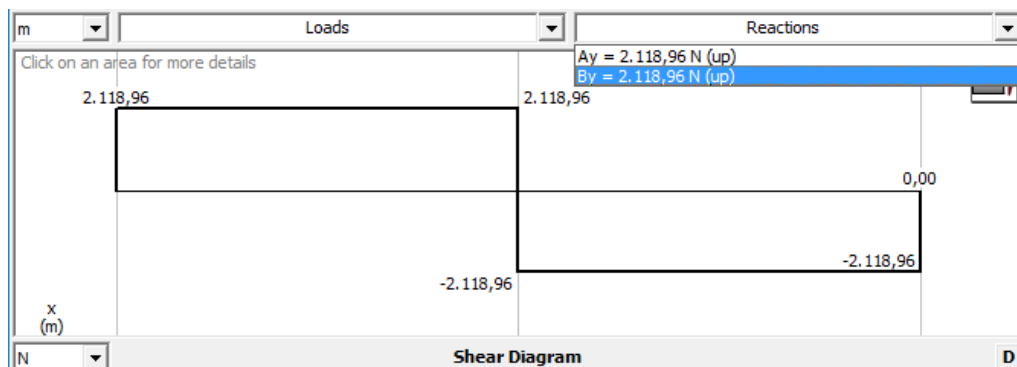
$$RA - 4237,92 + RB = 0$$

$$\Sigma MA = 0$$

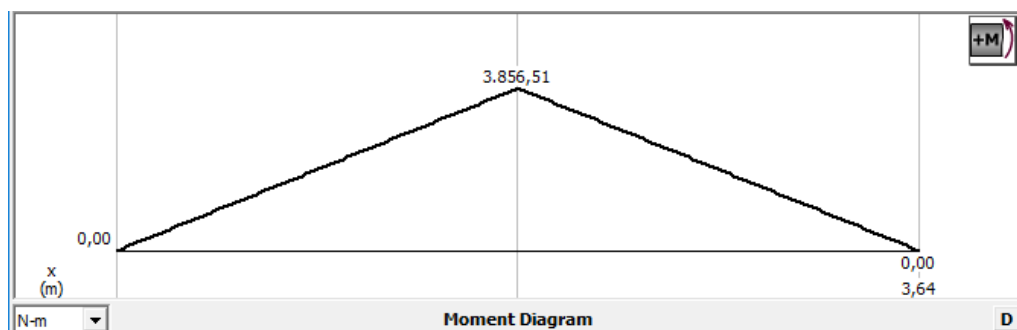
$$4237,92(1,82) + RB(3,64) = 0$$

$$RB = RA = 2118,96 \text{ N}$$

Mediante el software de análisis estructural Mdsolid se determina el diagrama de fuerza cortante y momento flector de la viga.



**Figura 3. 29.** Fuerza cortante [Autor].



**Figura 3. 30.** Momento flector [Autor].

Utilizando la Ec. 3-12 se calcula esfuerzo de Von misses asumiendo un factor de seguridad de 2, las propiedades mecánicas del acero A-36 se muestran en la tabla 3.10.

$$\sigma_{max} = 125 \text{ MPa}$$

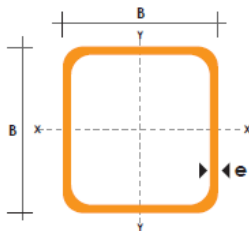
Con la Ec. 3-13 se calcula el módulo de sección del perfil estructural con respecto eje x.

$$S = 3,08 \text{ cm}^3$$

Mediante el catálogo de DIPAC (Anexo A-2) se puede seleccionar el perfil con un valor mayor o aproximado al valor calculado, como las dimensiones que se muestra en la tabla 3.12.

**Tabla 3. 14.** Perfil cuadrado [21].

DIMENSIONES		ÁREA		EJES X-X	
B(mm)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)	Área (cm <sup>2</sup> )	I (cm <sup>4</sup> )	W (cm <sup>3</sup> )
50	3	4,48	5,61	21,20	8,48



**Figura 3. 31.** Sección perfil [Autor].

Utilizando la Ec. 3-11 se calcula el esfuerzo por flexión

$$\sigma_{max} = 129,71MPa$$

Para determinar el factor de seguridad se aplica la Ec. 3-14.

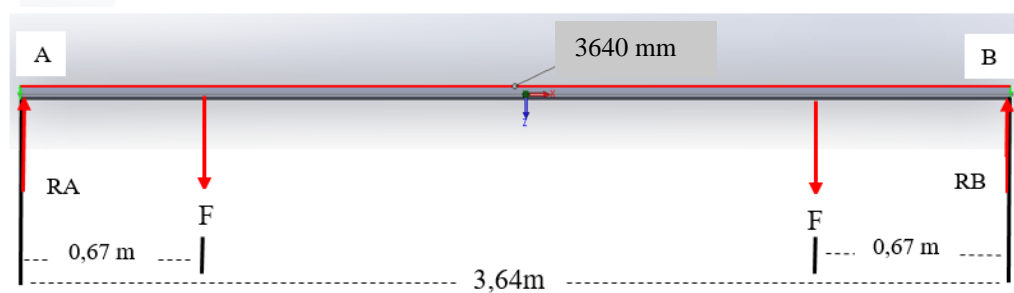
$$n = 1,9$$

El valor del factor de seguridad es correcto esto quiere decir que el diseño del riel que compone el soporte móvil se lo puede hacer con el perfil cuadrado de dimensiones  $B=50\text{ mm}$ ,  $e=3\text{ mm}$  y un módulo de sección de  $8,48\text{ cm}^3$ .

### Diseño del riel con giro de 180°

#### Consideraciones

- El riel soporta cargas puntuales debido a que el peso del automóvil:  $w = 864\text{ Kg/m}$ , se divide para cuatro, por el número de elementos o placas que sujetan la cabina del automóvil, cuando está girando 180°.
- Se asume un material acero A-36.
- Una longitud  $L= 3,64\text{ m}$
- Se asume un perfil estructural cuadrado.



**Figura 3. 32.** Diagrama de cuerpo libre [Autor].

$$w = (864\text{ kg})(9,8\text{ N})$$

$$w = 8475,84\text{ N}$$

$$F = \frac{W}{4} \text{ ( El peso se divide para 4 por el número de soportes )}$$

$$F = 2118,96 \text{ N}$$

$$\Sigma Fy = 0$$

$$RA - 2118,96 - 2118,96 + RB = 0$$

$$\Sigma MA = 0$$

$$-2118,96(0,67) - 2118,96(2,97) + RB(3,64) = 0$$

$$RB = RA = 2118,97 \text{ N}$$

Mediante el software de análisis estructural Mdsolid se determina el diagrama de fuerza cortante y momento flector de la viga.

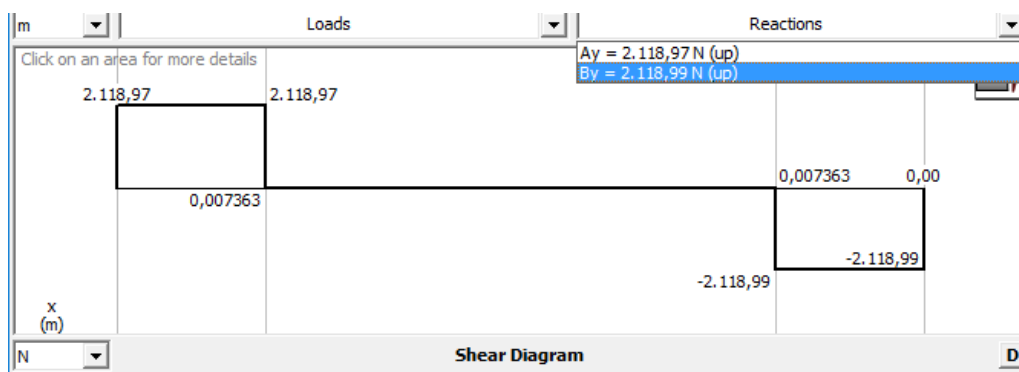


Figura 3. 33. Fuerza cortante [ Autor].

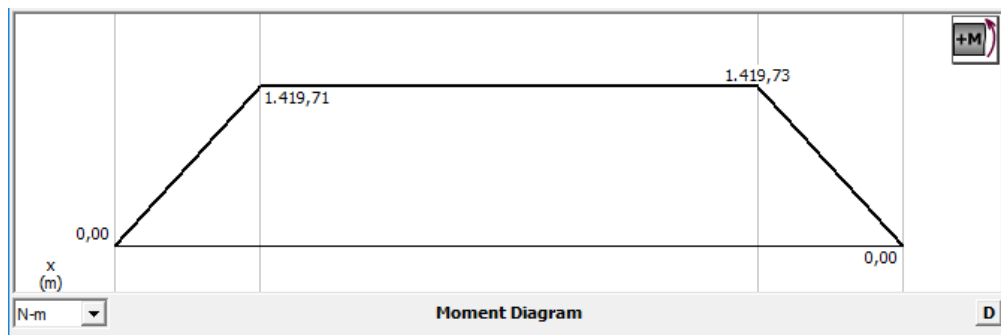


Figura 3. 34. Momento flector [Autor].

Se toma en cuenta el análisis anterior y se obtiene un momento flector máximo de 1419,71 Nm, con este dato se procesa a realizar el siguiente análisis.

Según el material asumido es acero A-36 con una resistencia a la fluencia de 250 MPa como se indica en la tabla 3.10 y para este caso se asume el factor de seguridad de 2 por ser cargas estáticas. Utilizando la Ec. 3-12 se calcula el esfuerzo de Von mises.

$$\sigma_{max} = 125 \text{ MPa}$$

Con la Ec. 3-13 se calcula el módulo de sección del perfil estructural con respecto eje x.

$$S = 1,14 \times 10^{-5} m^3$$

$$S = 11,4 \text{ cm}^3$$

Mediante el catálogo de DIPAC (Anexo A-2) se puede seleccionar el perfil con un valor mayor o aproximado al valor calculado, como las dimensiones que se muestra en la tabla 3.15.

**Tabla 3. 15.** Perfil cuadrado [21].

DIMENSIONES		ÁREA		EJES X-X	
A(mm)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)	Área (cm <sup>2</sup> )	I (cm <sup>4</sup> )	W (cm <sup>3</sup> )
60	3	5,42	6,61	35,06	11,69

Utilizando la Ec. 3-11 se calcula el esfuerzo por flexión

$$\sigma_{max} = 121,44 \text{ MPa}$$

Para determinar el factor de seguridad se aplica la Ec. 3-14.

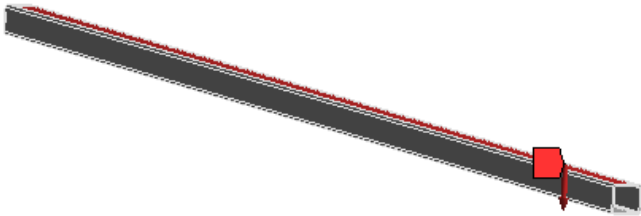
$$n = 2,05$$

El valor del factor de seguridad es correcto esto quiere decir que el diseño del riel que compone el soporte móvil se lo puede hacer con el perfil cuadrado de dimensiones  $B=60\text{ mm}$ ,  $e=3\text{ mm}$  y un módulo de sección de  $11,69\text{ cm}^3$ .

### Simulación del riel

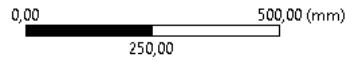
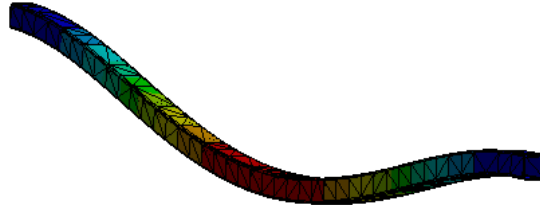
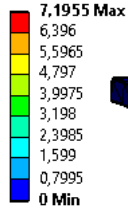
En la siguiente tabla se muestra un análisis por elementos finitos que comprueba el resultado calculado del esfuerzo de Von mises, el factor de seguridad y se calcula la deformación máxima que sufre el riel móvil.

**Tabla 3. 16.** Análisis estático del riel móvil [Autor].

Descripción	Gráfico
Condiciones de carga	<p><b>A: Static Structural</b>            Force            Time: 1, s            18/4/2018 19:11</p> <p>Force: 4237,9 N            Components: 0,-4237,9,-7,3516e-013 N</p> 

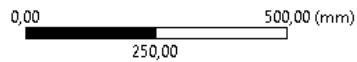
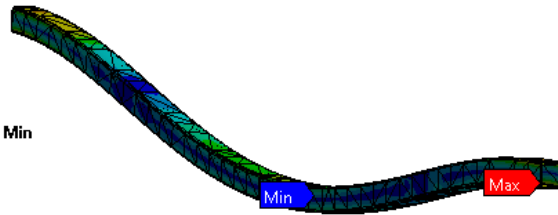
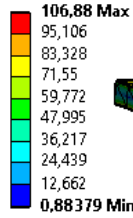
Deformación total

**A: Static Structural**  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1  
18/4/2018 19:17



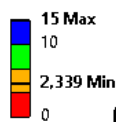
Esfuerzo de Von Mises

**A: Static Structural**  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
18/4/2018 19:22



Factor de

**A: Static Structural**  
Safety Factor  
Type: Safety Factor  
Time: 1  
18/4/2018 19:24



seguridad	
-----------	--

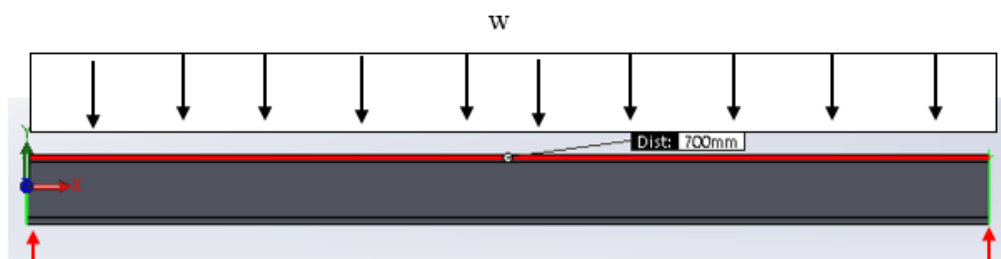
La deformación mayor se encuentra en el centro de la viga con un valor de 7,16 mm lo que no representa un inconveniente y el perfil cumple con las condiciones de trabajo. Este valor se obtuvo mediante el programa de elementos finitos, en la tabla, se visualiza las condiciones iniciales de simulación y sus resultados.

### Diseño de los travesaños

Los travesaños son elementos que están ubicados a lo ancho de la estructura móvil y sirven para proporcionar rigidez, para la realización del cálculo se asumen como vigas empotradas.

### Consideraciones

- Los travesaños soportan una carga distribuida que es el peso automóvil:  $w = 864 \text{ Kg/m}$ , esta carga se divide para tres por el número de travesaños que componen el soporte giratorio.
- Se asume un material acero A-36 ( $S_y = 250 \text{ MPa}$ ).
- Una longitud  $L = 0,70 \text{ m}$
- Se asume un perfil estructural cuadrado.





$$w = \left(864 \frac{Kg}{m}\right)(9,8)$$

$$w = 8475,84 \frac{N}{m} \text{ carga distribuida}$$

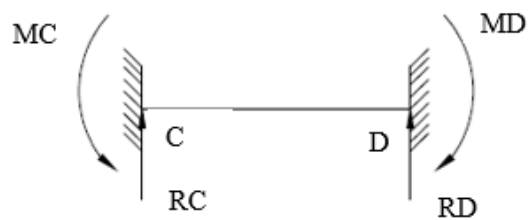
$$F = \left(8475,84 \frac{N}{m}\right)(0,7m)$$

$$F = 5933,09 \text{ N carga puntual}$$

$$F1 = \frac{F}{3}$$

$$F1 = 1977,69 \text{ N}$$

Como es una viga empotrada a sus dos extremos esto genera momentos en C y D.



**Figura 3. 36.** Diagrama del cuerpo libre [Autor].

$$M_C = \frac{wL}{12}$$

$$M_C = \frac{(2825,28 \frac{N}{m})(0,70)}{12}$$

$$M_C = 164,80 \text{ Nm}$$

$$M_C = M_D$$

Se calcula las reacciones en C y D con el siguiente proceso:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_C - 1977,69 + R_D = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-164,80 + 164,80 - 1977,69 \text{ N}(0,35) + R_D(0,70) = 0$$

$$\mathbf{R_D = R_A = 988,84 \text{ N}}$$

Mediante el software de análisis estructural MDSolids se determina el diagrama de fuerza cortante y momento flector de la viga.

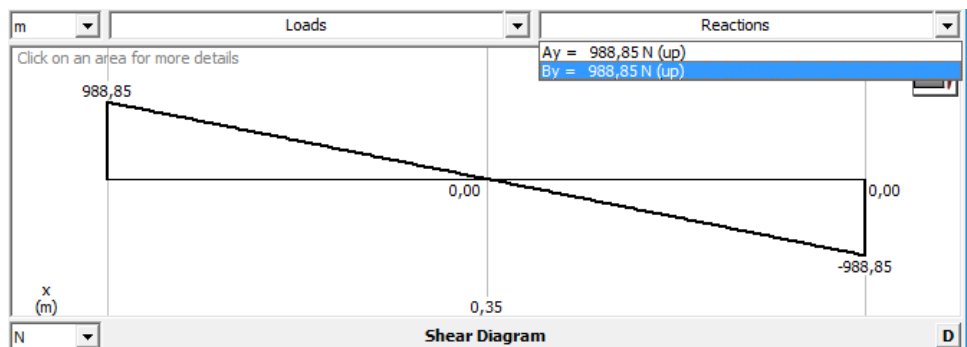


Figura 3. 37. Fuerza cortante [Autor].

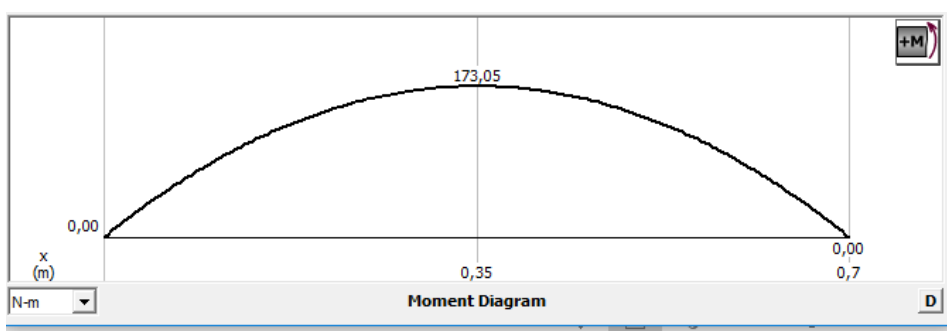


Figura 3. 38. Momento flector [Autor].

Se toma en cuenta el análisis anterior y se obtiene un momento flector máximo de 173,05 Nm, con este dato se procesa a realizar el siguiente análisis.

Utilizando la Ec. 3-12 se calcula esfuerzo de Von misses.

$$\sigma_{max} = 125 \text{ MPa}$$

Con la Ec. 3-13 se calcula el módulo de sección del perfil estructural con respecto eje x.

$$S = 1.38 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$S = 1,38 \text{ cm}^3$$

De el catálogo de DIPAC (Anexo A-1) se puede seleccionar el perfil con un valor mayor o aproximado al valor calculado, es perfil cuadrado con las dimensiones que se muestran en la figura 3.14.

