



UNIVERSIDAD UTE

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

CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

**DISEÑO DE UN MECANISMO PARA GENERACIÓN DE
ENERGÍA ELÉCTRICA MEDIANTE PRESIÓN INSTALADO EN
LOS REDUCTORES DE VELOCIDAD DE LAS VÍAS DE
TRANSPORTE TERRESTRE**

**TRABAJO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
DE INGENIERO EN MECATRÓNICA**

CARLOS ANDRÉS DELGADO VILLENA

DIRECTOR: ING. NELSON GUTIERREZ MSC.

Quito, Agosto 2019

© Universidad UTE. 2019

Reservados todos los derechos de reproducción

FORMULARIO DE REGISTRO BIBLIOGRÁFICO PROYECTO DE TITULACIÓN

DATOS DE CONTACTO	
CÉDULA DE IDENTIDAD:	1716802812
APELLIDO Y NOMBRES:	DELGADO VILLENA CARLOS ANDRÉS
DIRECCIÓN:	URB. JARDINES DE AMAGASI LOTE 213
EMAIL:	carlos.d_1417@hotmail.com
TELÉFONO FIJO:	02 3285449
TELÉFONO MOVIL:	0995399042

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	DISEÑO DE UN MECANISMO PARA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA MEDIANTE PRESIÓN INSTALADO EN LOS REDUCTORES DE VELOCIDAD DE LAS VÍAS DE TRANSPORTE TERRESTRE
AUTOR O AUTORES:	DELGADO VILLENA CARLOS ANDRÉS
FECHA DE ENTREGA DEL PROYECTO DE TITULACIÓN:	06 de agosto de 2019
DIRECTOR DEL PROYECTO DE TITULACIÓN:	ING. NELSON GUTIERREZ Msc.
PROGRAMA	PREGRADO <input checked="" type="checkbox"/> POSGRADO <input type="checkbox"/>
TÍTULO POR EL QUE OPTA:	INGENIERO MECATRÓNICO
RESUMEN: Mínimo 250 palabras	<p>El presente trabajo describe el diseño y validación en software de un mecanismo cuyo fin es generar energía eléctrica a partir de la presión causada por el peso de automotores en su paso por los reductores de velocidad. Este trabajo está compuesto por un sistema mecánico en el cual se guía la transmisión de la energía mecánica debido a la presión de automotores al paso por un reductor de velocidad dando paso a una cremallera que se acopla a una rueda libre modificada que en conjunto transforman el movimiento lineal a movimiento rotativo y ésta da paso a un piñón que se acopla a una caja multiplicadora que finalmente se articula a generador de energía eléctrica. Mediante el dimensionamiento de cables conductores la corriente alterna generada se transforma a corriente continua con un transformador AC/DC. Esto se lo hace pensando en una futura acumulación energética. Tomando en cuenta el peso y velocidad máxima de los</p>

automotores, se prueba la resistencia de los elementos mecánicos diseñados mediante software, así como el cálculo de velocidades transmitida entre los elementos. Se concluye que el sistema gracias al gran flujo de automotores que recorren ciertas vías de transporte de la ciudad y al eficiente aprovechamiento del peso y la velocidad de los automotores al paso por un reductor de velocidad puede generar al día alrededor de 52,5 [KWh]. Esto demuestra la sustentabilidad y sostenibilidad del sistema. Esta energía generada se puede direccionar para varias aplicaciones tales como la alimentación energética de alumbrado público, edificios, parques, electrolinerías, peajes, entre otros.

PALABRAS CLAVES:

Energía, generar, esfuerzo, velocidad, automotores, eléctrica, reductor de velocidad.

ABSTRACT:

The present work describes the design and validation in software of a mechanism whose purpose is to generate electrical energy from the pressure caused by the weight of the vehicles in their passage through the speed reducers. This work is composed by a mechanical system in which the transmission of the mechanical energy is guided due to the pressure of the automobiles to the step by a reducer of speed giving step to a mechanical zipper that is coupled to a free wheel modified that transform the linear movement to rotary movement and this one gives step to a gear that is coupled to a box multiplier that finally articulates to generator of electrical energy. By means of the correct dimensioning of conductor cables, the generated alternating current is transformed into direct current with an AC/DC transformer, thinking about a future energy accumulation. Taking into account the weight and maximum speed of the vehicles, the resistance of the mechanical elements designed by means of software is tested, as well as the calculation of speeds transmitted between the elements. It is concluded that the system, thanks to the large flow of vehicles that travel certain transport routes in the city and the efficient use of the weight and speed of the vehicles as they pass through a speed reducer, can generate around 52.5 [KWh] per day. This

KEYWORDS

demonstrates the sustainability of the system. This generated energy can be directed to various applications such as power supply for public lighting, buildings, parks, electric gas station, tolls, among others.

Energy, generate, effort, speed, automotive, electric, speed reducer.

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

f: _____


DELGADO VILLENA CARLOS ANDRÉS

CI: 1716802812

DECLARACIÓN Y AUTORIZACIÓN

Yo, **DELGADO VILLENA CARLOS ANDRES**, CI 1716802812 autor/a del proyecto titulado: **DISEÑO DE UN MECANISMO PARA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA MEDIANTE PRESIÓN INSTALADO EN LOS REDUCTORES DE VELOCIDAD DE LAS VÍAS DE TRANSPORTE TERRESTRE** previo a la obtención del título de **INGENIERO EN MECATRÓNICA** en la Universidad UTE.

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

Quito, Julio 2019



f: _____

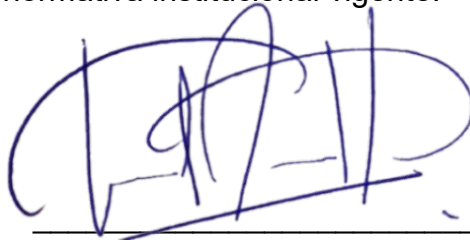
DELGADO VILLENA CARLOS ANDRÉS

CI: 1716802812

DECLARACIÓN

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

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



DELGADO VILLENA CARLOS ANDRÉS
CI: 1716802812

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo que lleva por título **Diseño de un mecanismo para generación de energía eléctrica mediante presión instalado en los reductores de velocidad de las vías de transporte terrestre**, que, para aspirar al título de **Ingeniero en Mecatrónica** fue desarrollado por **Delgado Villena Carlos Andrés**, bajo mi dirección y supervisión, en la Facultad de Ciencias de la Ingeniería e Industrias; y cumple con las condiciones requeridas por el reglamento de Trabajos de Titulación artículos 19, 27 y 28.



Ing. Nelson Gutierrez Msc.

DIRECTOR DEL TRABAJO

C.I. 1712465713

DEDICATORIA

Este trabajo de titulación lo dedico en primer lugar a mis hijas, quienes son la inspiración que hace volar cada paso que doy y despiertan cada sueño en mi vida.

A mi esposa y compañera quien es mi confidente, quien es mi hogar.

A mi padre que ha sido el héroe que siempre he querido seguir.

A mi madre que ha sido mi abrigo y mi paz.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mi padre y a mi madre, Carlos y Teresita quienes han puesto su confianza en mí, que me dieron la oportunidad de obtener un título profesional. Que han estado siempre presentes en todos los aspectos de mi vida, me han dado su guía y seguridad para poder dar cada paso con solidez.

Al amor de mi vida, Dani, que me ha impulsado en cada meta propuesta, que ha dado su tiempo en el cuidado de nuestras hijas, Luhana e Isabella, siendo un verdadero equipo para poder alcanzar nuestras metas profesionales.

A mis hermanas, Karla y Estefania, que han estado siempre atentas en todas las instancias de mi vida y me han brindado su apoyo incondicional. A mí cuñado Marcos y mi sobrina Fabiana.

A mis suegros Javier y Sandra que han brindado a mi esposa y a mi persona su apoyo incondicional en este importante camino.

A mis cuñados Santy y Gianca, que se volvieron mis hermanos de quienes nunca faltó un consejo.

A mis grandes amigos, Vladimir y Luis que con sus consejos profesionales han aportado en mi trabajo de titulación.

Agradezco a mi Director Ing. Nelson Gutiérrez por su guía y paciencia en el desarrollo del presente trabajo. Así como a mis asesores Ing. Luis Hidalgo e Ing. Alejandro Garcés quienes han hecho grandes aportes durante el desarrollo de mi tesis.