**Tabla 3. 17.** Perfil cuadrado [21].

DIMENSIONES		ÁREA		EJES X-X	
A(mm)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)	Área (cm <sup>2</sup> )	I (cm <sup>4</sup> )	W (cm <sup>3</sup> )
30	2	1,78	2,14	2,71	1,81

Utilizando la Ec. 3-11 se calcula el esfuerzo por flexión.

$$\sigma_{max} = 95,61 \text{ MPa}$$

Para determinar el factor de seguridad se aplica la Ec. 3-14.

$$n = 2,61$$

El valor del factor de seguridad es correcto esto quiere decir que el diseño de los travesaños que compone el soporte móvil se lo puede hacer con el perfil cuadrado de dimensiones  $B=30\text{ mm}$ ,  $e=2\text{ mm}$  y un módulo de sección de  $1,81\text{ cm}^3$ .

### 3.3.6 Sistema de transmisión de potencia

El sistema de transmisión de potencia está compuesto por los elementos que se muestran en la figura 3.39. El eje principal está conectado al eje de salida del motor por medio de una brida la cual transmite el movimiento al soporte giratorio.

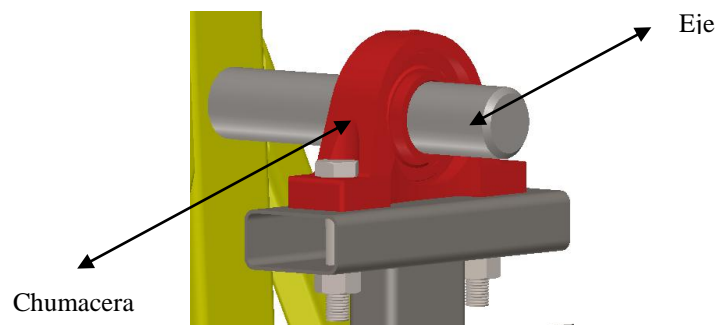
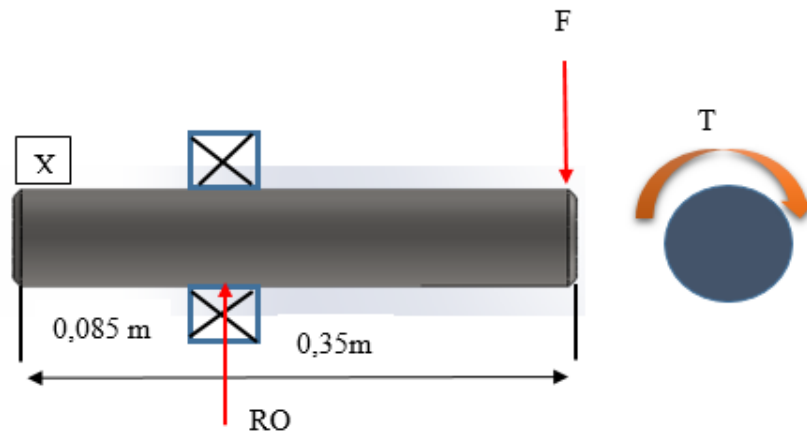


Figura 3. 39. Elementos del sistema de potencia [Autor].

### Diseño del eje

#### Consideraciones

- Se asume que la carga que va soportar el eje es la suma del peso del auto  $w = 864\text{ Kg/m}$ , más el peso del soporte móvil  $= 90,61\text{ Kg/m}$ . Esta carga resultante se dividirá para dos debido a que existe al otro extremo del simulador un eje con más mismas dimensiones y especificaciones.
- En el extremo del eje se genera un par  $T = 6780,67\text{ Nm}$ , debido que afecta la altura de  $0,80\text{ m}$  del soporte móvil.
- Se asume un material acero AISI 1020 con  $S_y = 210\text{ MPa}$  y  $S_{ut} = 380\text{ MPa}$  (Anexo A-4)
- Una longitud  $L = 0,35\text{ m}$
- Se asume un eje macizo de  $65\text{ mm}$  de diámetro.



**Figura 3. 40.** Diagrama del cuerpo libre [Autor].

La fuerza aplicada al eje es radial, esta determinada por el peso del auto y el peso de la estructura giratoria.

$$F = 864 \text{ kg} + 90,61 \text{ kg}$$

$$F = 954,61 \text{ Kg}$$

$$F = 9364,72 \text{ N}$$

$$\frac{F}{2} = 4682,36 \text{ N ( Porque intervienen 2 ejes )}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$RO + RX - 4682,36 = 0$$

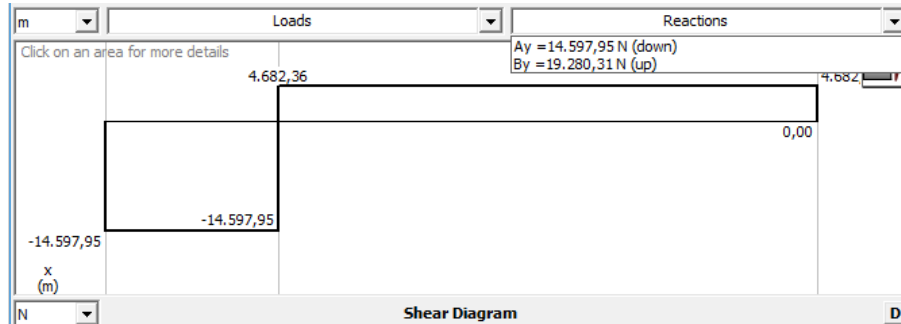
$$\Sigma M_X = 0$$

$$RO(0,085) - (4682,36)(0,35) = 0$$

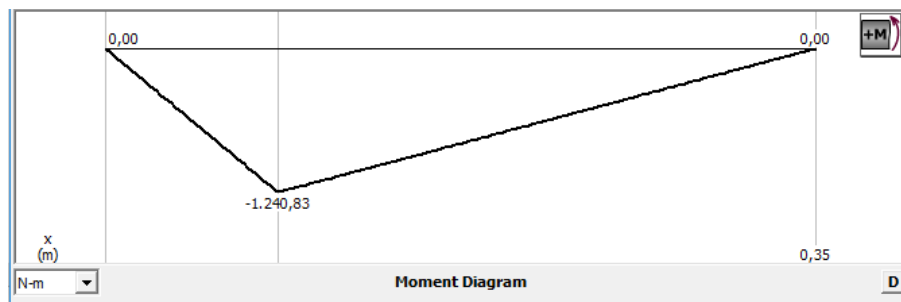
$$RO = 19280,30 \text{ N}$$

$$RX = -14597,94 \text{ N}$$

Mediante el software de análisis estructural Mdsolid se determina el diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje como se muestra en la figura 3.41.



**Figura 3. 41.** Fuerza cortante[Autor].



**Figura 3. 42.** Momento flector [Autor].

Se toma en cuenta el análisis anterior y se obtiene un momento flector máximo de 1240,83 Nm, con este dato se procese a realizar el siguiente análisis.

$$S = \frac{\pi d^3}{32} \text{ (Modulo de resistencia) } \quad \text{Ec. 3-22}$$

$$S = \frac{\pi(0,06)^3}{32}$$

$$S = 2,12 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\sigma_x = \frac{1240,83 \text{ Nm}}{2,12 \times 10^{-5} \text{ m}^3}$$

$$\sigma_x = 58,53 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \text{ (Esfuerzo cortante )} \quad \text{Ec. 3-23}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16(6780,67 \text{ Nm})}{\pi(0,06)^3}$$

$$\tau_{xy} = 159,88 \text{ MPa}$$

Ec. 3-24

$$\sigma_{max} = \frac{(\sigma_x + \sigma_y)}{2} \pm \sqrt{\frac{(\sigma_x + \sigma_y)^2}{2} + \tau_{xy}^2} \text{ (Esfuerzos combinados máximos)}$$

$$\sigma_{max} = 165,15 \text{ MPa}$$

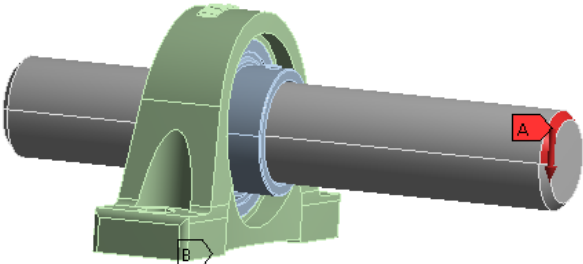
Con la ecuación 3.14 se determina el factor de seguridad.

$$n = 1,27$$

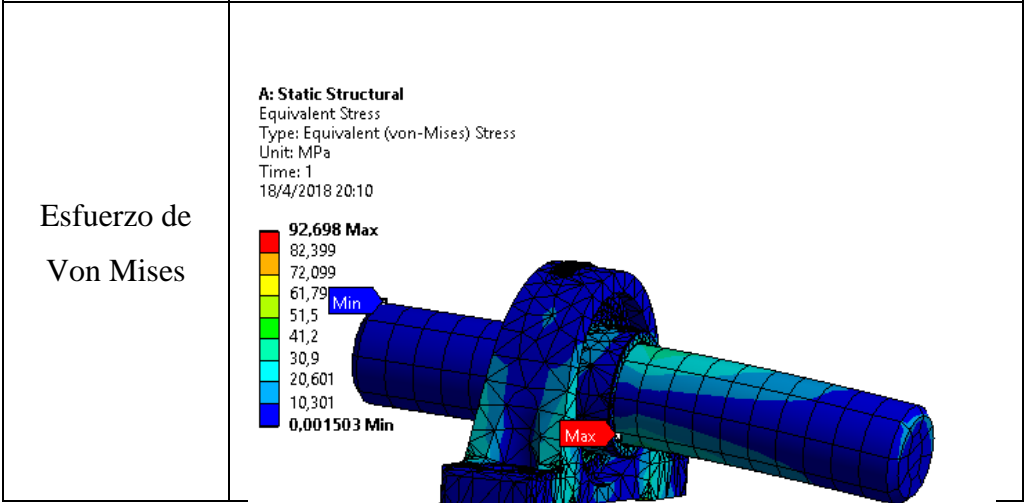
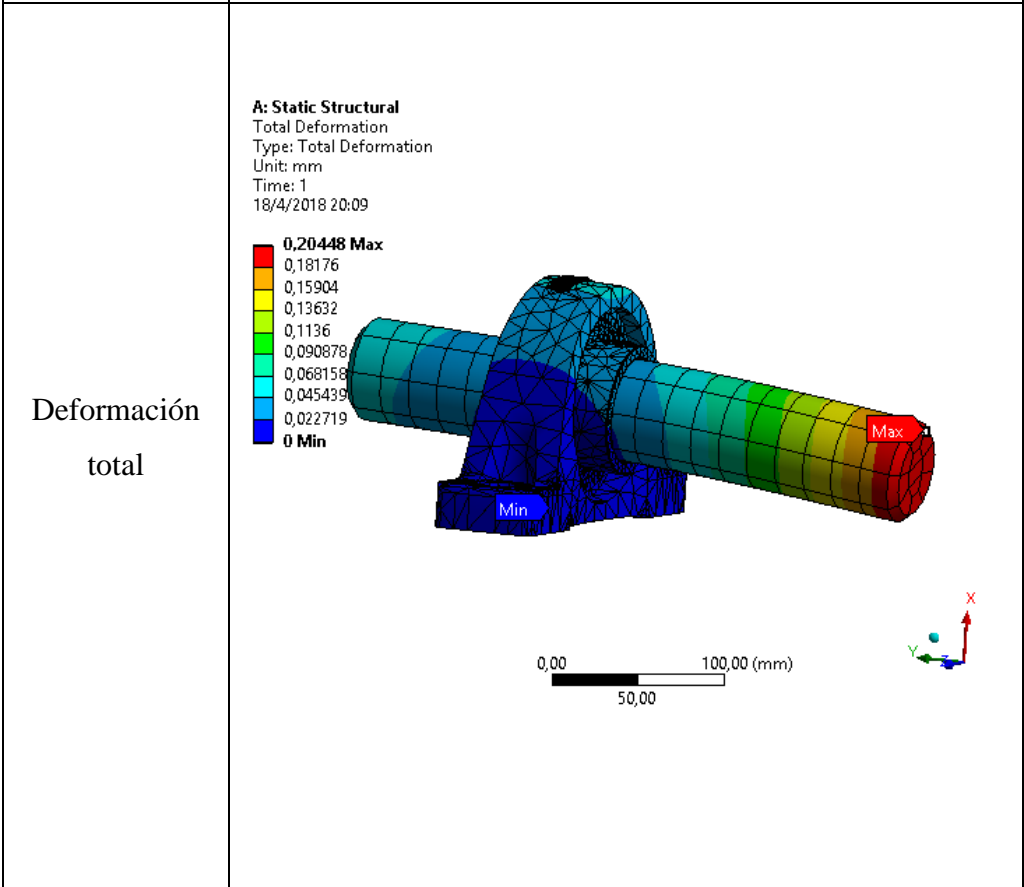
### Simulación de la deformación del eje

En la tabla 3.18 se muestra un análisis por elementos finitos que comprueba el resultado calculado del esfuerzo de Von mises, el factor de seguridad y se calcula la deformación máxima que sufre el eje.

Tabla 3. 18. Simulación del eje principal [Autor].

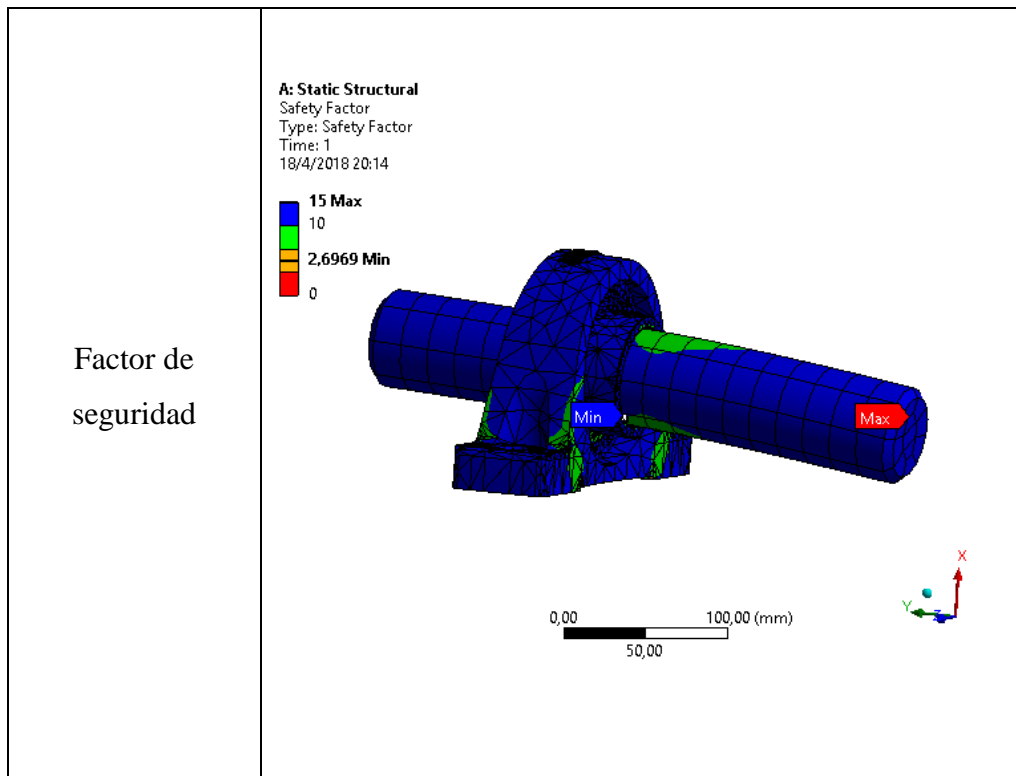
Descripción	Gráfico
<p>Condiciones de carga</p>	<p><b>A: Static Structural</b>            Static Structural            Time: 1, s            18/4/2018 20:07</p> <p><b>A</b> Force: 4682,4 N  <b>B</b> Fixed Support</p> 

--	--





--	--



**Calculo de resistencia a la fatiga**

Nomenclatura:

$ka$ = Factor de modificación de la condición superficial

$kb$ = Factor de modificación del tamaño

$kc$ = Factor de modificación de la carga

$kd$ = Factor de modificación de la temperatura

$ke$ = Factor de confiabilidad

$kf$ = Factor de modificación de efectos varios

$K_f=K_t$ = Factores de concentración del esfuerzo por fatiga

$N$ = Factor de diseño

$d$ = Diámetro del nominal del eje

Límite de fatiga de un elemento mecánico o estructural.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Ec. 3-25.}$$

$$k_a = a S_{ut}^b \quad \text{Ec. 3-26}$$

$$a = 4,51 \quad b = -0,265 \text{ ( Anexo B - 2 )}$$

$$k_a = (4,51)(380 \text{ MPa})^{-0,265}$$

$$k_a = 0,934$$

$$k_b = 0,9 \text{ ( Se asume para la primera iteración )}$$

$$k_c = k_e = 1 \text{ ( Ver Anexo B )}$$

$$k_d = k_f = 1 \text{ ( Ver Shigley, pp 284 - 285 )}$$

$$S'_e = 0,5 S_{ut}$$

$$S'_e = 0,5 * 380 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 190 \text{ MPa}$$

Resolviendo la ecuación anterior

$$S_e = 0,934 * 0,9 * 1 * 1 * 1 * 1 * 190 \text{ MPa}$$

$$S_e = 159,71 \text{ MPa}$$

Se asume los siguientes datos:

$$n = 2 \text{ ( Robert Mott pag. 185)}$$

$$k_f = k_t = 1,7 \text{ flexión ( Shigley, pag. 361)}$$

$$k_{fs} = k_{ts} = 1,5 \text{ torsión ( Shigley, pag. 361)}$$

### **ED – Gerber**

$$\frac{1}{n} = \frac{8A}{\pi d^3 S_e} \left\{ 1 + \left[ 1 + \left( \frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad \text{Ec. 3-27}$$

Donde:

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3 (K_{fs} T_a)^2} \quad \text{Ec. 3-28}$$

$$B = \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3 (K_{fs} T_m)^2} \quad \text{Ec. 3-29}$$

$$M_a = 1240,83 \text{ Nm}$$

$$T_m = 6780,67 \text{ Nm}$$

$$M_m = T_a = 0$$

$$A = \sqrt{4(1,7 * 1240,83 \text{ Nm})^2 + 3 (1,5 * 0)^2}$$

$$A = 4218,82$$

$$B = \sqrt{4(1,7 * 0)^2 + 3 (1,5 * 6780,67 \text{ Nm})^2}$$

$$B = 17616,69$$

$$\frac{1}{n} = \frac{8 * 4218,82}{\pi(0,065)^3(159,71 MPa)} \left\{ 1 + \left[ 1 + \left( \frac{2(17616,69)(159,71 MPa)}{(4218,82)(380 MPa)} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

$$\frac{1}{n} = 1$$

$$n = 1$$

Aplicando el diseño a fatiga se obtiene un factor de seguridad de n=1 el cual garantiza las exigencias de trabajo del eje.

- **Selección del Motorreductor**

Se requiere un motorreductor de ejes paralelos para actuar sobre el eje motriz que hará girar 360° a un automóvil con un peso de 864 Kg. El par sobre el eje motriz debe ser de 6780,67 Nm girando a 3 rpm. Se hace una relación de reducción de 10:1, el cual funcionara 4 horas diarias con 8 arranques por hora, su carga es de tipo media, la temperatura ambiente es de 20 ° y la duración del funcionamiento por hora es de 60%.