A la UTE y a mis profesores que han formado mis conocimientos en el camino a mi carrera profesional.

ÍNDICE DE CONTENIDO

	PÁGINA
RESUMEN	1
ABSTRACT	2
1. INTRODUCCIÓN	3
2. METODOLOGÍA	3
2.1 REQUERIMIENTOS	9
2.1.1 RESTRICCIÓN	10
2.2 DISEÑO DE SISTEMA	10
2.3 DISEÑO ESPECÍFICO	11
2.3.1 ESTIMACIÓN DE CARGA	11
2.3.2 DISEÑO MECÁNICO	12
2.3.3 DISEÑO DE MUELLES DE RETORNO.....	16
2.3.4 SIMULACIÓN PARA DETERMINAR ACELERACIÓN DE REDUCTOR DE VELOCIDAD EN EL EJE (Y).....	20
2.3.5 CÁLCULO DE FUERZA EN EL EJE Y PRODUCIDA POR EL CONTACTO DE LOS NEUMÁTICOS SOBRE EL ROMPE- VELOCIDADES.....	20
2.3.6 DISEÑO DE PASADOR VIGA-COLUMNA	21
2.3.7 DISEÑO DE LA COLUMNA	24
2.3.8 DISEÑO DE CREMALLERA	25
2.3.9 DISEÑO DE PIÑÓN LIBRE MODIFICADO	30
2.3.10 DISEÑO DE PIÑÓN PARA TRANSMISIÓN.....	44
2.3.11 DISEÑO DE PISTÓN Y GUIA CILINDRICA TUBULAR PARA MUELLES	49
2.3.12 DISEÑO DE EJES 1 Y 2	50
2.3.13 SELECCIÓN DE CAJA MULTIPLICADORA.....	57
2.4 SELECCIÓN DE ELEMENTOS ELÉCTRICOS	59
2.4.1 SELECCIÓN DE GENERADOR DE ENERGÍA ELÉCTRICA ...	59
2.4.2 SELECCIÓN DE CONVERTOR DE ENERGÍA	60
2.4.3 DIMENSIONAMIENTO DE CABLE CONDUCTOR.....	60
3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	69
3.1 MECANISMO PARA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA..	69
3.2 SIMULACIÓN DEL MECANISMO Y VALIDACIÓN DE LA DINÁMICA DE SUS ELEMENTOS.....	71
3.2.1 SIMULACIÓN DE DESPLAZAMIENTO DE LA VIGA EN EL EJE (Y).....	71
3.2.2 SIMULACIÓN DE LA VELOCIDAD DE IMPACTO A 50KM/H ..	72
3.2.3 SIMULACIÓN DE LA DINÁMICA DEL MECANISMO	73
3.3 ESTIMACIÓN DE ENERGÍA GENERADA POR EL MECANISMO	74
3.4 ANÁLISIS ECONÓMICO	76
4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	72
BIBLIOGRAFIA	73

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Estudio de flujo de automotores en el D.M.Q	11
Tabla 2. Lista y descripción de elementos del mecanismo.....	70
Tabla 3. Desplazamiento del vertical de la viga.....	72
Tabla 4. Velocidad de vertical de la cremallera	73
Tabla 5. Resultado de velocidades de elementos de transmisión	74
Tabla 6. Comparación de valores simulado vs real de velocidad circular engranes.....	74
Tabla 7. Parámetros de salida eje 2	75
Tabla 8. Potencia de salida caja multiplicadora.....	75
Tabla 9. Estimación de generación energética diaria, semanal, mensual y anual.....	75
Tabla 10. Estimación en dólares de producción energética del mecanismo	76
Tabla 11. Descripción de costos del sistema por elementos.....	76