**Calculo del torque.** -Con el peso del automóvil que es de 864 kg que va estar aplicada al soporte giratorio y las distancia al eje del motorreductor de 0,80m. Aplicando la ecuación 2.16 se calcula el torque.

$$T = Fxd$$

$$T = (864 kg)(0,80 m)$$

$$T = 691,2 Kg.m$$

**Calculo de la potencia de motorreductor.** -Considerando el peso de 864 kg del automóvil el giro de 360 ° del mismo se van a realizar a una velocidad lenta

tomaremos un valor de velocidad angular de 2 rpm. Entonces utilizando la ecuación 2.17 calculamos la potencia requerida:

$$P = \frac{691,2 \times 2}{716} \text{ (HP)}$$

$$\mathbf{P = 1,93 HP}$$

La velocidad angular en el eje de salida del motorreductor es  $n_2 = (2\text{rpm}) (2) = 4\text{rpm}$  el factor de servicio de acuerdo al trabajo que va realizar el Motorreductor es:

$$f_s = S_1 \times S_2 \quad \text{Ec. 3-34}$$

$$f_s = 1,12 \times 1,06 \text{ ( Anexo D - 1)}$$

$$\mathbf{f_s = 1,19 \text{ Factor de servicio}}$$

En los catálogos de motorreductores (Anexo D-3) se ingresa con los valores de momento y el valor de la velocidad angular, con los que se obtiene un motorreductor F804\_714.9 S3 M3SA4 marca Bonfiglioli con las siguientes especificaciones; potencia de entrada  $P = 2 \text{ Hp}$ , par de salida de 6612 Nm y una velocidad angular  $n = 2 \text{ rpm}$ .

- **Selección de rodamientos**

El rodamiento está sometido bajo cargas radiales y gira a velocidades muy bajas ( $n < 10 \text{ rpm}$ ), para la selección de rodamiento se utiliza la capacidad de carga estática.

Nomenclatura:

$s_o$  = Factor de esfuerzos estáticos

$C_o$  = Capacidad de carga estática [KN]

$P_o$  = Carga estática equivalente [KN]

$X_0, Y_0$  = Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas

Datos:

$$Fr = 19280,30 \text{ N}$$

$$Deje = 60 \text{ mm}$$

$$H = 1,5 \text{ HP (Ver Anexo B1)}$$

$$n = 3 \text{ RPM}$$

$$T = 30 \text{ °C}$$

Cálculos:

Utilizando la ecuación Ec-2.14, se determina la carga estática equivalente.

$$Po = 19280,30 \text{ N}$$

Mediante la ecuación Ec-2.15, calculamos la capacidad de carga estática.

$$fs = 1,5 \text{ (Anexo C - 4)}$$

$$Co = 1,5 * 19280,30 \text{ N}$$

$$\mathbf{Co = 28,920 \text{ KN}}$$

Con relación a la carga estática determinada se selecciona el rodamiento **SKF 6212** (Ver Anexo C-6) con las siguientes características:

$$d = 60 \text{ mm}$$

$$D = 110 \text{ mm}$$

$$C = 36 \text{ KN}$$

- **Selección de chumaceras**

Mediante el cálculo de cargas en los rodamientos, se ha seleccionado 2 chumaceras que son soportes tipo cojinetes de apoyo, con carga radial como se indica en el Anexo C-5. Las chumaceras están formadas por rodamientos rígidos

de bolas. El código del catálogo de las chumaceras seleccionadas es SY 60 TF cuyas dimensiones se especifican en el anexo.

### 3.3.7 Selección de pernos

Las uniones no permanentes que sujetan las chumaceras a la estructura, deben ser verificadas para que el esfuerzo de aplastamiento no provoque una falla de los pernos. Para la fijación de las chumaceras a la estructura se utilizan pernos M20x2,5x120 calidad 4,9 y una arandela de acero de 2mm de espesor debajo de la cabeza de la tuerca.

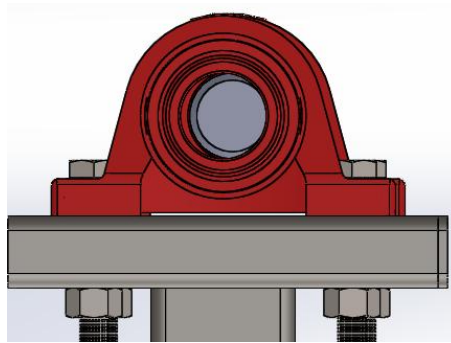


Figura 3. 43. Selección de pernos [Autor].

### Consideraciones

- Se utilizan pernos M20x2,5x120 calidad 4,6 y una arandela de acero de 2mm de espesor debajo de la cabeza de la tuerca.
- El espesor de la chumacera es de 26,5 mm, hecho de fundición con módulo de elasticidad  $E= 172,6$  GPa.
- El espesor del perfil estructural es de 3 mm, hecho de acero A36 con módulo de elasticidad  $E= 207$  GPa.

Datos calculados:

$l = 84,5$  mm agarre efectivo.

$ld = 74$  mm longitud sin rosca.

$L = 120$  mm longitud total.

$d = 20$  mm diámetro del perno.

$dw = 30 \text{ mm}$  diámetro de la arandela.

$Sp = 225 \text{ MPa}$  (Anexo E)

Área de esfuerzo de tensión tabla 8-1.

$At = 245 \text{ mm}^2$  Área de esfuerzo de tensión (Anexo E)

$$Ad = \frac{\pi d^2}{4}$$

$Ad = 314 \text{ mm}^2$  Área de parte sin rosca.

Mediante la ecuación del sujetador se obtiene.

$K_b = 743,59 \text{ MN/m}$  (Rigidez del perno).

Con la ecuación, se calcula la rigidez individual del elemento por separado, para después obtener la rigidez total.

$$k_1 = 6,56 \text{ MN/mm}^2$$

$$k_2 = 204,47 \text{ MN/mm}^2$$

$$k_3 = 72,93 \text{ MN/mm}^2$$

$$k_4 = 39,47 \text{ MN/mm}^2$$

$$k_5 = 32,53 \text{ MN/mm}^2$$

Utilizando la ecuación siguiente, se calcula la rigidez total de elemento.

$$K_m = 4,40 \text{ MN/mm}^2$$

La constante de rigidez se calcula con la ecuación Ec-2.13:



$$C = \frac{Kb}{Kb + km}$$

$$C = 0,144$$

$$F_i = 0,75 F_p$$

$$F_i = 0,75 (2,45 \times 10^{-4} \text{ m}^2)(225 \text{ MPa})$$

$$F_i = 41,34 \text{ KN}$$

La carga máxima que el perno puede soportar se calcula con la siguiente ecuación, para esto se asume un factor de seguridad de 2 por ser carga estática.

$$P = \frac{At * Sp - Fi}{nC}$$

$$P = 47,86 \text{ KN}$$

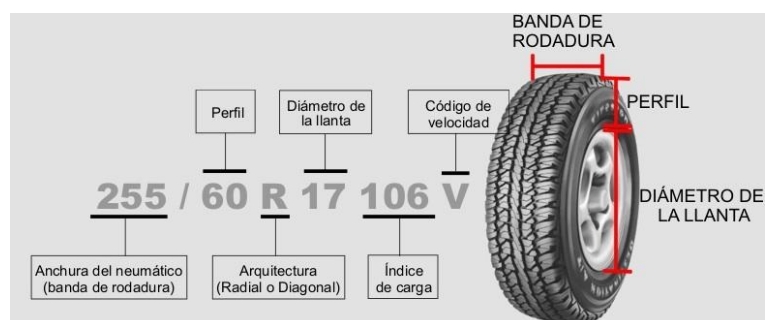
El esfuerzo aplastamiento se lo calcula con la ecuación Ec-2.14:

$$\sigma_b = \frac{C * P + Fi}{At}$$

$$\sigma_b = 196,82 \text{ GPa}$$

### 3.3.8 Selección del neumático

Todos los neumáticos que se distribuyen en el país están identificados con un código o nomenclatura a un costado del mismo, que indican las características de uso de cada neumático y las condiciones que pueden soportar.



**Figura 3. 44.** Dimensiones del neumático [Autor].

Donde:

- El primer número indica el ancho del neumático expresado en milímetros.
- El segundo número es el perfil o serie técnica, también indica la relación entre altura y anchura.
- La primera letra indica el tipo de construcción.
- El tercer número indica el diámetro de la llanta en pulgadas.
- El cuarto número muestra la capacidad de carga.
- La última letra es el código de velocidad máxima.

Para nuestro diseño se dispone de dos juegos de rines con diámetro 13 pulgadas de esta manera es necesario seleccionar los neumáticos adecuado para este rin, ya que deben cumplir los requerimientos de velocidad y carga.

El neumático que se van a seleccionar debe soportar una carga 500 Kg por neumático y también estar en el límite de velocidad de 90 Km/h.

**Tabla 3. 19.** Índice de carga de los neumáticos [22].

Índice de carga	Capacidad de carga
85	515
86	530
87	545
88	560
89	580

90	600
91	615
93	630
94	650

**Tabla 3. 20.** Índice de velocidad de los neumáticos [22].

Índice de velocidad	Límite de velocidad
B	50
C	60
D	65
E	70
F	80
G	90
J	100
K	110
L	120

Con las tablas anteriores y los rines que se encuentran disponibles se selecciona el neumático siguiente:

**Tabla 3. 21.** Neumático seleccionado [Autor].

Ancho de neumático	185
Alto de flanco	60
Radial	R
Diámetro	13
Índice de carga	88
Índice de velocidad	J

**P185/60 R13 88J**

### 3.3.9 Selección de las puntas de eje y manzanas.

En caso de ser transportado el simulador de vuelco se selecciona las puntas de eje posteriores de un automóvil Fiat uno, debido que soportan eficientemente las cargas que genera el diseño. En base a esto las puntas de eje de este automóvil se adaptan a las condiciones de construcción del simulador. Las puntas de eje están soldadas a cada uno de los ejes centrales del simulador de vuelco.

De igual manera se selecciona las manzanas posteriores del Fiat uno para que vayan en función de las puntas de eje y no exista intervención en el movimiento. Los rodamientos se encuentran ubicados dentro de la manzana, los cuales permiten el movimiento de las ruedas del simulador de vuelco.

### **3.3.10 Construcción del simulador de vuelco.**

Una vez terminada la etapa de diseño y selección de los elementos mecánicos que constituyen el simulador, se procede con la construcción y montaje, este proceso se lleva a cabo en un taller mecánico, equipado con las herramientas y máquinas necesarias para la construcción de los componentes mecánicos, como se detalla en el diagrama de proceso de construcción en el anexo G.

### **3.3.11 Requerimientos para la construcción**

En el proceso de construcción de los componentes que fueron diseñados intervienen distintos tipos de máquinas, herramientas, instrumentos de medición y de seguridad, y materia prima, los cuales se detallan a continuación:

#### **a. Máquinas y equipos**

- Amoladora
- Esmeril
- Equipo de pintura
- Taladro de mano.
- Torno
- Soldadora

#### **b. Herramientas**

- Hojas de sierra
- Juego de limas
- Martillo
- Disco de corte
- Disco de pulir

- Brocas

**c. Instrumentos de medición**

- Flexómetro
- Escuadra
- Calibrador pie de rey

**d. Equipos de protección**

- Gafas
- Mandil
- Mascara para soldar
- Protectores auditivos

**e. Materia prima**

- Tubo estructural rectangular 100x50x3 mm ASTM A-36.
- Tubo estructural cuadrado 50x50x3 mm ASTM A-36.
- Tubo estructural cuadrado de 60x60x3 mm ASTM-36.
- Ejes AISI 1020 de 65 mm de diámetro.
- Electrodo E-6011.

**f. Elementos normalizados**

- Chumaceras
- Pernos
- Tuercas
- Arandelas
- Pulsadores eléctricos
- Contactores
- Motorreductor
- Neumáticos

### **3.3.12 Construcción de partes y piezas**

El proceso de construcción del simulador de vuelco se ha dividido en cuatro subprocesos con los cuales se llega a producto terminado y se detallan en el anexo H.

### **3.3.13 Pruebas de funcionamiento**

Una vez concluido el proceso de construcción y montaje de los componentes que conforman el simulador de vuelco, se procesa a realizar las pruebas de campo, las cuales tienen como finalidad determinar el correcto funcionamiento, las condiciones de diseño y posibles fallas que se desarrollen durante el trabajo. Para la realización de las pruebas se utilizó un reloj palpador para medir la deflexión máxima de la viga principal del soporte giratorio, además estas pruebas de funcionamiento se las realizó girando de 0 a 360° el simulador de vuelco.

**Tabla 3. 22.** Pruebas de flexión 0° [Autor].



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO  
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA  
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**PRUEBA ESTÁTICA**

Lugar	Escuela de conducción ESCUT		
Fecha	lunes, 9 de Abril de 2018	Horario de inicio	10:00
Equipo	Simulador de vuelco	Hora de fin	11:00
Empresa	ESCUT		
Responsable de la prueba	Jefferson Ayala		
Revisado por:	Ing. Mg. Víctor Espín		
Espesor del tubo:	3 mm	Sección cuadrada	50x50 mm
Longitud:	3640 mm		
N° Prueba	1		

**RESULTADOS DE PRUEBA**



Parte:	Soporte giratorio 0°	Instrumento:	Reloj palpador
Parámetro de prueba:	Flexión		
<b>RESULTADOS REGISTRADOS</b>			
Carga máxima registrada	864 Kg	Deformación a la carga máxima registrada:	4mm -5 mm

**Tabla 3. 23.** Pruebas de flexión 90| [Autor].



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO  
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA  
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**PRUEBA ESTÁTICA**

Lugar	Escuela de conducción ESCUT		
Fecha	lunes, 9 de Abril de 2018	Horario de inicio	10:00
Equipo	Simulador de vuelco	Hora de fin	11:00
Empresa	ESCUT		
Responsable de la prueba	Jefferson Ayala		
Revisado por:	Ing. Mg. Víctor Espín		
Espesor del tubo:	3 mm	Sección cuadrada	50x50 mm
Longitud:	3640 mm		
N° Prueba	1		

**RESULTADOS DE PRUEBA**



Parte:	Soporte giratorio 90°	Instrumento:	Reloj palpador
Parámetro de prueba:	Flexión		
<b>RESULTADOS REGISTRADOS</b>			
Carga máxima registrada	864 Kg	Deformación a la carga máxima registrada:	2 mm

**Tabla 3. 24.** Pruebas de flexión 180°[Autor].





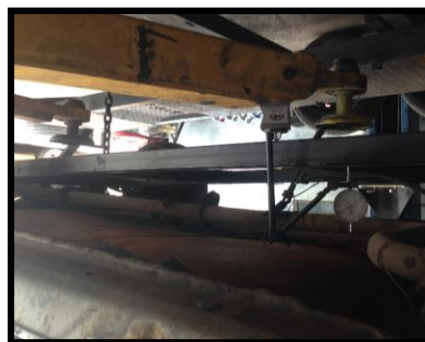
**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO  
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA  
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**PRUEBA ESTÁTICA**

Lugar	Escuela de conducción ESCUT		
Fecha	lunes, 9 de Abril de 2018	Horario de inicio	10:00
Equipo	Simulador de vuelco	Hora de fin	11:00
Empresa	ESCUT		
Responsable de la prueba	Jefferson Ayala		
Revisado por:	Ing. Mg. Víctor Espín		
Espesor del tubo:	3mm	Sección cuadrada	50x50 mm
Longitud:	3640 mm		
N° Prueba	1		

**RESULTADOS DE PRUEBA**



Parte:	Soporte giratorio 180°	Instrumento:	Reloj palpador
Parámetro de prueba:	Flexión		
<b>RESULTADOS REGISTRADOS</b>			
Carga máxima registrada	864 Kg	Deformación a la carga máxima registrada:	3mm-4mm

**Tabla 3. 25.** Pruebas de flexión 270°[Autor].



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO  
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA  
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**PRUEBA ESTÁTICA**

Lugar	Escuela de conducción ESCUT		
Fecha	lunes, 9 de Abril de 2018	Horario de inicio	10:00
Equipo	Simulador de vuelco	Hora de fin	11:00
Empresa	ESCUT		
Responsable de la prueba	Jefferson Ayala		
Revisado por:	Ing. Mg. Víctor Espín		
Espesor del tubo:	3 mm	Sección cuadrada	50x50 mm
Longitud:	3640 mm		
N° Prueba	1		

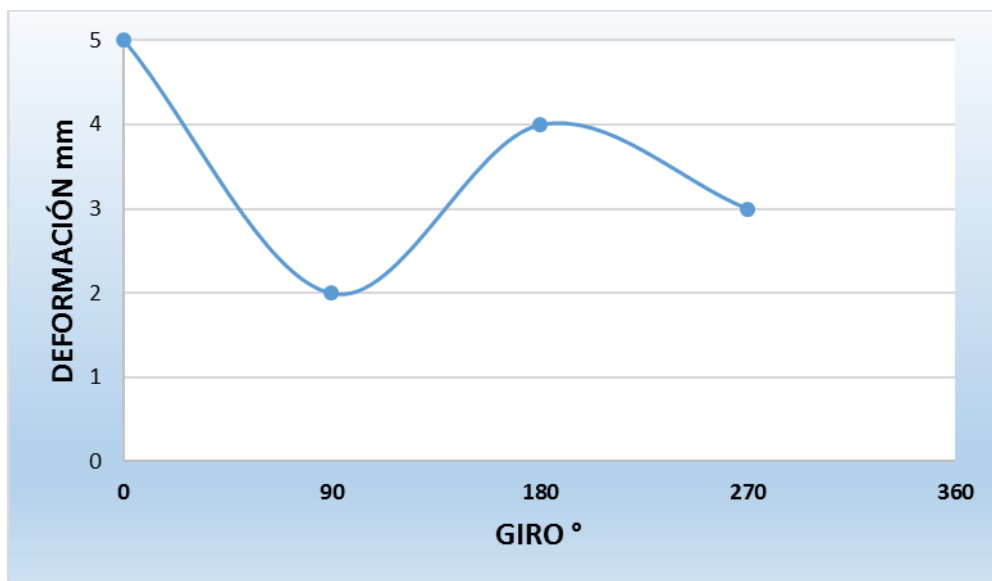
**RESULTADOS DE PRUEBA**



Parte:	Soporte giratorio 270°	Instrumento:	Reloj palpador
Parámetro de prueba:	Flexión		
<b>RESULTADOS REGISTRADOS</b>			
Carga máxima registrada	864 Kg	Deformación a la carga máxima registrada:	3mm

Terminado las pruebas se simulación de vuelco se obtuvieron los siguientes resultados:

**Tabla 3. 26.** Deformación máxima [Autor].



Después del análisis de resultados se determinó que la deformación máxima del soporte giratorio es 5 mm, esta deformación se obtiene cuando el automóvil se encuentra en posición de 0° y 360°.

### 3.3.14 Mantenimiento

El simulador de vuelco para continuar con su óptimo funcionamiento necesita que sus componentes tengan una minuciosa revisión como se indica en la tabla 3.27 que genera mantenimientos dependiendo del componente y su utilización. En el caso del simulador de vuelco se utilizará un mantenimiento preventivo que consta de un trabajo de prevención de defectos que podrían originar la parada o bajo rendimiento del simulador de vuelco. Esta prevención se realiza con base al estado de la máquina, ubicación de las instalaciones, las condiciones eléctricas y la frecuencia de puntos de lubricación.

**Tabla 3. 27.** Mantenimiento [ Autor].

<b>Actividad</b>	<b>Diario</b>	<b>Semanal</b>	<b>Mensual</b>	<b>Anual</b>
Revisar apriete de pernos y tuercas de anclaje del motorreductor y chumaceras.		<b>X</b>		
Lubricación de las partes móviles (chumaceras, rodamientos y puntas de eje)			<b>X</b>	
Chequeo de instalaciones eléctricas (circuito del motorreductor)			<b>X</b>	
Limpieza de elementos estructurales (perfiles, ejes)		<b>X</b>		
Verificar el funcionamiento correcto del motorreductor.	<b>X</b>			
Verificar desgaste de juntas soldadas (perfiles estructurales)			<b>X</b>	

### **3.4 Presupuesto**

Un factor predominante en la elaboración de este proyecto es sin duda el análisis de costos, de cuyos resultados se puede determinar si la elaboración de este proyecto es rentable.

Con el análisis de costos se puede reconsiderar aspectos en el desarrollo del proyecto que pudieron ser omitidos y se constituye como una herramienta para ser más eficaz en el desarrollo de este tipo de proyectos.

#### **3.4.1 Costos directos**

Son aquellos costos que se encuentran en mayor porcentaje con respecto a los costos totales de la inversión del proyecto.

### 3.4.2 Costos de materia prima

**Tabla 3. 28.** Costos materia prima [ Autor].

<b>Recursos materia prima</b>	<b>Costo (\$)</b>
Planchas de acero A36	400,00
Hojas de sierra	6,50
Discos de corte 12”	23,00
Discos de desbaste	7,00
Brocas	15,00
Lijas	3,00
Tubo cuadrado 50x50x3	100,00
Tubo rectangular 100x50x3	150,00
Eje AISI 1018	20,00
Chumaceras	50,00
Electrodos	80,00
Punta de eje, Rodamientos, Tambores	75,00
Pernos	24,00
Pulsadores plásticos	5,00
<b>Total</b>	<b>978,50 \$</b>

**Tabla 3. 29.** Costos Equipos [Autor].

<b>Equipos</b>	<b>Costo (\$)</b>
Motorreductor	700
Cortadora de tubos	50.00
Amoladora	98.00
Casco	50.00
Gafas	20.00
<b>Total</b>	<b>918.00 \$</b>

**Tabla 3. 30.** Costos herramientas [Autor].

<b>Herramientas</b>	<b>Costo (\$)</b>
Dobladora	120.00
Escuadras	26.00
Martillo	4.00
Capillos de acero	3.00
Flexómetro	5.50
Limas	20.00
Arco de sierra	4.50
<b>Total</b>	<b>183.00 \$</b>

### 3.4.3 Costos de mano de obra directos

**Tabla 3. 31.** Costos mano de obra directa [Autor].

<b>Recursos</b>	<b>Costo (\$)</b>
Soldadura eléctrica	200.00
Pintura	50.00
Instalaciones (eléctricas, aire, gas, etc.)	150,00
<b>TOTAL</b>	<b>400.00 \$</b>

### 3.4.4 Costos de mano de obra indirectos

**Tabla 3. 32.** Costos mano de obra indirectos [ Autor].

<b>Recursos</b>	<b>Costo (\$)</b>
Ingeniería y diseño	120,00
Planos	60,00
<b>TOTAL</b>	<b>180.00 \$</b>

### 3.4.5 Costos indirectos

**Tabla 3. 33.** Costos indirectos [ Autor].

<b>Recursos</b>	<b>Costo (\$)</b>
Alimentación	60.00
Transporte	100.00
Comunicación	25.00
Electricidad	75.00
<b>TOTAL</b>	<b>260 \$</b>

### 3.4.6 Costo total

**Tabla 3. 34.** Costo total [ Autor].

<b>GASTOS</b>	<b>Costo (\$)</b>
Costo materia prima	2079,50
Costo mano de obra directo	400.00
Costo mano de obra indirecto	180.00
Gastos indirectos	260.00
<b>TOTAL</b>	<b>2919.50 \$</b>

Obtenemos un costo total de **2919,50 dólares** el cual es un valor aceptable del cual el propietario de la escuela a de conducción ESCUT financiara el 80 % para la realización del mismo.

### 3.5 Especificaciones técnicas finales

Después de haber culminado el proceso de diseño, se puede describir las características y especificaciones técnicas en las cuales trabaja el simulador de vuelco, como se muestra en la tabla 3.35.

**Tabla 3. 35.** Especificaciones técnicas [Autor].

<b>Características</b>	<b>Magnitud</b>
Dimensiones (largo, ancho, altura)	5x1,85x1,63 m
Tiempo máximo de trabajo continuo	4 horas
Capacidad de carga	864 kg
Potencia del motorreductor	1,5 HP
Voltaje	220 V
Frecuencia	60 Hz
Velocidad angular	3 rpm
Peso total	4243,29 kg



## CAPITULO IV

### 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 4.1 Conclusiones

- Se determino parámetros necesarios para el correcto diseño del simulador de vuelco, estos son: peso del automóvil de 864 kg, dimensiones; largo 5m, ancho 1,85, altura 1,63 y con una velocidad angular de 3 rpm.
- La resistencia y estabilidad de la estructura garantiza un óptimo funcionamiento del equipo, por lo que se utiliza perfiles estructurales que brinden estas condiciones durante el funcionamiento, por tal motivo la estructura está diseñada para resistir una carga de 8475,84 N, con un factor de seguridad  $n=2$ .
- El simulador de vuelco se diseñó de manera óptima presentando un alto beneficio en el costo, con un valor de inversión de 2919,50 dólares siendo la estética del simulador versátil, seguro y accesible, permitiendo así una fácil adquisición e implantación en el mercado.
- Se diseño todos los componentes estructurales del simulador de vuelco, partiendo de un análisis por flexión de cada perfil estructural, posteriormente se utilizó teorías de falla tales como: teoría de la energía de la distorsión (Von Mises) y de la teoría para el diseño a fatiga de Gerber, obteniendo valores como un factor de seguridad de 2 y la máxima flexión de la viga principal de hasta 7 mm.

- Se construyó el simulador de vuelco garantizando su funcionamiento y seguridad de acuerdo a las especificaciones generadas mediante el proceso de cálculo y selección de los componentes para obtener.
- El costo total del diseño y construcción del simulador fue de 2919,50 dólares el cual es un valor aceptable debido a que el propietario de la escuela a de conducción ESCUT financiara el 80 % para la realización del mismo.

#### **4.2 Recomendaciones**

- Es necesario la utilización de software CAD y CAE para el diseño de estructuras, porque permite visualizar posibles errores en la geometría de la estructura tales como interferencia y choques entre elementos que constituyen el simulador, también generar resultados de esfuerzos máximos.
- Los materiales utilizados en el diseño deben estar disponibles en el mercado para reducir el tiempo de construcción.
- Mantener el simulador de vuelco alejado de lugares con condiciones ambientales húmedas y temperaturas altas, para conservar el estado del simulador y prevenir el deterioro del recubrimiento y corrosión de los perfiles estructurales.
- Manejar un correcto proceso de soldadura del simulador para no general imperfecciones, fisuras y grietas en las distintas juntas soldadas.
- Verificar el estado de lubricación de los elementos de transmisión de potencia tales como chumaceras, rodamientos y los componentes del motorreductor.
- Los materiales e insumos utilizados para la construcción cuentan con una fácil accesibilidad en el mercado, evitando un incremento de costos al no necesitar realizar transporte de los mismos, permitiendo facilidad de reemplazo de los mismos.

## BIBLIOGRAFÍA.

- [1] Balbuena, J. (2008). Fabricación y legalización de un simulador de vuelco. Artículo técnico, UNIVERSIDAD DE GRANADA, Valencia, España
- [2] Friedman, D. y Jordán, A. “Vehicle Rollover Test Fixture” U.S. Patente 20060278026 A1, abril 28, 2006.
- [3] Hidalgo, J. “Sistema de simulación de vuelco y choque en vehículos” España. Patente WO 2009144343 A3, mayo 29, 2009.
- [4] Rodríguez, P. Estimación del límite de vuelco de un vehículo comercial mediante ANFIS. Tesis, Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, España (2015).
- [5] Arizaga, E. Y Gómez, D. Análisis de los sistemas faltantes de seguridad vehicular de la categoría M1 en la norma NTE INEN 034:2010 y una propuesta de mejora. Tesis, Universidad Politécnica Salesiana. Cuenca, Ecuador (2015).
- [6] Bernd Babich , Hans Zimmermann. Device for swivelling, rotating and rolling over a motor-vehicle body. Alemania. Patente DE 3703522 A1, agosto 6, 1987.
- [7] Águeda, E. García, L. Morales, T. Navarro, J. (2016). “Estructuras del vehículo”. (3 Edición). España [Online]. Disponible en: [goo.gl/qCF8mr](http://goo.gl/qCF8mr)
- [8] Real Decreto 736/1988, de 8 de julio. Barcelona: España.
- [9] Real Decreto 2822/1998, de 23 de diciembre. Valencia: España
- [10] Orden CTE/3191/2002 de 5 de diciembre. Barcelona: España.

- [11] José Manuel Caracena. Fabricación y legalización de un simulador de vuelco. Artículo técnico, UNIVERSIDAD DE GRANADA, Valencia, España.
- [12] Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 2656: 2012. “Clasificación vehicular”.
- [13] Agencia nacional de tránsito. “Estadísticas de transporte terrestre y fluvial”. [online]. <https://www.ant.gob.ec/index.php/noticias/estadisticas#.Wmf0fqjibIU>
- [14] Norma Técnica Ecuatoriana RTE INEN 034 “Elementos mínimos de seguridad en vehículos”. [Online]. <http://www.normalizacion.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2016/09/RTE-034-4R.pdf>
- [15] López, J. Diseño y construcción de un remolque con capacidad para tres motocicletas. Tesis, Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador (2015).
- [16] J. N. R. Budynas, "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley," Mc Graw Hill, Mexico, 2010.
- [17] Robert, L. Mott. "Resistencia de Materiales". (5 Ed). Pearson Educacion , Mexico, 2008.
- [18] Catálogo general de rodamientos. SKF.
- [21] Catálogo general de productos de acero. DIPAC.
- [22] González, D. Propuesta de transporte publico individual de pasajeros con dispositivos mínimos de seguridad pasiva para el distrito federal. Tesis, Universidad Nacional Autónoma de México, México (2010).
- [23] Parera, A. (2016). “Sistemas de seguridad y confort en vehículos automóviles”. (1 Edición). España [Online]. Disponible en: [goo.gl/qCF8mr](https://goo.gl/qCF8mr).

## ANEXOS

### ANEXO A (Selección de perfiles estructurales)

#### Anexo A-1: Tubo rectangular

### TUBO ESTRUCTURAL RECTANGULAR

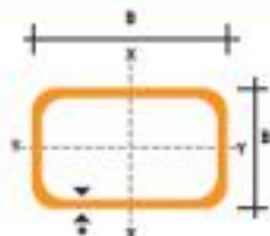
Especificaciones Generales

Nombre	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6 mts.
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 12mm x 25mm a 40mm x 80mm
Espesor	Desde 2,0mm a 3,0mm





DIMENSIONES				AREA	EJES X-X			EJES Y-Y		
A	B	ESPESOR	PESO	AREA	I	W	I	I	W	I
mm	mm	mm	Kg/m	cm <sup>2</sup>	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm
20	40	1,2	1,09	1,32	2,51	1,30	1,12	0,88	0,88	0,83
20	40	1,5	1,35	1,65	3,26	1,63	1,40	1,09	1,09	0,81
20	40	2,0	1,78	2,14	4,04	2,02	1,37	1,33	1,33	0,79
25	50	1,5	1,71	2,10	6,39	2,56	1,74	2,19	1,75	1,02
25	50	2,0	2,25	2,74	8,37	3,35	1,75	2,80	2,24	1,01
25	50	3,0	3,30	4,14	12,66	5,02	1,74	3,99	3,19	0,99
30	50	1,5	1,88	2,25	7,27	2,91	1,80	3,32	2,21	1,21
30	50	2,0	2,41	2,94	9,52	3,81	1,80	4,28	2,85	1,21
30	50	3,0	3,30	4,21	12,76	5,11	1,74	5,66	3,77	1,16
30	70	2,0	3,03	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,48	5,41	30,60	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	60	1,5	2,29	2,91	14,90	4,97	2,26	7,94	3,97	1,65
40	60	2,0	3,03	3,74	18,08	6,13	2,22	9,81	4,90	1,62
40	60	3,0	4,48	5,41	25,31	8,44	2,16	13,37	6,65	1,57
30	70	1,5	2,34	2,91	18,08	5,17	2,49	4,76	3,17	1,28
30	70	2,0	2,93	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,25	5,41	30,60	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	80	1,5	2,76	3,74	31,75	7,94	2,91	10,77	5,29	1,70
40	80	2,0	3,66	4,64	37,32	9,33	2,87	12,70	6,35	1,67
40	80	3,0	5,42	6,61	52,16	13,04	2,81	17,49	8,75	1,63
50	100	2,0	4,52	5,74	74,94	14,99	3,61	25,65	10,26	2,11
50	100	3,0	6,71	8,41	106,34	21,27	3,56	36,97	14,39	2,07
50	150	2,0	6,17	7,74	207,45	27,66	5,18	37,17	14,87	2,19
50	150	3,0	9,17	11,41	298,35	39,78	5,11	52,64	21,02	2,15



## Anexo A-2: Tubo Cuadrado



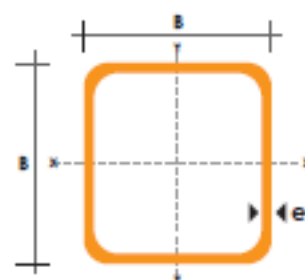
### TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

#### Especificaciones Generales

<b>Norma</b>	ASTM A-500
<b>Recubrimiento</b>	Negro o galvanizado
<b>Largo normal</b>	6 mts.
<b>Otros largos</b>	Previa Consulta
<b>Dimensiones</b>	Desde 20mm a 100mm
<b>Espesor</b>	Desde 2,0mm a 3,0mm



DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPEJOR mm	PESO Kg/m	AREA cm <sup>2</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	I cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,51	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84



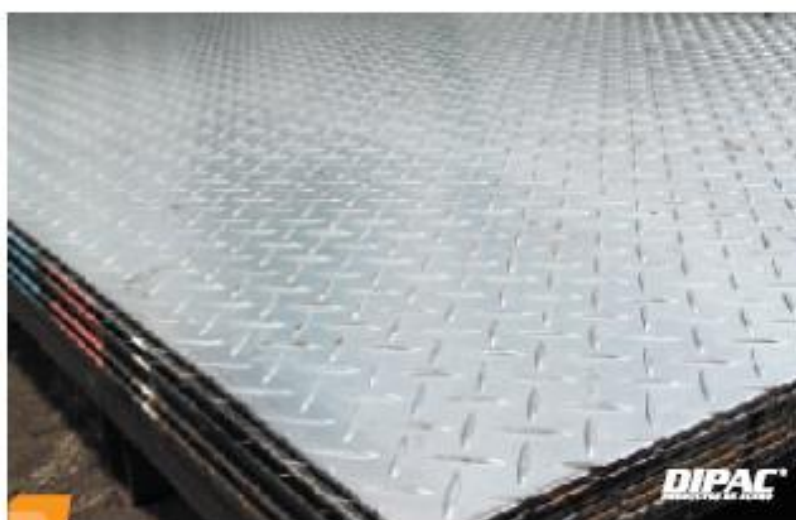
## Anexo A-3: Plancha de acero antideslizante



### PLANCHAS ANTIDESLIZANTES

#### Especificaciones Generales

<b>Norma</b>	ASTM A 36 – ST 37.2
<b>Espesores</b>	0,20mm a 8mm
<b>Rolls</b>	X 1219
<b>Planchas</b>	4 X 8 Medidas y calidades especiales bajo pedido



## Anexo A-4: Ejes de transmisión

# EJES ACERO DE TRANSMISIÓN



### Especificaciones Generales

**Código:** AE11019


**Descripción:** Es un acero de cementación rodado, principalmente utilizado para la fabricación de piezas pequeñas, exigidas al desgaste y donde la agrietación del núcleo no es muy importante.

**Aplicaciones:** Levas, ejes, bujes, ejes, ejes, ejes, ejes grado 3

**Longitud:** 6 m

Composición Química				
%C	%Si	%Mn	%P	%S
0 - 0,20	0 - 0,20	0 - 0,70	0 - 0,04	0 - 0,005

Propiedades Mecánicas			
Resistencia Mecánica (N/mm <sup>2</sup> )	Punto de Fluencia (N/mm <sup>2</sup> )	Elongación %Min.	Dureza ROKWELL B
410 - 520	235	20	143



### Dimensiones

**Díámetro**

3/8"

1/4"

5/8"

3/4"

7/8"

1"

1 1/4"

1 1/2"

1 3/4"

2"

2 1/4"

2 1/2"

2 3/4"

3"

4"

5"

6"



## ANEXO B (Selección de parámetros para el diseño del eje y columnas)

### Anexo B-1: Propiedades del eje

**Tabla A-20**

Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD) [Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm ( $\frac{3}{4}$  a  $1\frac{1}{4}$  pulg)]. Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-10, a condición que los materiales se ajusten a los requisitos ASTM A6 o A568 o que se requieran en las especificaciones de compra. Recuerde que un sistema de numeración no es una especificación] Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 [43]	170 [24]	30	55	86
		CD	330 [48]	280 [41]	20	45	95
G10100	1010	HR	320 [47]	180 [26]	28	50	95
		CD	370 [53]	300 [44]	20	40	105
G10150	1015	HR	340 [50]	190 [27.5]	28	50	101
		CD	390 [56]	320 [47]	18	40	111
G10180	1018	HR	400 [58]	220 [32]	25	50	116
		CD	440 [64]	370 [54]	15	40	126
G10200	1020	HR	380 [55]	210 [30]	25	50	111
		CD	470 [68]	390 [57]	15	40	131
G10300	1030	HR	470 [68]	260 [37.5]	20	42	137
		CD	520 [76]	440 [64]	12	35	149
G10350	1035	HR	500 [72]	270 [39.5]	18	40	143
		CD	550 [80]	460 [67]	12	35	163
G10400	1040	HR	520 [76]	290 [42]	18	40	149
		CD	590 [85]	490 [71]	12	35	170
G10450	1045	HR	570 [82]	310 [45]	16	40	163
		CD	630 [91]	530 [77]	12	35	179
G10500	1050	HR	620 [90]	340 [49.5]	15	35	179
		CD	690 [100]	580 [84]	10	30	197
G10600	1060	HR	680 [98]	370 [54]	12	30	201
G10800	1080	HR	770 [112]	420 [61.5]	10	25	229
G10950	1095	HR	830 [120]	460 [66]	10	25	248

### Anexo B-2: Parámetros del factor de superficie

**Tabla 6-2**

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor $a$		Exponente $b$
	$S_{ut}$ , kpsi	$S_{ut}$ , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horger (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

### Anexo B-3: Factor de tamaño

#### Factor de tamaño $k_b$

El factor de tamaño se evaluó en 133 conjuntos de puntos de datos.<sup>15</sup> Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (6-20)$$

### Anexo B-4: Factor de temperatura

#### Factor de temperatura $k_c$

Cando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial (empujar y jalar) y de torsión, los límites de resistencia a la fatiga difieren con  $S_{ut}$ . Este tema se analiza más adelante en la sección 6-17. Aquí, se especificarán valores medios del factor de carga como

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases} \quad (6-26)$$

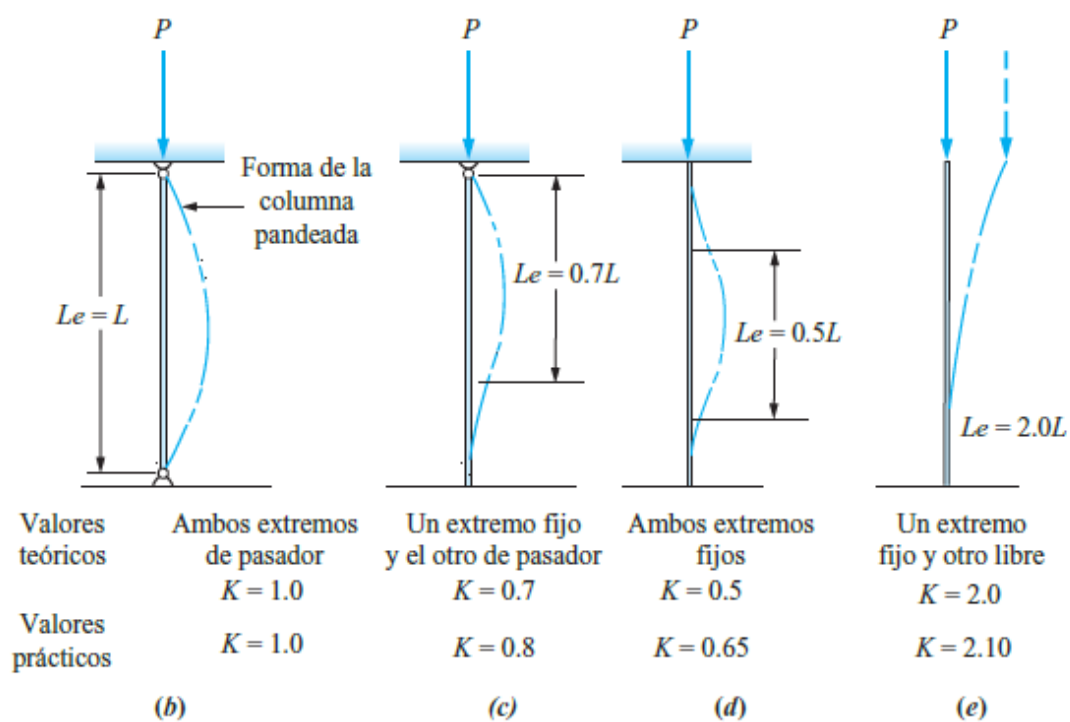
### Anexo B-5: Factor de confiabilidad.