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Curva parque automotor.....	3
Figura 2. Fuentes principales de energía renovable	4
Figura 3. Resalto vial portátil.....	5
Figura 4. Mecanismo Piñón-Cremallera	5
Figura 5. Elementos a diseñar	12
Figura 6. Diagrama de fuerzas en la viga	12
Figura 7. Diagrama fuerza cortante y momento flector máximo-viga	13
Figura 8. Diagrama fuerza cortante y momento flector mínimo-viga.....	13
Figura 9. Simulación de viga-Diagrama factor de seguridad.....	16
Figura 10. Diagrama de cargas viga-muelles.....	16
Figura 11. Aceleración lineal eje Y reductor de velocidad.....	20
Figura 12. Diagrama fuerzas en pasador.....	21
Figura 13. Diagrama fuerza cortante y momento flector máximo.....	21
Figura 14. Diagrama fuerza cortante y momento flector mínimo.....	22
Figura 15. Simulación pasador-Diagrama de factor de seguridad	24
Figura 16. Simulación columna-Diagrama de factor de seguridad.....	25
Figura 17. Simulación cremallera-diagrama de factor de diseño	30
Figura 18. Diagrama de fuerza en piñón.....	30
Figura 19. Simulación piñón principal-diagrama de factor de seguridad.....	35
Figura 20. Diagrama de fuerza en piñón.....	36
Figura 21. Simulación piñón secundario-diagrama de factor de diseño	41
Figura 22. Diagrama de fuerzas cilindro	41
Figura 23. Simulación cilindro-diagrama de factor de diseño.....	43
Figura 24. Diagrama final de piñón libre	44
Figura 25. Diagrama de fuerza en el piñón	44
Figura 26. Simulación piñón de transmisión-diagrama de factor de seguridad	49
Figura 27. Diagrama de fuerzas eje	51
Figura 28. Diagrama fuerza cortante y momento flector máximo eje 1	52
Figura 29. Diagrama fuerza cortante y momento flector máximo eje 1	52
Figura 30. Simulación eje 1-diagrama de factor de seguridad	54
Figura 31. Diagrama de fuerzas eje	54
Figura 32. Diagrama fuerza cortante y momento flector máximo eje 2.....	55
Figura 33. Diagrama fuerza cortante y momento flector máximo eje 2.....	55
Figura 34. Simulación eje 2-diagrama de factor de seguridad	56
Figura 35. Catalogo cajas multiplicadoras	58
Figura 36. Generador de corriente alterna Fujian	59
Figura 37. Conversor AC/DC Fujian	60
Figura 38. Cable tretrapolar	60
Figura 39. Tabla cables según amperaje	61

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 40. Modelado de mecanismo.....	61
Figura 41. Modelamiento de mecanismo, vista explosionada.....	62
Figura 42. Mecanismo para generación de energía eléctrica.....	69
Figura 43. Vista explosionada de mecanismo para generación de energía eléctrica.....	69
Figura 44. Gráfico de elementos a simular; neumático, reductor de velocidad, resortes y guías.....	71
Figura 45. Desplazamiento lineal eje Y reductor de velocidad.....	72
Figura 46. Velocidad lineal eje Y reductor de velocidad.....	72
Figura 47. Simulación de velocidad en eje 1.....	73
Figura 48. Simulación de Velocidad eje 2.....	74

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO 1. Planos del mecanismo.....	73
ANEXO 2. Especificaciones muelle de retorno.....	91
ANEXO 3. Especificaciones columna-tubería estructurada.....	92
ANEXO 4. Especificaciones viga-tubería estructural.....	93

RESUMEN

El presente trabajo describe el diseño y validación en software de un mecanismo cuyo fin es generar energía eléctrica a partir de la presión causada por el peso de automotores en su paso por los reductores de velocidad. Este trabajo está compuesto por un sistema mecánico en el cual se guía la transmisión de la energía mecánica debido a la presión de automotores al paso por un reductor de velocidad dando paso a una cremallera que se acopla a una rueda libre modificada que en conjunto transforman el movimiento lineal a movimiento rotativo y ésta da paso a un piñón que se acopla a una caja multiplicadora que finalmente se articula a un generador de energía eléctrica. Mediante el dimensionamiento de cables conductores la corriente alterna generada se transforma a corriente continua con un transformador AC/DC. Esto se lo hace pensando en una futura acumulación energética. Tomando en cuenta el peso y velocidad máxima de los automotores, se prueba la resistencia de los elementos mecánicos diseñados mediante software, así como el cálculo de velocidades transmitida entre los elementos. Se concluye que el sistema gracias al gran flujo de automotores que recorren ciertas vías de transporte de la ciudad y al eficiente aprovechamiento del peso y la velocidad de los automotores al paso por un reductor de velocidad puede generar al día alrededor de 52,5 [KWh]. Esto demuestra la sustentabilidad y sostenibilidad del sistema. Esta energía generada se puede direccionar para varias aplicaciones tales como la alimentación energética de alumbrado público, edificios, parques, electrolinerías, peajes, entre otros.