**Tabla 6-5**

Factores de confiabilidad  $k_a$  correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga

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

**Anexo B-6: Valores de K.**



## ANEXO C (Selección de rodamientos y chumaceras)

### Anexo C-1

▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento					Juego de rodamiento C3					Juego de rodamiento C4				
	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

▼ Factor  $a_1$

Probabilidad de fallo %	10	5	4	3	2	1
	Vida a fatiga	$L_{10}$	$L_5$	$L_4$	$L_3$	$L_2$
Factor $a_1$	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

### Anexo C-2

▼ Valores  $f_L$  para rodamientos de rodillos

$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$
h		h		h		h		h	
100	0,617	420	0,949	1700	1,44	6500	2,16	28000	3,35
110	0,635	440	0,962	1800	1,47	7000	2,21	30000	3,42
120	0,652	460	0,975	1900	1,49	7500	2,25	32000	3,48
130	0,668	480	0,988	2000	1,52	8000	2,3	34000	3,55
140	0,683	500	1	2200	1,56	8500	2,34	36000	3,61
150	0,697	550	1,03	2400	1,6	9000	2,38	38000	3,67
160	0,71	600	1,06	2600	1,64	9500	2,42	40000	3,72
170	0,724	650	1,08	2800	1,68	10000	2,46	42000	3,78
180	0,736	700	1,11	3000	1,71	11000	2,53	44000	3,83
190	0,748	750	1,13	3200	1,75	12000	2,59	46000	3,88
200	0,76	800	1,15	3400	1,78	13000	2,66	48000	3,93
220	0,782	850	1,17	3600	1,81	14000	2,72	50000	3,98
240	0,802	900	1,19	3800	1,84	15000	2,77	55000	4,1
260	0,822	950	1,21	4000	1,87	16000	2,83	60000	4,2
280	0,84	1000	1,23	4200	1,89	17000	2,88	65000	4,31
300	0,858	1100	1,27	4400	1,92	18000	2,93	70000	4,4
320	0,875	1200	1,3	4600	1,95	19000	2,98	80000	4,58
340	0,891	1300	1,33	4800	1,97	20000	3,02	90000	4,75
360	0,906	1400	1,36	5000	2	22000	3,11	100000	4,9
380	0,921	1500	1,39	5500	2,05	24000	3,19	150000	5,54
400	0,935	1600	1,42	6000	2,11	26000	3,27	200000	6,03

$f_L = \sqrt[10]{\frac{L_h}{500}} \cdot f_L$

### Anexo C-3

▼ Valores  $f_n$  para rodamientos de rodillos

$$f_n = \sqrt[10]{\frac{33}{n}} \frac{1}{t_n}$$

n	$f_n$	n	$f_n$	n	$f_n$	n	$f_n$	n	$f_n$
min <sup>-1</sup>		min <sup>-1</sup>		min <sup>-1</sup>		min <sup>-1</sup>		min <sup>-1</sup>	
10	1,44	55	0,861	340	0,498	1800	0,302	9500	0,183
11	1,39	60	0,838	360	0,49	1900	0,297	10000	0,181
12	1,36	65	0,818	380	0,482	2000	0,293	11000	0,176
13	1,33	70	0,8	400	0,475	2200	0,285	12000	0,171
14	1,3	75	0,784	420	0,468	2400	0,277	13000	0,167
15	1,27	80	0,769	440	0,461	2600	0,270	14000	0,163
16	1,25	85	0,755	460	0,455	2800	0,265	15000	0,16
17	1,22	90	0,742	480	0,449	3000	0,259	16000	0,157
18	1,2	95	0,73	500	0,444	3200	0,254	17000	0,154
19	1,18	100	0,719	550	0,431	3400	0,25	18000	0,151
20	1,17	110	0,699	600	0,42	3600	0,245	19000	0,149
22	1,13	120	0,681	650	0,41	3800	0,242	20000	0,147
24	1,1	130	0,665	700	0,401	4000	0,238	22000	0,143
26	1,08	140	0,65	750	0,393	4200	0,234	24000	0,139
28	1,05	150	0,637	800	0,385	4400	0,231	26000	0,136
30	1,03	160	0,625	850	0,378	4600	0,228	28000	0,133
32	1,01	170	0,613	900	0,372	4800	0,225	30000	0,13
34	0,994	180	0,603	950	0,366	5000	0,222	32000	0,127
36	0,977	190	0,593	1000	0,36	5500	0,216	34000	0,125
38	0,961	200	0,584	1100	0,35	6000	0,211	36000	0,123
40	0,947	220	0,568	1200	0,341	6500	0,206	38000	0,121
42	0,933	240	0,553	1300	0,333	7000	0,201	40000	0,119
44	0,92	260	0,54	1400	0,326	7500	0,197	42000	0,117
46	0,908	280	0,528	1500	0,319	8000	0,193	44000	0,116
48	0,896	300	0,517	1600	0,313	8500	0,19	46000	0,114
50	0,885	320	0,507	1700	0,307	9000	0,186	50000	0,111

### Anexo C-4. Factor de seguridad estático

Tabla 10

Valores orientativos para el factor de seguridad estático  $s_0$

Tipo de funcionamiento	Rodamientos rotativos						Rodamientos estacionarios	
	Requisitos en cuanto a funcionamiento silencioso							
	no importante		normal		alto		Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos
	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos
Suave, sin vibraciones	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque notables <sup>1)</sup>	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

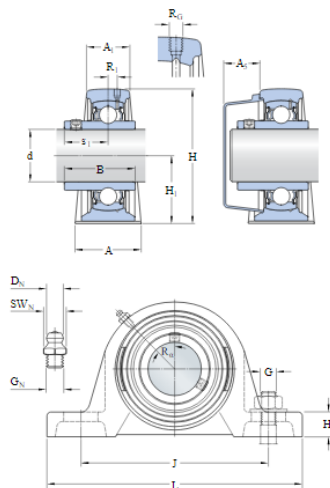
Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula es aconsejable utilizar  $s_0 \geq 4$

<sup>1)</sup> Cuando se desconoce la magnitud de la carga de choque, deben usarse valores de  $s_0$  por lo menos iguales a los arriba indicados. Si las magnitudes de las cargas de choque son exactamente conocidas, se pueden aplicar valores de  $s_0$  menores

## Anexo C-5: Dimensiones de la chumacera SKF



### Dimensiones



d	60	mm
A	60	mm
$A_1$	42	mm
$A_5$	35.5	mm
B	65.1	mm
H	137.5	mm
$H_1$	69.9	mm
$H_2$	26.5	mm
J	190.5	mm
J	max. 202	mm
J	min. 179	mm
L	240	mm
N	29.5	mm
$N_1$	18	mm
$s_1$	39.7	mm

### Orificio roscado

$R_G$	1/4-28 UNF	
$R_1$	5.5	mm
$R_N$	45	°

### Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	52.7	kN
Capacidad de carga estática básica	$C_0$	36	kN
Carga límite de fatiga	$P_u$	1.53	kN
Velocidad límite (con tolerancia de eje h6)		3400	r/min

### Masa

Unidad de masa		4.35	kg
----------------	--	------	----

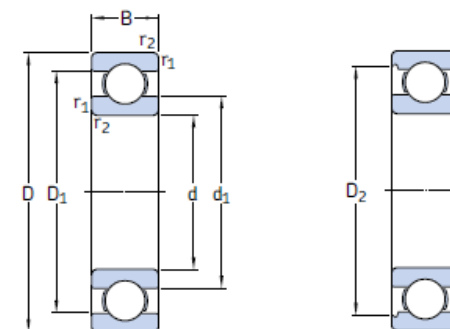
### Información de montaje

Tamaño de llave hexagonal para prisionero	N	5	mm
Par de apriete recomendado para el prisionero		16.5	N·m
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, mm	G	16	mm
Diámetro recomendado para los tornillos de fijación, pulgadas	G	0.625	in

## Anexo C-6: Rodamientos rígido de bolas SKF

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	–
mm			kN		kN	rpm			
40	52	7	4,94	3,45	0,19	26 000	16 000	0,034	61808
	62	12	13,8	10	0,43	24 000	14 000	0,12	61908
	68	9	13,8	9,15	0,44	22 000	14 000	0,13	* 16008
	68	15	17,8	11,6	0,49	22 000	14 000	0,19	* 6008
	80	18	32,5	19	0,80	18 000	11 000	0,37	* 6208
	80	18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34	6208 ETN9
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63	* 6308
110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25	6408	
45	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,040	61809
	68	12	14	10,8	0,47	20 000	13 000	0,14	61909
	75	10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	* 16009
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,25	* 6009
	85	19	35,1	21,6	0,92	17 000	11 000	0,41	* 6209
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,83	* 6309
	120	29	76,1	45	1,90	13 000	8 500	1,55	6409
50	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	13 000	0,052	61810
	72	12	14,6	11,8	0,50	19 000	12 000	0,14	61910
	80	10	16,8	11,4	0,56	18 000	11 000	0,18	* 16010
	80	16	22,9	16	0,71	18 000	11 000	0,26	* 6010
	90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	10 000	0,46	* 6210
	110	27	65	38	1,6	13 000	8 500	1,05	* 6310
	130	31	87,1	52	2,2	12 000	7 500	1,9	6410
55	72	9	9,04	8,8	0,38	19 000	12 000	0,083	61811
	80	13	16,5	14	0,60	17 000	11 000	0,19	61911
	90	11	20,3	14	0,70	16 000	10 000	0,26	* 16011
	90	18	29,6	21,2	0,90	16 000	10 000	0,39	* 6011
	100	21	46,2	29	1,25	14 000	9 000	0,61	* 6211
	120	29	74,1	45	1,90	12 000	8 000	1,35	* 6311
	140	33	99,5	62	2,60	11 000	7 000	2,3	6411
60	78	10	11,9	11,4	0,49	17 000	11 000	0,11	61812
	85	13	16,5	14,3	0,60	16 000	10 000	0,20	61912
	95	11	20,8	15	0,74	15 000	9 500	0,28	* 16012
	95	18	30,7	23,2	0,98	15 000	9 500	0,42	* 6012
	110	22	55,3	36	1,53	13 000	8 000	0,78	* 6212
	130	31	85,2	52	2,20	11 000	7 000	1,7	* 6312
150	35	108	69,5	2,90	10 000	6 300	2,75	6412	

Rodamientos rígidos de una hilera de bolas  
d 40 – 60 mm



## ANEXO D (Selección del Motorreductor)

### Anexo D-1: Naturaleza de la carga según tipo de aplicación

<b>Extractoras y dragas</b> enrolladores de cables, bombas, cabestrantes (de maniobra y auxiliares), acumuladores, ruedas para escurrecimiento disgregadores, extractoras (de canchales, con ruedas de palas, de fresa) vehículos: - sobre rieles - con cadenas	M	II	III	torcedoras, cortadoras mecánicas	M	II	III	más, de efecto doble (2 cilindros o más) - de efecto simple (2 cilindros o menos), de efecto doble monocilíndricas	M	II	III
	P	III	III	<b>Máquinas para arcilla</b> amasadoras, extrusores, desenlodadores de palas prensas (para ladrillos y azulejos)	M	II	III	<b>Tambores rotativos</b> secadores, enfriadores, hornos rotativos, lavadoras hornos para cemento	M	II	III
<b>Trituradoras y granuladores</b> caña de azúcar, goma, plástico minerales, piedras	M	II	III	<b>Máquinas para goma y plástico</b> extrusores para: - plástico - goma	U	M	I	<b>Transportadores</b> de cinta (plástico, goma, metal) para: - materiales sueltos de pequeñas dimensiones - materiales sueltos de grandes dimensiones o bullos de correas, de placas, de listones, de balancines, de rodillos, de sifón, de cadenas, transportadores aéreos, cadenas de montaje de elementos rascadores (listones, paletas, cadenas, Redler, etc.), de cadenas de tierra, de acumulación	M	II	III
	P	III	III	mezcladores, precalentadores, calandrias refinadores, trefilas, laminadores tritadores, masticadores	M	II	III	<b>Tratamiento de aguas</b> sifones deshidratantes, rascafangos, rejillas rotativas, espesadores de fangos, filtros de vacío, digestores anaeróbicos ventiladores, trituradores rotativos	M	II	III
<b>Grúas, cabestrantes y trasladadores-elevadores</b> traslación (puente, carretilla, horquillas) rotación brazo levantamiento	M	II	III	<b>Máquinas para embalaje y apilado</b> empaquetadoras (para películas y cartones), encintadoras, encintadoras con cinta rígida, etiquetadoras paletizadoras, depaletizadoras, apiladoras, despaletadoras, robot de paletización	U	M	I	<b>Tamices y cribas</b> limpieza con aire, tomas de agua móviles rotativos (piedras, grava, cereales)	U	I	II
	U	M	I	<b>Máquinas herramientas para metales</b> madrilladoras, limadoras, cepilladoras, brochadoras, fresas para engranajes, etc: - mandos principales (corte y avance) - mandos auxiliares (almacén, utensilios, transportador de virutas, alimentador de	M	II	III		M	II	III
<b>Industria alimenticia</b> calderas para cocción (para cereales y malta), cubas para maceración amasadoras, molidora de carne, cizallas (para remolachas), centrifugadoras, peladoras, vinificadores lavabotellas, lavacajas, lavacestas, enjuagadoras, llenadoras, tapadoras, encapsuladoras, trefiladoras, encajadoras, desencajadoras	M	II	III		U	I	II		M	II	III

### Anexo D-2: Factores de servicio para reductores de engranes helicoidales

Factor  $s_1$

**TABLA No.5**

NATURALEZA DE LA CARGA DE LA MAQUINA ACCIONADA		DURACION DEL FUNCIONAMIENTO horas / día (h / d)				
REF	DESCRIPCION	2	4	8	16	24
U	UNIFORME	0.8	0.9	1	1.18	1.32
M	MEDIA	1	1.12	1.25	1.5	1.7
P	PESADA	1.32	1.5	1.7	2	2.24

Factor  $s_2$

**TABLA No.6**

NATURALEZA DE LA CARGA DE LA MAQUINA ACCIONADA		FRECUENCIA DE ARRANQUES arranques / hora (arr / h)							
REF	DESCRIPCION	2	4	8	16	32	63	125	250
U	UNIFORME	0.94	1	1.12	1.18	1.25	1.32	1.4	1.5
M	MEDIA	1	1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32	1.4
P	PESADA	1	1	1	1.06	1.12	1.18	1.25	1.32



## Anexo D-3: Selección del motorreductor



### serie C-A-F-S

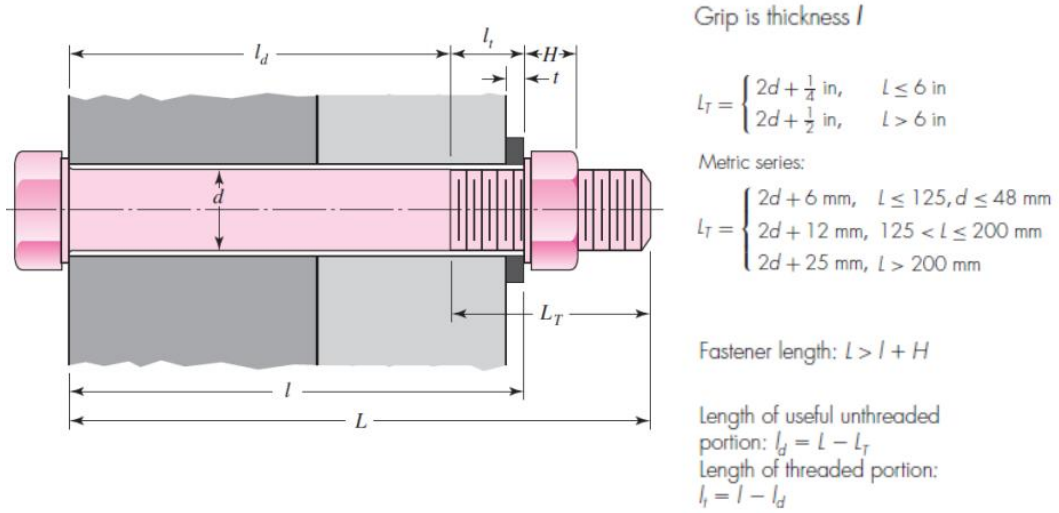
Reductores coaxiales serie C  
 Reductores ortogonales serie A  
 Reductores pendulares serie F  
 Reductores de una sola etapa serie S



### 1.5 kW

$n_2$ min <sup>-1</sup>	$M_2$ Nm	S	i	$R_{n2}$ N				
0.83	15747	0.9	1702	55000	F904_1702 S3 M3SA4	458	F904_1702 P90 BN90LA4	459
0.90	14535	1.0	1571	55000	F904_1571 S3 M3SA4	458	F904_1571 P90 BN90LA4	459
0.99	13208	1.1	1428	55000	F904_1428 S3 M3SA4	458	F904_1428 P90 BN90LA4	459
1.1	12192	1.1	1318	55000	F904_1318 S3 M3SA4	458	F904_1318 P90 BN90LA4	459
1.2	11146	1.3	1205	55000	F904_1205 S3 M3SA4	458	F904_1205 P90 BN90LA4	459
1.3	10288	1.4	1112	55000	F904_1112 S3 M3SA4	458	F904_1112 P90 BN90LA4	459
1.5	8419	1.7	910.2	55000	F904_910.2 S3 M3SA4	458	F904_910.2 P90 BN90LA4	459
1.6	8300	1.0	897.3	45000	F804_897.3 S3 M3SA4	455	F804_897.3 P90 BN90LA4	456
1.8	7164	1.1	774.4	45000	F804_774.4 S3 M3SA4	455	F804_774.4 P90 BN90LA4	456
1.8	7154	2.0	773.4	55000	F904_773.4 S3 M3SA4	458	F904_773.4 P90 BN90LA4	459
2.0	6612	1.2	714.9	45000	F804_714.9 S3 M3SA4	455	F804_714.9 P90 BN90LA4	456
2.3	5613	0.9	606.8	35000	F704_606.8 S3 M3SA4	452	F704_606.8 P90 BN90LA4	453
2.3	5651	1.4	610.9	45000	F804_610.9 S3 M3SA4	455	F804_610.9 P90 BN90LA4	456
2.3	5787	2.4	625.6	55000	F904_625.6 S3 M3SA4	458	F904_625.6 P90 BN90LA4	459
2.4	5342	2.6	577.5	55000	F904_577.5 S3 M3SA4	458	F904_577.5 P90 BN90LA4	459
2.5	5216	1.5	563.9	45000	F804_563.9 S3 M3SA4	455	F804_563.9 P90 BN90LA4	456
2.8	4721	1.1	510.4	35000	F704_510.4 S3 M3SA4	452	F704_510.4 P90 BN90LA4	453

## ANEXO E (Selección de pernos)



**Tabla 8-1**

Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino\*

Diámetro nominal $d_r$ , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso $p_r$ , mm	Área de esfuerzo de tensión $A_s$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>	Paso $p_r$ , mm	Área de esfuerzo de tensión $A_s$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

**Tabla 8-8**

Parámetros de la rigidez de varios materiales<sup>†</sup>

<sup>†</sup>Fuente: J. Wileman, M.

Choudury e I. Green,

"Computation of Member

Stiffness in Bolted

Connections", en *Trans. ASME,*

*J. Mech. Design*, vol. 113,








diciembre de 1991, pp. 432-

437.

Material usado	Relación de Poisson	Módulo de elasticidad,		A	B
		GPa	Mpsi		
Acero	0.291	207	30.0	0.787 15	0.628 73
Aluminio	0.334	71	10.3	0.796 70	0.638 16
Cobre	0.326	119	17.3	0.795 68	0.635 53
Hierro fundido grs	0.211	100	14.5	0.778 71	0.616 16
Expresión general				0.789 52	0.629 14

**Tabla 8-11**

Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero\*

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, <sup>†</sup> MPa	Resistencia mínima a la tensión, <sup>†</sup> MPa	Resistencia mínima a la fluencia, <sup>†</sup> MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

## ANEXO F (Electrodos para soldadura)

# ELECTRODO CELULOSICO

**C - 13**

Norma:

AWS

E 6011

Color de Revestimiento: Blanco

Identificación: Punta Azul

**Análisis del Metal Depositado:**

C	0.08-0.12%	Mn	0.4-0.6%	Si	0.25%
---	------------	----	----------	----	-------

\*Valores típicos

**Características:**

Electrodo del tipo celulósico, para soldaduras de penetración. El arco es muy estable, potente y el material depositado de solidificación rápida, fácil aplicación con corriente continua y alterna. Los depósitos son de alta calidad en cualquier posición.

**Aprobación:**

**AMERICAN BUREAU OF SHIPPING**

**Propiedades Mecánicas:**

Resistencia a la Tracción	Elongación	Resistencia al Impacto
48-51 kg / mm <sup>2</sup>	24-26%	CHARPY - V
68.000 a		Joules
72.000 lbs./pulg <sup>2</sup>		55 - 75 (-29°C)

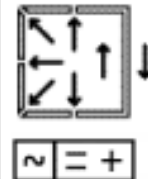
\*Valores típicos

**Posiciones de Soldar:**

Plana, horizontal, sobrecabeza, vertical ascendente, vertical descendente

**Corriente y polaridad:**

Para corriente alterna o continua Electrodo al polo positivo		
ømm	øPulg.	Amperaje
2.50	3/32	70- 90
3.20	1/8	90-120
4.00	5/32	120-150
5.00	3/16	150-180



**Aplicaciones:**

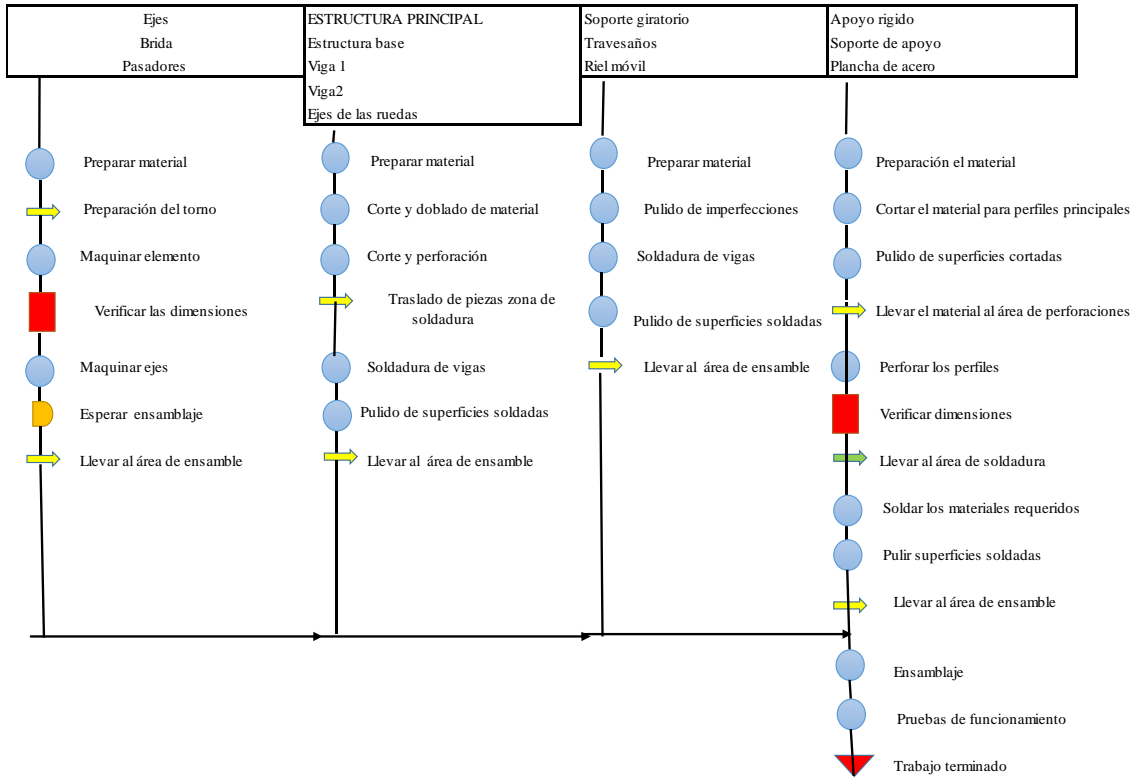
- Soldadura para aceros no templables (aceros dulces).
- Carpintería metálica.
- Estructuras y bastidores para máquinas.
- Chapas gruesas y delgadas

**LARGO:** 350 mm.

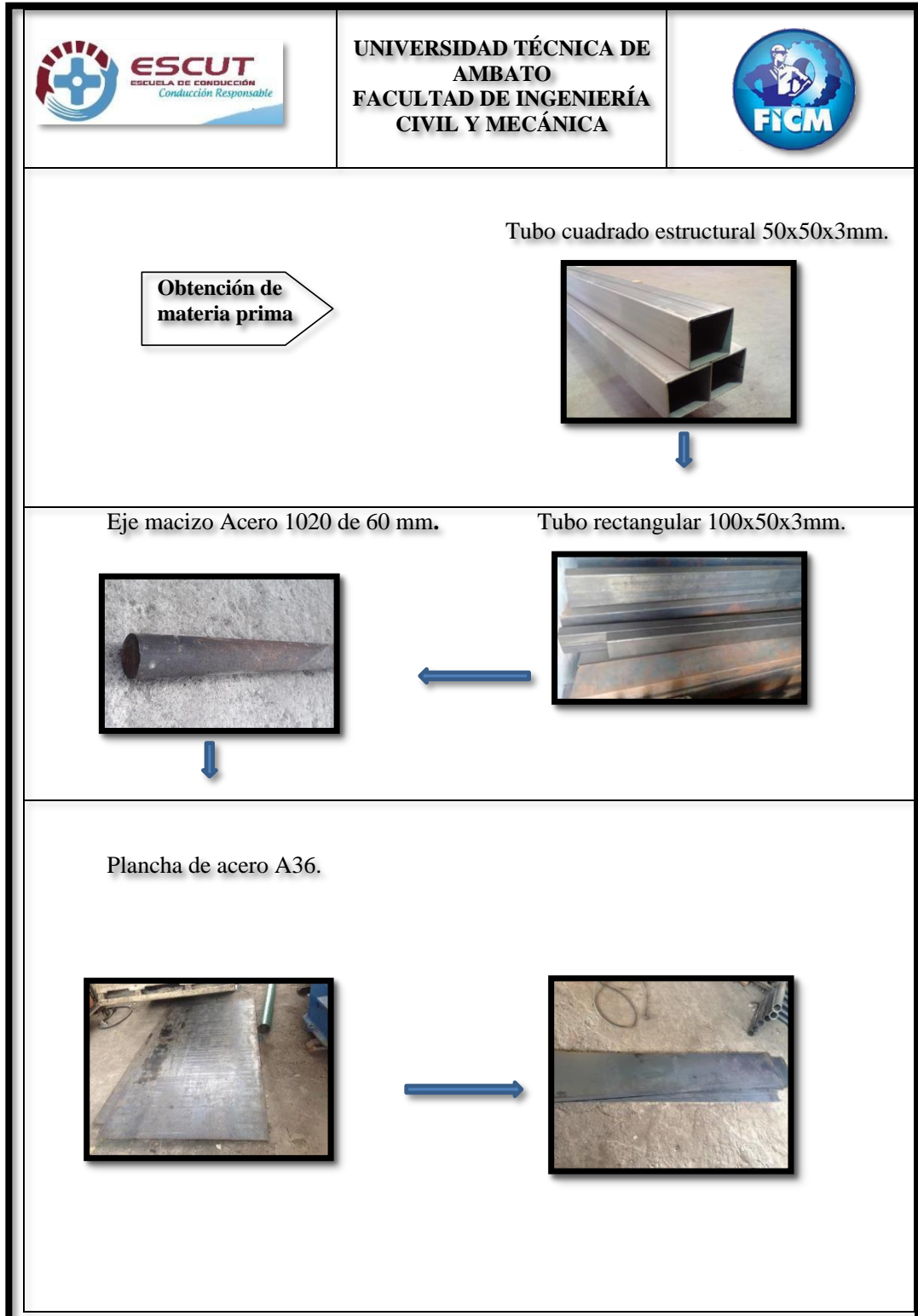
**PESO POR CAJA:** 20 kg./44 lbs.

## ANEXO G (Diagrama de proceso de construcción)

DIAGRAMA DEL PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DEL SIMULADOR DE VUELCO		
Material <span style="background-color: #0070C0; color: white; padding: 2px;"> </span>	Operario <input style="width: 20px;" type="text"/>	Máquina <input style="width: 20px;" type="text"/>
<b>Proceso:</b> Construcción del simulador de vuelco		
<b>Comienza en:</b> Preparación del material	<b>Método actual</b> <input style="width: 40px;" type="text"/>	
<b>Termina en:</b> Funcionamiento		
<b>Realizado por:</b> Jefferson Ayala		



## ANEXO H (Construcción)



Motorreductor

Adquisición de los elementos del simulador



Neumáticos rin 13



Chumaceras SKF



Contactador Trifásico



Cable trifásico



Trazado de los elementos de acuerdo a plano.

Corte y Taladrado



Corte de cada uno de los elementos



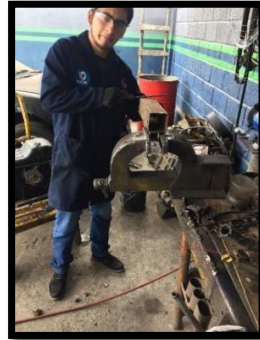
Corte de plancha de acero

Taladrado de soportes del Motorreductor





Pulido de secciones cortadas





UNIVERSIDAD TÉCNICA  
DE AMBATO  
FACULTAD DE  
INGENIERÍA CIVIL Y  
MECÁNICA



Armado de elementos

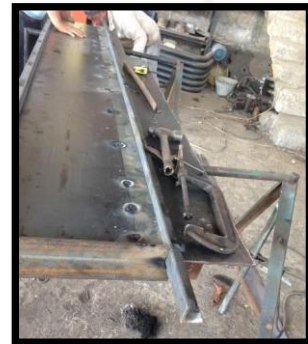
Armado y  
Soldadura



Calibración de equipo de soldadura



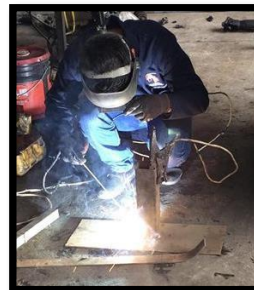
Armado de la superficie base



Limpieza de las parte a soldar



Soldadura con electrodo 6011



Soldadura de los soportes



Cortar el eje a 35 cm

Mecanizado



Sujetar el eje para el mecanizado.

Colocar el eje en el mandril de torno



Eje terminado



Estructura base y soporte giratorio

Ensamble y  
Pintura



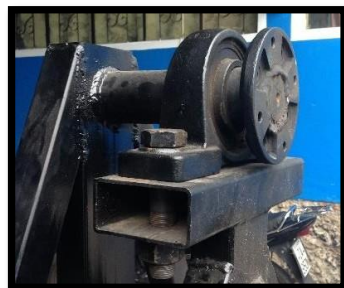
Montar el soporte giratorio.

Colocar el eje y la brida el s.giratorio



Sujetar las chumaceras con los pernos M20x1,5

Preparación para pintura



Pintado de los elementos del simulador de vuelco



Conectar el contactor motor



Conexión electrica del motor

Ensamble final de la estructura.



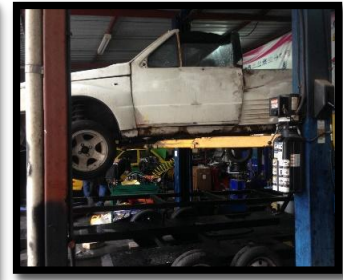


UNIVERSIDAD TÉCNICA  
DE AMBATO  
FACULTAD DE  
INGENIERÍA CIVIL Y  
MECÁNICA

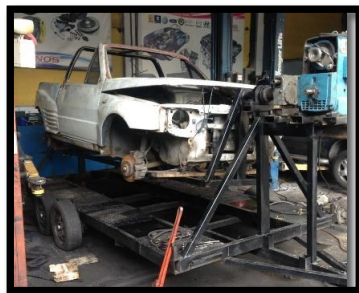


Colocación del auto en un elevador hidráulico

Montaje y  
pruebas de  
funcionamiento



Se baja el auto sobre la estructura



Se fija el simulador de vuelco



Sujetamos el auto al soporte móvil.  
motorreductor



Conectamos el



Automóvil en posición 45° girando



Procedemos con las pruebas de funcionamiento  
Automóvil posición 0°



Automóvil girando a 90°



Automóvil girando 180°



Automóvil giro completo de 360°.