Palabras clave: Energía, generar, esfuerzo, velocidad, automotores, eléctrica, reductor de velocidad.

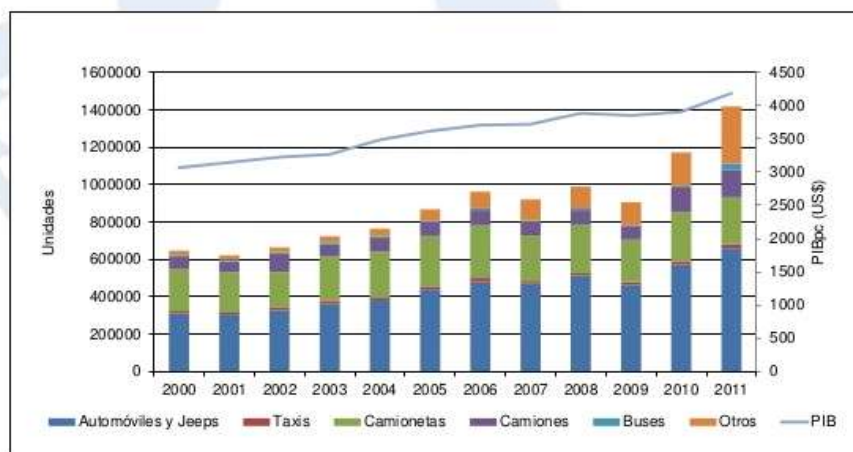
ABSTRACT

The present work describes the design and validation in software of a mechanism whose purpose is to generate electrical energy from the pressure caused by the weight of the vehicles in their passage through the speed reducers. This work is composed by a mechanical system in which the transmission of the mechanical energy is guided due to the pressure of the automobiles to the step by a reducer of speed giving step to a mechanical zipper that is coupled to a free wheel modified that transform the linear movement to rotary movement and this one gives step to a gear that is coupled to a box multiplier that finally articulates to generator of electrical energy. By means of the correct dimensioning of conductor cables, the generated alternating current is transformed into direct current with an AC/DC transformer, thinking about a future energy accumulation. Taking into account the weight and maximum speed of the vehicles, the resistance of the mechanical elements designed by means of software is tested, as well as the calculation of speeds transmitted between the elements. It is concluded that the system, thanks to the large flow of vehicles that travel certain transport routes in the city and the efficient use of the weight and speed of the vehicles as they pass through a speed reducer, can generate around 52.5 [KWh] per day. This demonstrates the sustainability of the system. This generated energy can be directed to various applications such as power supply for public lighting, buildings, parks, electric gas station, tolls, among others.

Key Words: Energy, generate, effort, speed, automotive, electric, speed reducer.

1. INTRODUCCIÓN

En la ciudad de Quito existe un gran flujo vehicular el cual causa altos niveles de contaminación debido a la alta dependencia de combustibles fósiles tales como la gasolina y diésel (Posada & Gonzalez, 2013) cuyo consumo nacional en el año 2016 ascendió a 87.777 mil barriles (Petroecuador, 2016). Sabiendo inclusive las nuevas tecnologías en los autos que intentan reducir los índices de contaminación, el aumento del parque automotor hace que estos niveles tengan una curva ascendente como se ve en la figura 1.



Fuente: INEC



Figura 1. Curva parque automotor.
(INER 2012)

Entre enero y octubre del año 2017, un total de 26 863 automotores fueron matriculados como nuevos, mientras que en el mismo período del 2018, 32 431 automotores se sumaron a las calles de la capital, según la Agencia Metropolitana de Tránsito (AMT). Es decir, 5 568 más (20,7%). Así también el número de vehículos se incrementó en un 57% entre 2010 y 2015 en el país, esto de acuerdo con el Anuario de Transportes 2015 del Instituto Nacional de Estadística y Censos (INEC, 2016). Con estos datos se muestra de forma clara el aumento de autos que existirá de forma continua en nuestras ciudades.

Se está en una era donde las energías renovables están en auge (Cenzano & Esteire, 2014) entre las cuales podemos nombrar las técnicas que más han evolucionado y las más usadas a nivel mundial como se ve en la figura 2 que en primer lugar se encuentra la hidroeléctrica con un 65% de la capacidad de creación de energía limpia en el mundo, seguido por la eólica 25%, energía solar 16% (Madrid, 2012), entre otras. El ser humano sigue buscando nuevas fuentes de donde generar energía limpia pero en Ecuador esto aún no ha desarrollado, solo se usa las técnicas populares antes descritas y existe una

falta de iniciativa e innovación para desarrollar técnicas más creativas que en realidad sean viables y sustentables (Schallenberg & Piernavieja , 2008).



Figura 2. Fuentes principales de energía renovable
(*Energías Estratégicas, 2019*)

El boletín número 26 de la Asociación de Empresas Automotrices del Ecuador indica que en Pichincha hay 750.716 automotores con lo cual por medidas de prevención y seguridad en el sector urbano han aumentado también los reductores de velocidad (Moscardo Palop, 2017).

En cuanto a reductores de velocidad existen distintas normas y medidas permitidas. Al encontrarse correctamente instalados y con las dimensiones adecuadas, son de gran importancia para la ciudadanía ya que sirven para prevenir accidentes, salvaguardando la seguridad de los conductores y peatones. Normalmente su presencia se debe a la cercanía de instituciones educativas, aproximación a intersecciones o a la existencia de curvas consideradas peligrosas. Sin embargo otros reductores son instalados simplemente con la intención de mantener una velocidad adecuada para el tipo de vía en cuestión (Fernandez & Gutierrez , 2008).

En este trabajo se considera el uso de un resalto portátil como se ve en la figura 3 los cuales son dispositivos elaborados en caucho, plástico y otros materiales sintéticos de bajo peso; son de alta resistencia al impacto y se ubican sobre la superficie de la vía como reductores de velocidad. Bajo este elemento se puede acoplar el mecanismo que se desarrolla en este trabajo.

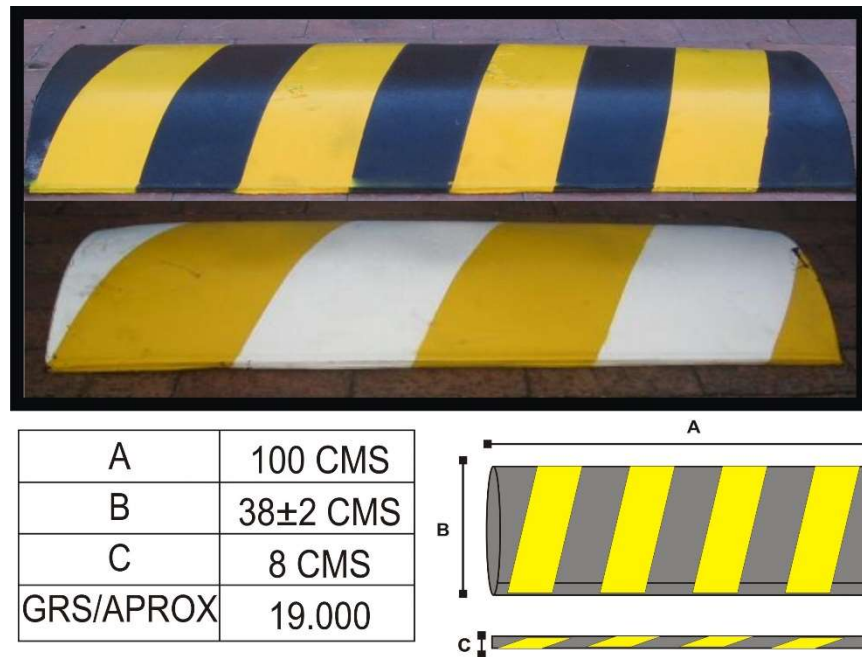


Figura 3. Resalto vial portátil
(Montaño, 2010)

Un mecanismo de piñón-cremallera como se ve en la figura 4 es acoplado al resalto vial el cual transforma el movimiento rectilíneo, en el que va montado un piñón, en movimiento giratorio de un eje. Para que el piñón se deslice sobre la cremallera es preciso que tanto piñón como cremallera tengan el mismo módulo. Este tipo de mecanismo es reversible, con lo cual puede funcionar aplicando un movimiento de giro al piñón que es transmitido a la cremallera desplazándolos de forma lineal (Shigley, Budynas, & Keith , 2012).