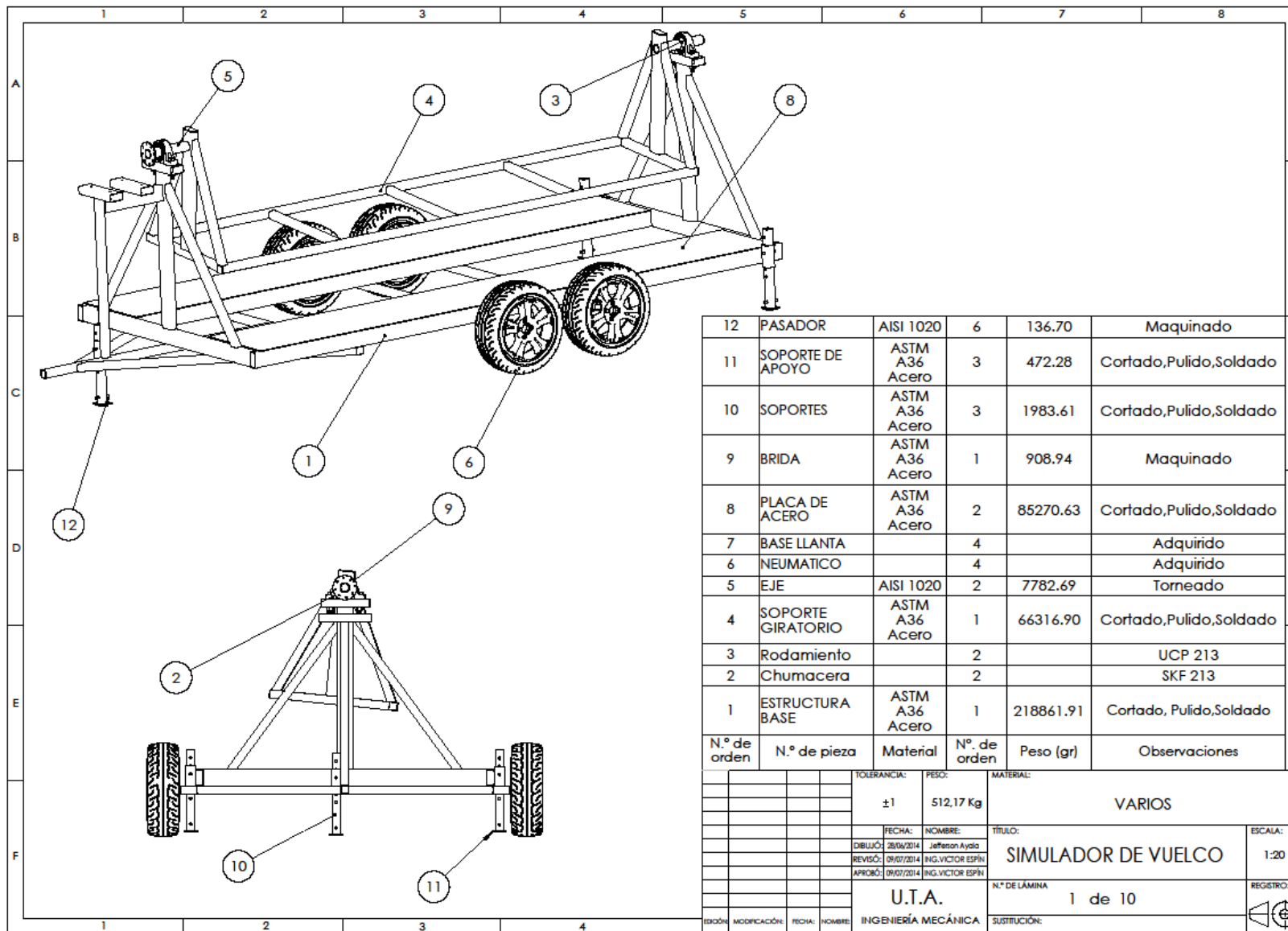


Automóvil girando 270°



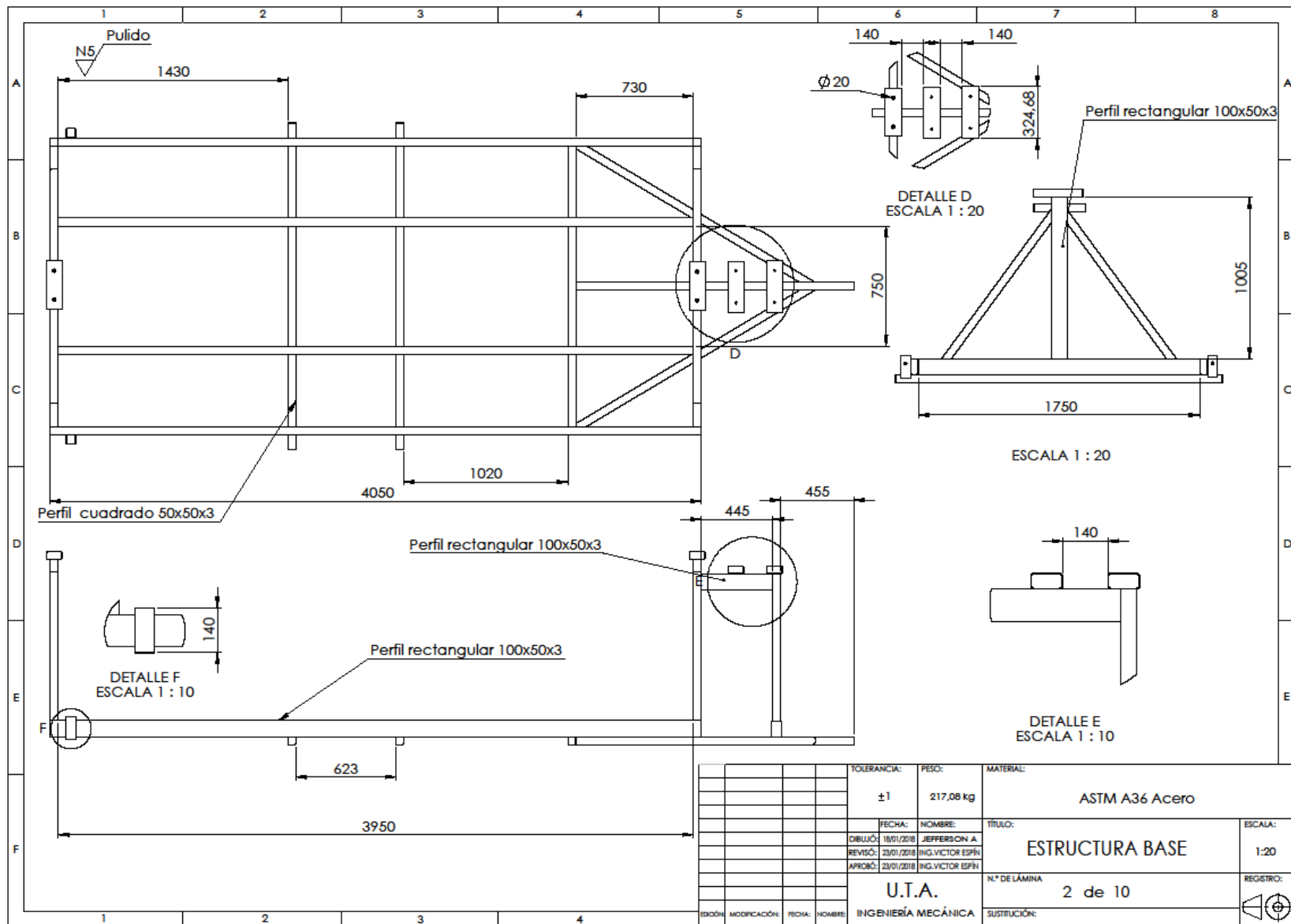


# PLANOS

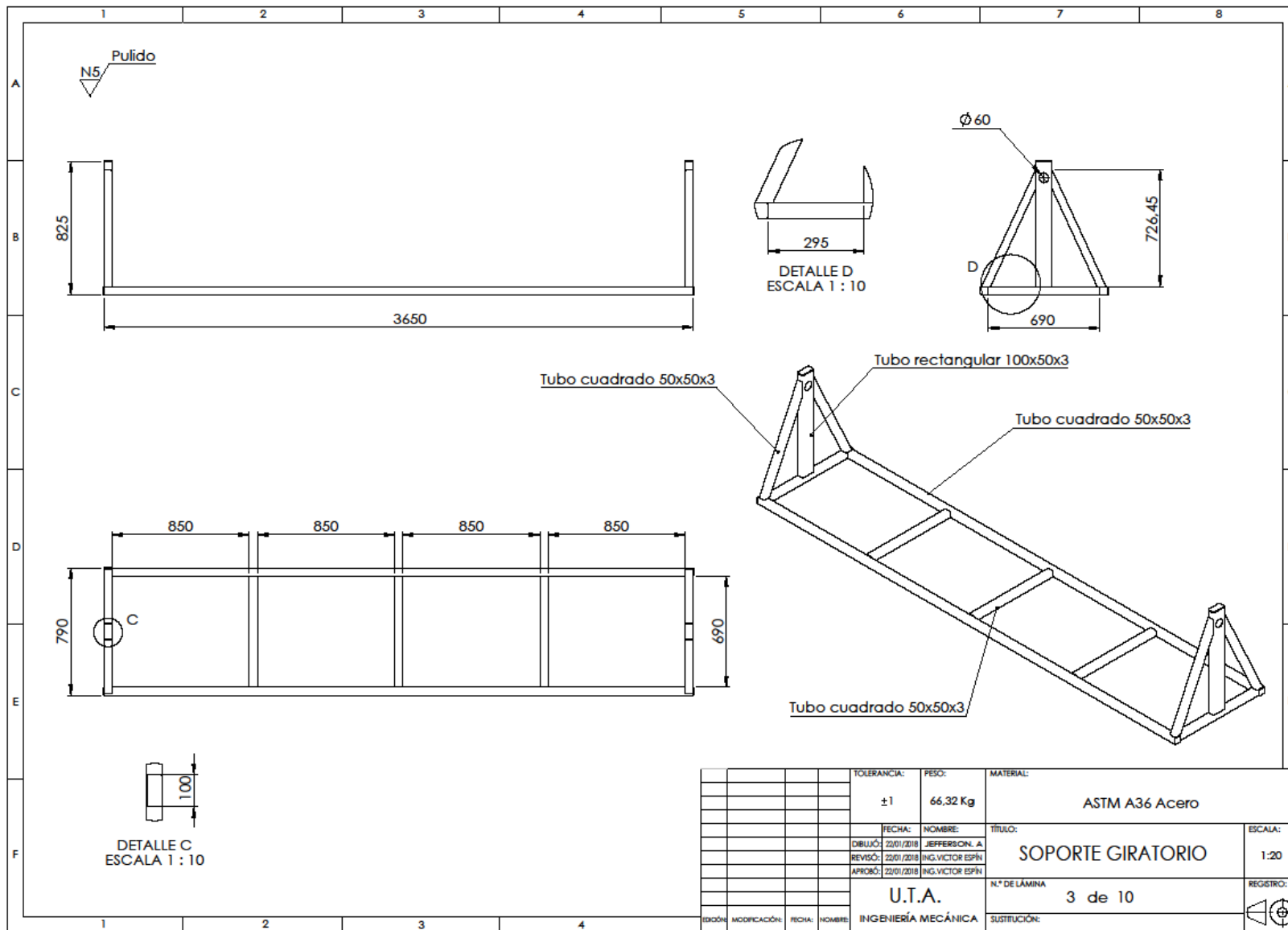


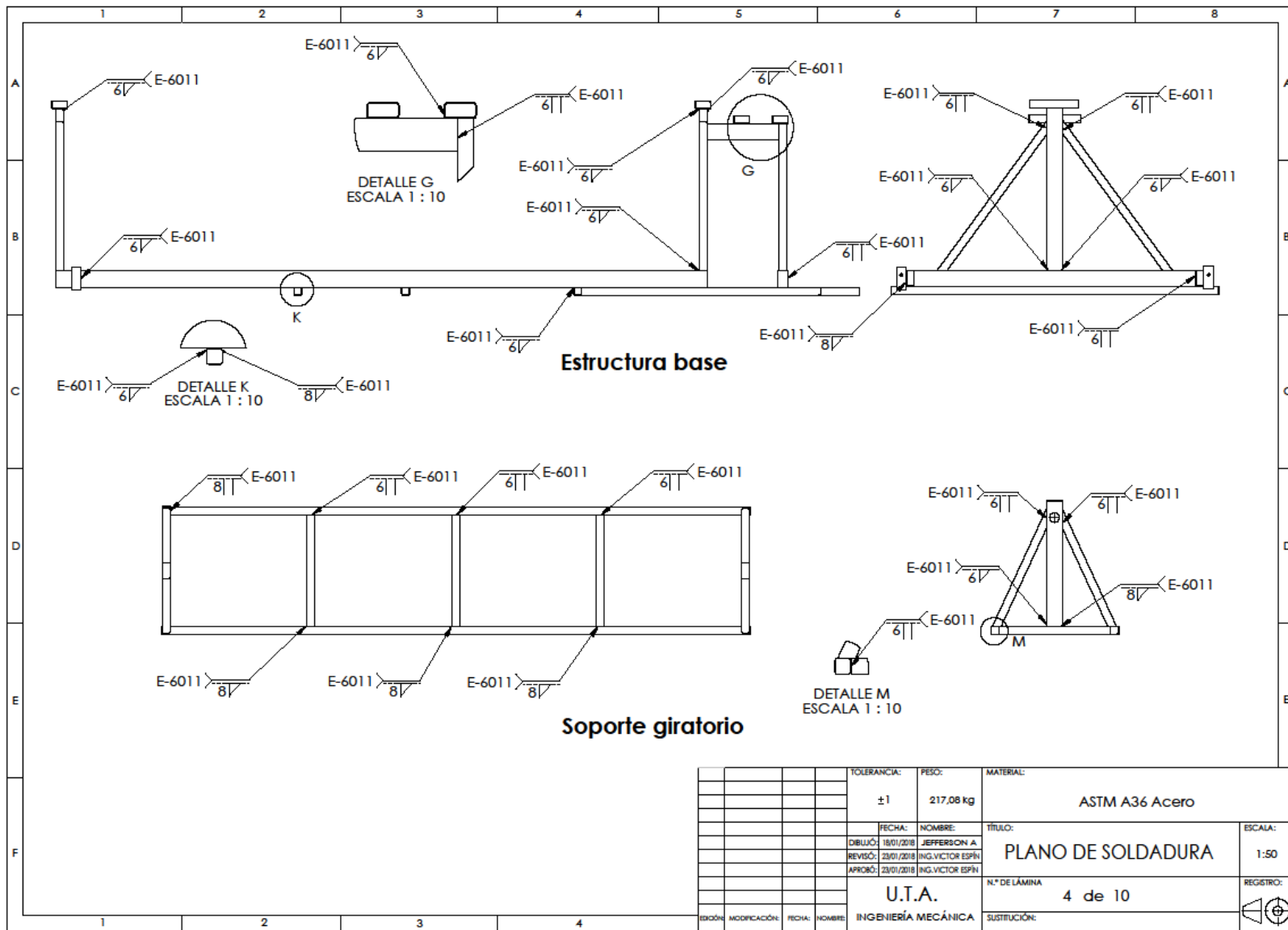
N.º de orden	N.º de pieza	Material	N.º de orden	Peso (gr)	Observaciones
12	PASADOR	AISI 1020	6	136.70	Maquinado
11	SOPORTE DE APOYO	ASTM A36 Acero	3	472.28	Cortado,Pulido,Soldado
10	SOPORTES	ASTM A36 Acero	3	1983.61	Cortado,Pulido,Soldado
9	BRIDA	ASTM A36 Acero	1	908.94	Maquinado
8	PLACA DE ACERO	ASTM A36 Acero	2	85270.63	Cortado,Pulido,Soldado
7	BASE LLANTA		4		Adquirido
6	NEUMATICO		4		Adquirido
5	EJE	AISI 1020	2	7782.69	Torneado
4	SOPORTE GIRATORIO	ASTM A36 Acero	1	66316.90	Cortado,Pulido,Soldado
3	Rodamiento		2		UCP 213
2	Chumacera		2		SKF 213
1	ESTRUCTURA BASE	ASTM A36 Acero	1	218861.91	Cortado, Pulido,Soldado

TOLERANCIA:		PESO:	MATERIAL:	
±1		512,17 Kg	VARIOS	
FECHA:	NOMBRE:	TITULO:		ESCALA:
DIBUJÓ: 28/06/2014	Jefferson Ayala	SIMULADOR DE VUELCO		1:20
REVISÓ: 09/07/2014	ING.VICTOR ESPIN			
APROBÓ: 09/07/2014	ING.VICTOR ESPIN			
U.T.A.		N.º DE LÁMINA		REGISTRO:
INGENIERÍA MECÁNICA		1 de 10		⊕
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:

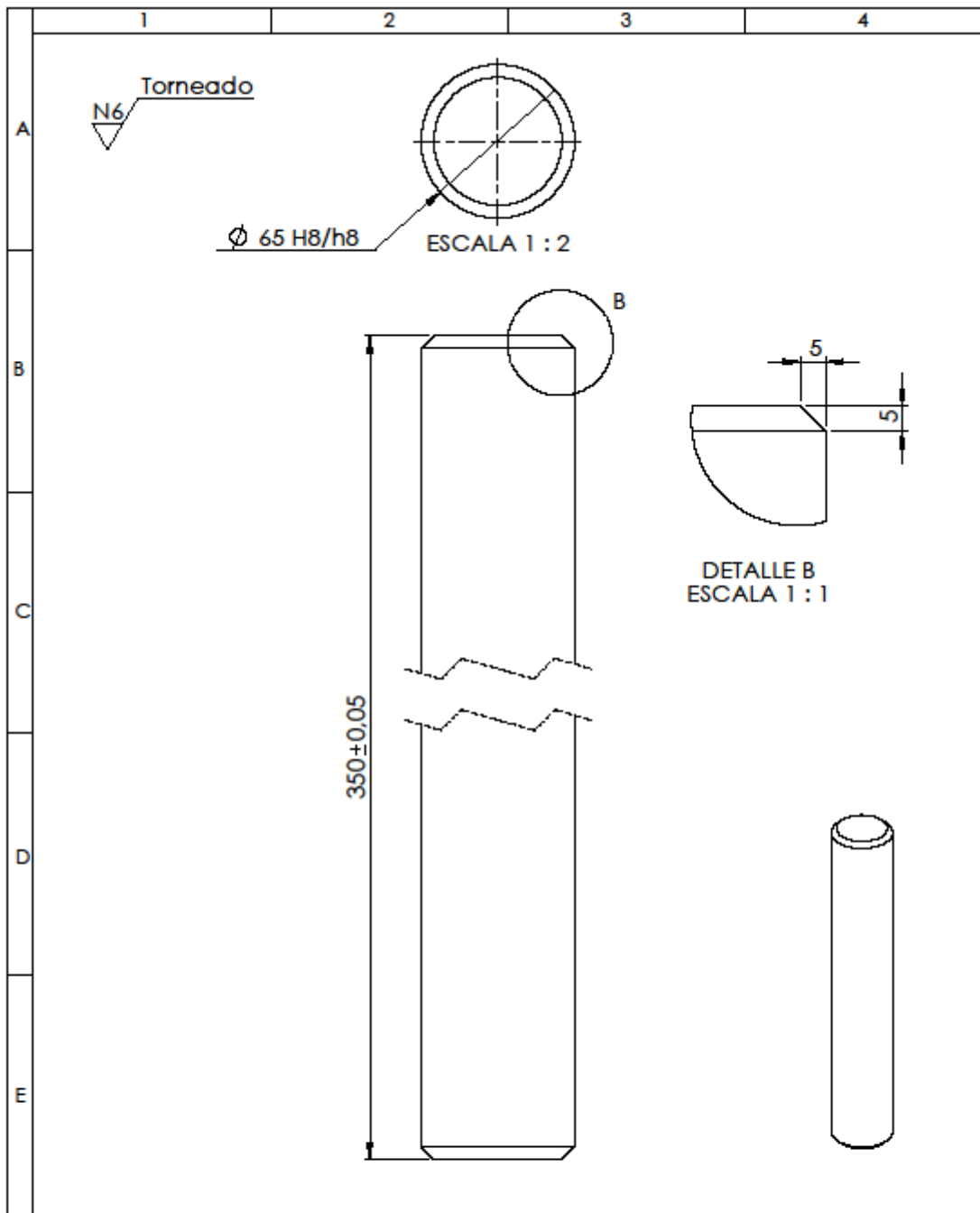


TOLERANCIA:		PESO:	MATERIAL:	
±1		217,08 kg	ASTM A36 Acero	
FECHA:	NOMBRE:	TÍTULO:		ESCALA:
DIBUJÓ: 18/01/2018	JEFFERSON A	ESTRUCTURA BASE		1:20
REVISÓ: 23/01/2018	ING.VICTOR ESPIN	N.º DE LÁMINA		REGISTRO:
APROBÓ: 23/01/2018	ING.VICTOR ESPIN	2 de 10		⊕
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:
U.T.A.				
INGENIERÍA MECÁNICA				

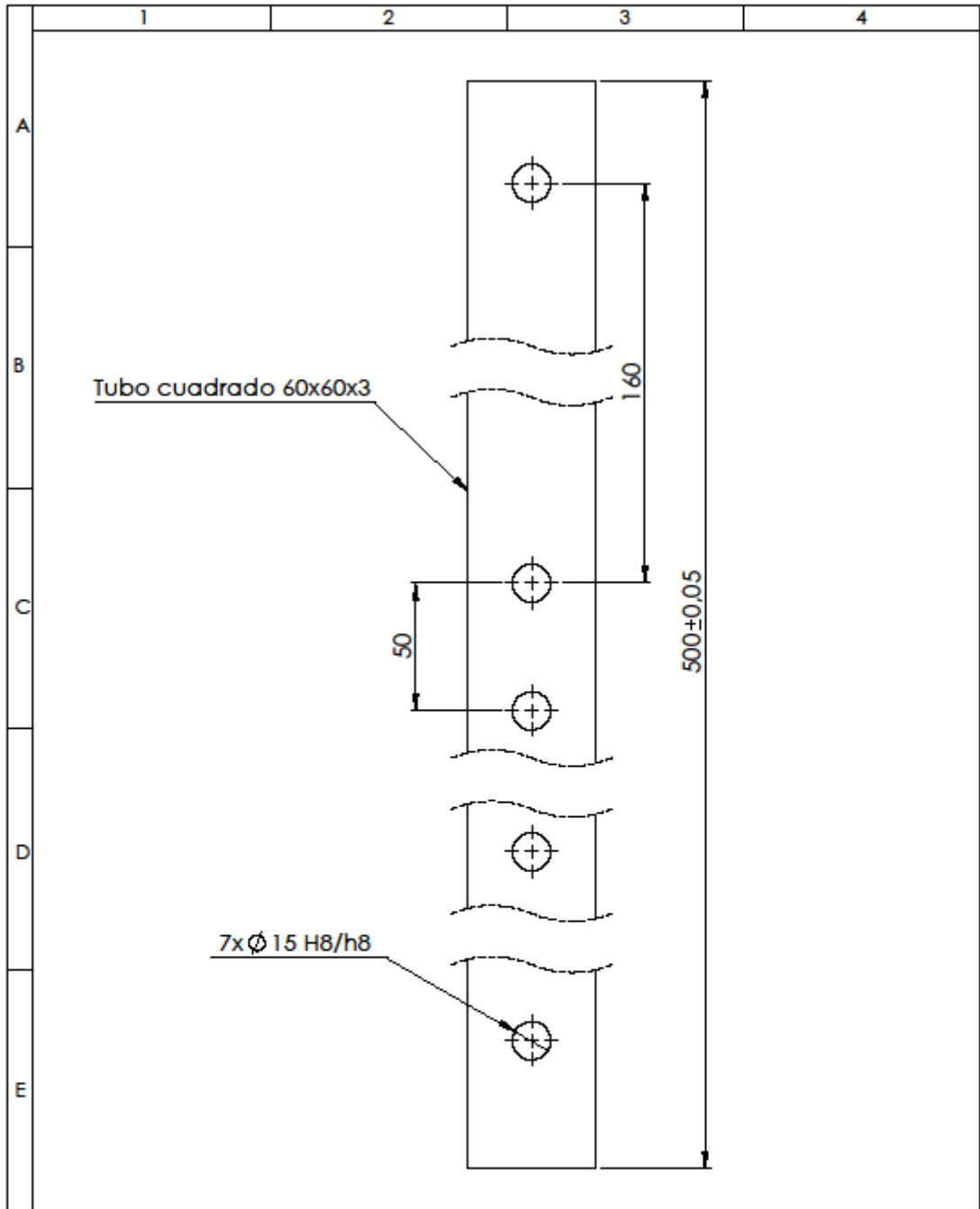




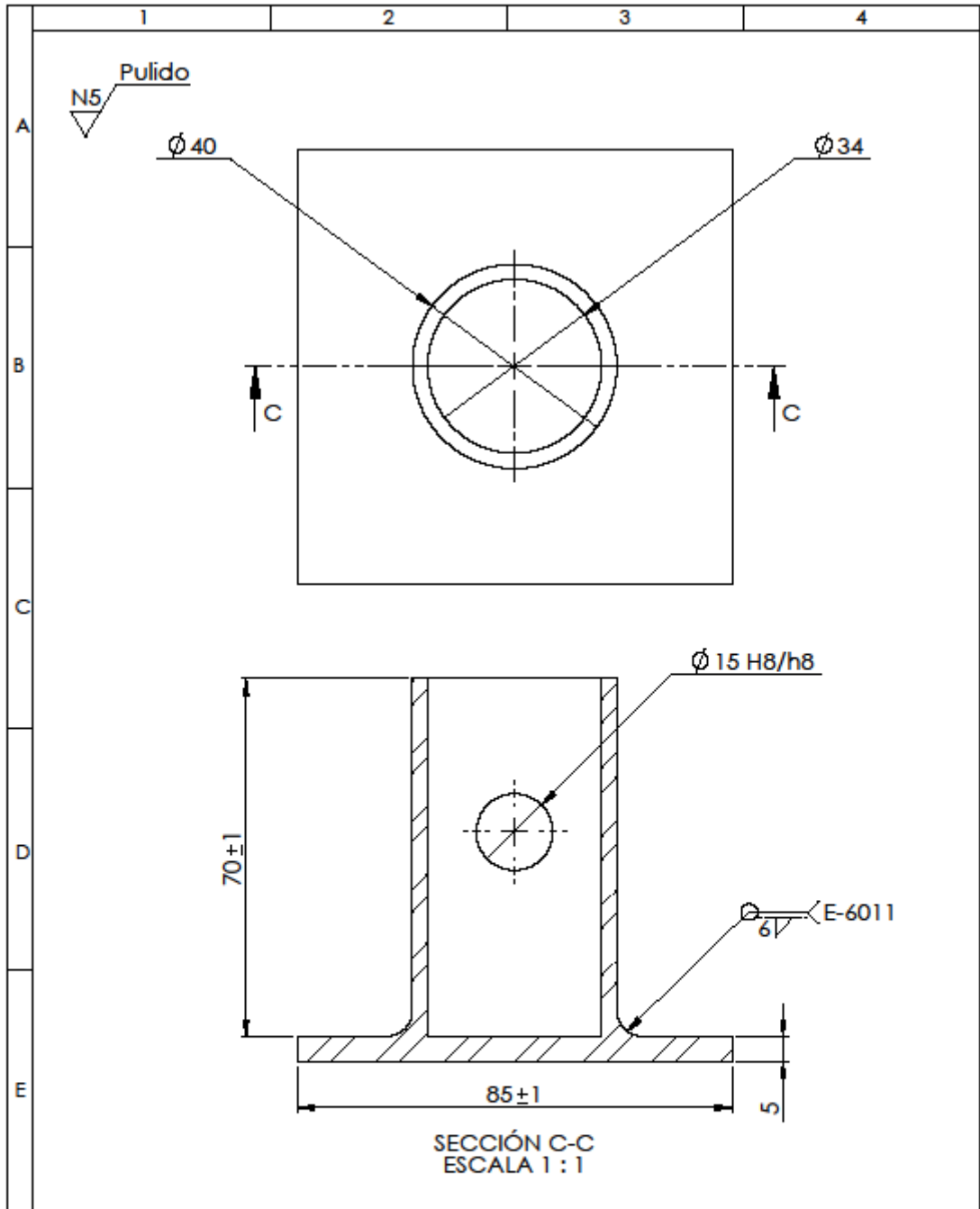
				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				±1	217,08 kg	ASTM A36 Acero	
				FECHA:	NOMBRE:	TÍTULO:	ESCALA:
				DIBUJÓ: 18/01/2018	JEFFERSON A.	PLANO DE SOLDADURA	1:50
				REVISÓ: 23/01/2018	ING.VICTOR ESPIN		
				APROBÓ: 23/01/2018	ING.VICTOR ESPIN		
				U.T.A.		N.º DE LÁMINA	REGISTRO:
				INGENIERÍA MECÁNICA		4 de 10	⊕
				EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:



				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				$\pm 1$	7,78 Kg	AI SI 1020	
				FECHA:	NOMBRE:	TÍTULO:	ESCALA:
				DIBUJO: 22/1/2018	JEFFERSON, A	EJE	1:2
				REVISO: 15/3/2018	ING. VICTOR ESPIN		
				APROBO: 15/3/2018	ING. VICTOR ESPIN		
				U.T.A.		Nº DE LÁMINA:	REGISTRO:
				INGENIERÍA MECÁNICA		5 de 10	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:			



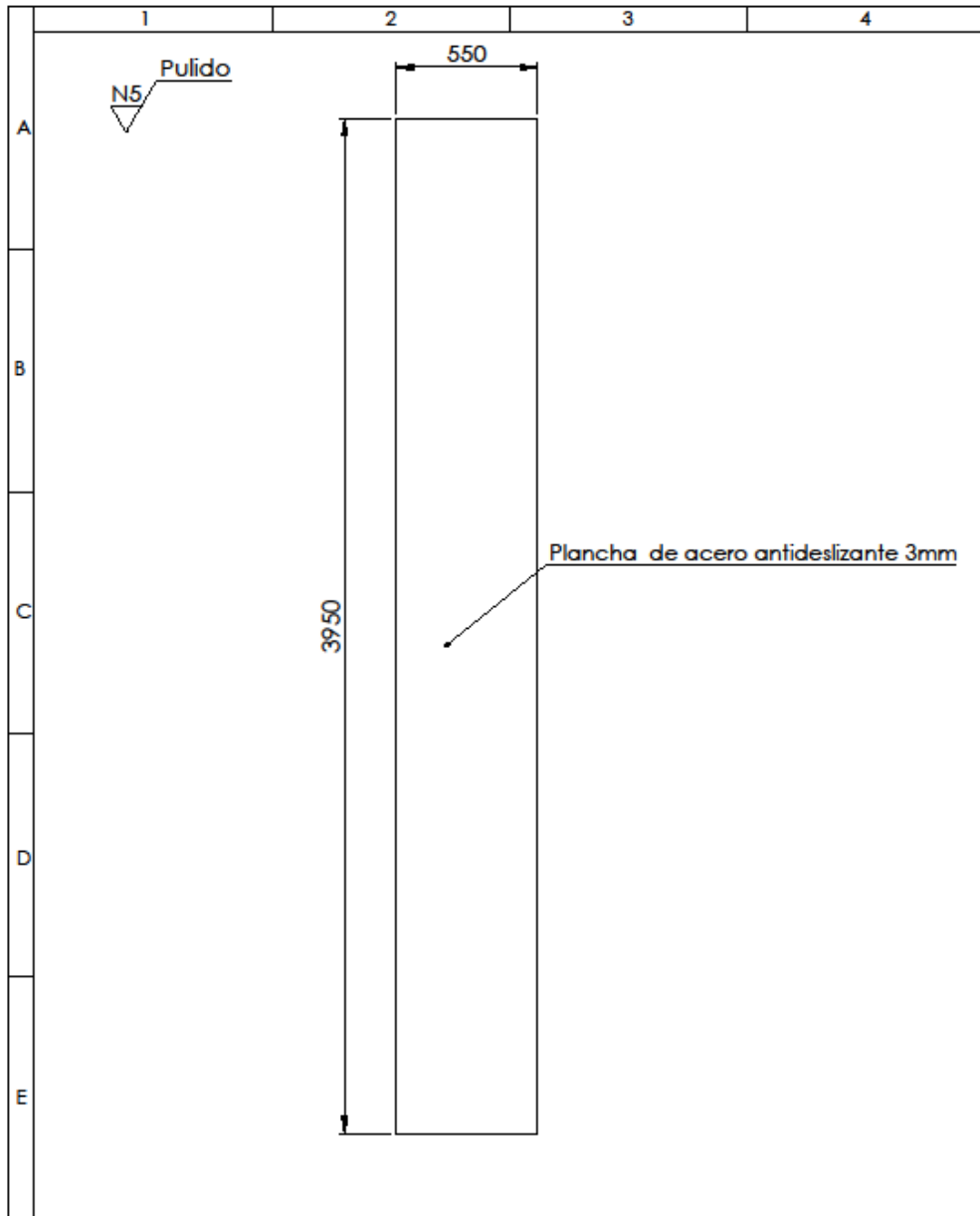
				TOLERANCIA: ±1	PESO: 1,98 Kg	MATERIAL: <b>ASTM A36 Acero</b>		
						TÍTULO: <b>SOPORTE</b>	ESCALA: 1:2	
				FECHA: DIBUJO: 22/1/2018	NOMBRE: JEFFERSON, A			
				REVISO: 22/1/2018	ING VICTOR ESPIN			
				APROBO: 22/1/2018	ING VICTOR ESPIN			
				<b>U.T.A.</b> INGENIERÍA MECÁNICA		Nº DE LÁMINA: <b>6 de 9</b>	REGISTRO:	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:			SUSTITUCIÓN:		



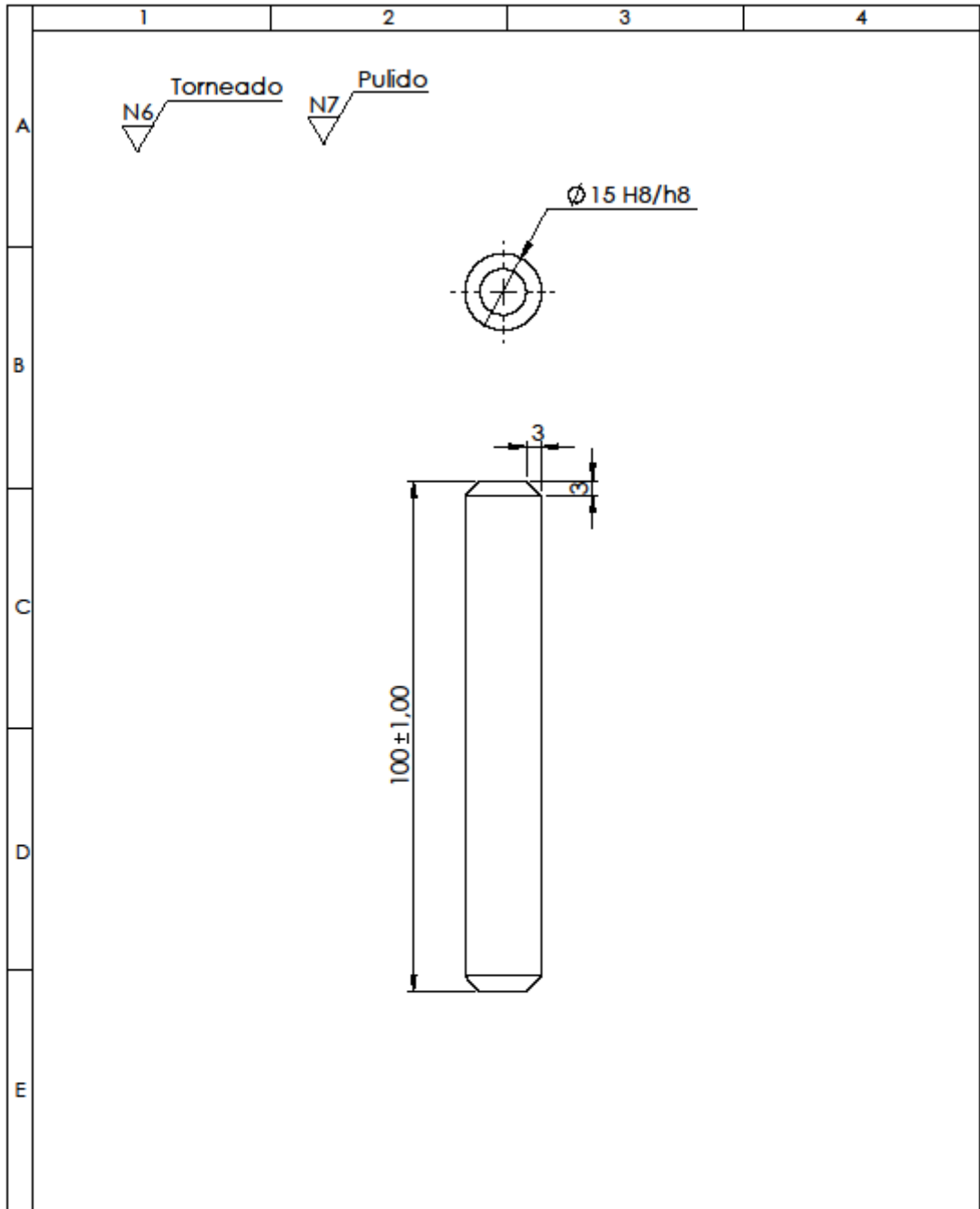
SECCIÓN C-C  
ESCALA 1 : 1

				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:		
				±1	0,47 Kg	ASTM A36 Acero		
				FECHA:	NOMBRE:	TÍTULO:		
				DIBUJO: 22/1/2018	JEFFERSON, A	SOPORTE DE APOYO		
				REVISO: 15/3/2018	ING VICTOR ESPIN	ESCALA: 1:1		
				APROBO: 15/3/2018	ING VICTOR ESPIN	REGISTRO:		
				U.T.A.		Nº DE LÁMINA:	7 de 9	
				INGENIERÍA MECÁNICA		SUSTITUCIÓN:		
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:					

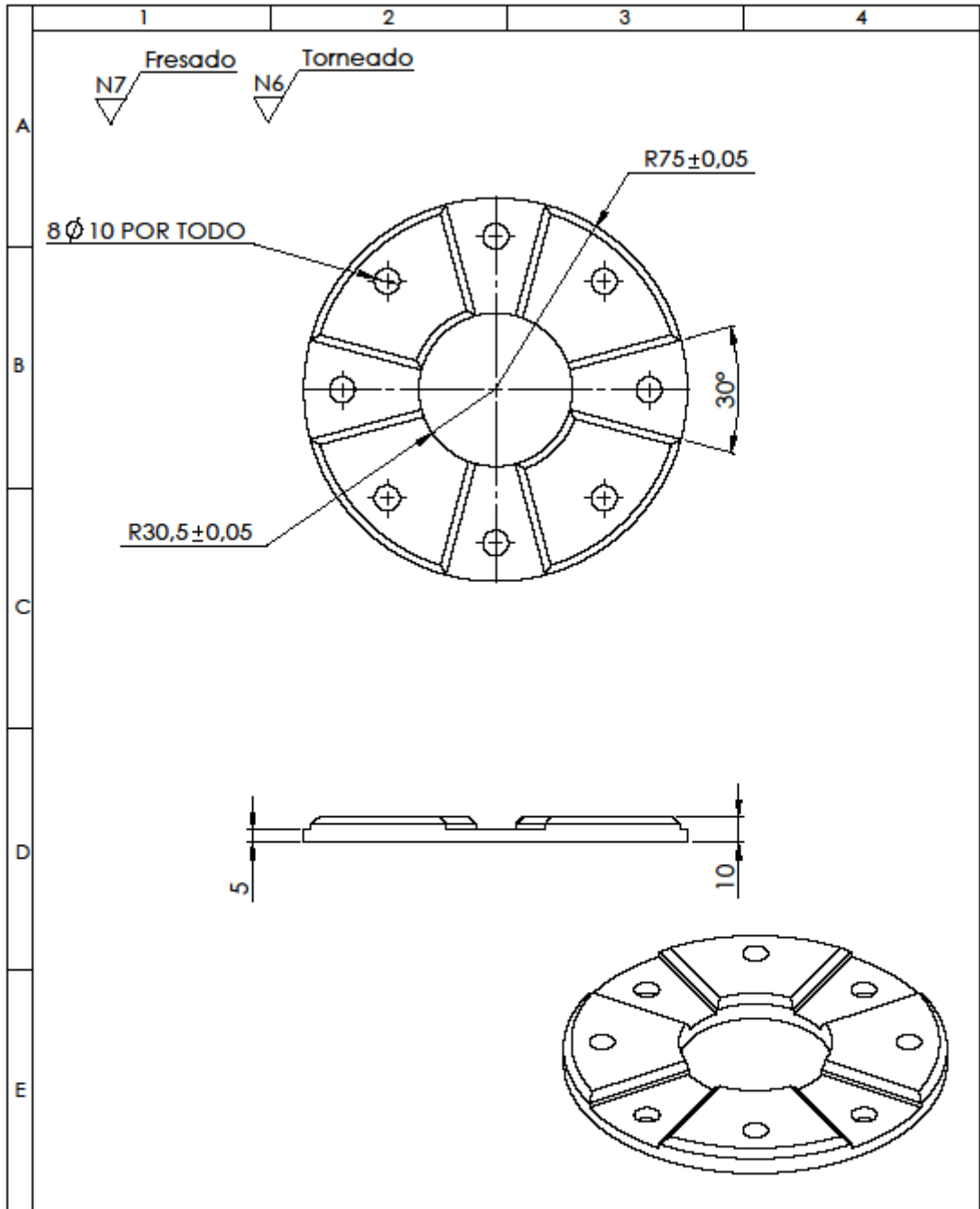




				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:		
				±1	85,27 Kg	ASTM A36 Acero		
					FECHA:	NOMBRE:	TÍTULO:	
					22/1/2018	JEFFERSON A	PLACA	
					15/3/2018	ING. VICTOR EPIN		ESCALA:
					15/3/2018	ING. VICTOR EPIN		1:20
					U.T.A.		N° DE LÁMINA:	
								8 de 9
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	INGENIERÍA MECÁNICA		SUSTITUCIÓN:	REGISTRO:	



				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				±1	0,136 Kg	AISI 1020	
					FECHA:	NOMBRE:	TÍTULO:
				DIBUJO:	22/1/2018	JEFFERSON, A	PASADOR
				REVISO:	15/3/2018	ING VICTOR ESPIN	
				APROBO:	15/3/2018	ING VICTOR ESPIN	
				U.T.A.		Nº DE LÁMINA:	REGISTRO:
				INGENIERÍA MECÁNICA		9 de 9	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:			



				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:	
				±1	0,91 Kg	ASTM A36 Acero	
				FECHA:	NOMBRE:	TÍTULO:	
				DIBUJO: 22/1/2018	JEFFERSON, A	BRIDA	
				REVISO: 15/3/2018	ING. VICTOR ESPIN	ESCALA:	
				APROBO: 15/3/2018	ING. VICTOR ESPIN	1:2	
				U.T.A.		Nº DE LÁMINA:	REGISTRO:
				INGENIERÍA MECÁNICA		10 de 10	
EDICIÓN:	MODIFICACIÓN:	FECHA:	NOMBRE:	SUSTITUCIÓN:		