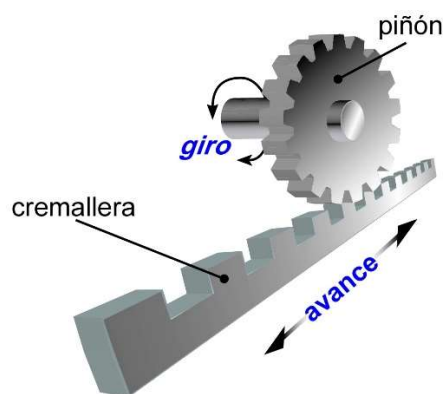


Figura 4. Mecanismo Piñón-Cremallera
(Rodríguez & Rico, 2016)

El reductor de velocidad retorna a su posición inicial después de ser presionado gracias a un muelle de retorno. Este elemento mecánico puede deformarse de manera no permanente absorbiendo energía elástica, para después restituirla total o parcialmente, en función de su característica de

amortiguamiento. Para los propósitos de este trabajo se usa un muelle helicoidal cilíndrico que tienen formas diferentes en función de que la carga se aplique por tracción y por compresión (Romero & Calle, 2015).

Por efectos de eficiencia y para mantener el adecuado funcionamiento del generador eléctrico el cual debe recibir un movimiento rotativo en una única dirección, se implementa una rueda libre. La energía es generada cada vez que el resalto vial es presionado, con lo cual la cremallera se desplaza para abajo, en ese movimiento el generador está acoplado generando energía. Cuando la cremallera regresa a la posición inicial, gracias al muelle de retorno, el generador se desacopla para así interrumpir la transmisión de potencia que genera el mecanismo y con esto asegurar el funcionamiento del generador (Lima, 2016).

La rueda libre es un mecanismo que permite que un eje gire libremente en un sentido, mientras que en el sentido contrario de giro es engranado transmitiendo así movimiento. Este tipo de mecanismo es el que se utiliza en la rueda motriz de la bicicleta. De esta forma, un ciclista puede transmitir movimiento a la rueda trasera y avanzar cuando pedalea. Pero cuando deja de hacerlo, la rueda trasera sigue girando libremente sin necesidad de que se transmita el movimiento a los pedales.

Para multiplicar el número de revoluciones que genera el mecanismo mediante la presión de los autos al paso por el reductor de velocidad y mantener un torque constante para la eficiencia del generador, se utiliza una caja multiplicadora de velocidad. Los actuales modelos multiplicadores de velocidad se caracterizan por las mínimas pérdidas que presentan durante todo el proceso de transmisión. Los engranajes de las cajas multiplicadoras pueden ser de dos tipos: engranajes rectos o helicoidales. Los primeros se utilizan en cajas multiplicadoras de ejes paralelos y presentan una relación de multiplicación máxima en cada etapa de 1:5. Los engranajes helicoidales tienen un diseño más sofisticado que los engranajes rectos y se emplean en cajas multiplicadoras de tipo planetario. La relación de multiplicación en cada etapa puede ser como máximo de 1:12 (Tipler & Mosca, 2014).

Gracias a la energía mecánica generada por medio de los elementos mencionados anteriormente se puede transformar en energía eléctrica, por medio de un generador. Hay varios tipos de generadores que se puede usar pero de acuerdo al comportamiento variable de este sistema lo mejor será usar un generador asíncrono. La máquina de inducción o asíncrona es una máquina de corriente alterna, en la cual la velocidad de rotación del rotor es menor que la del campo magnético del estator y depende de la carga. La máquina asíncrona tiene la propiedad de ser reversible, es decir, puede funcionar como motor y como generador. Tiene dos partes principales, estator

y rotor, según la construcción, los motores asíncronos pueden ser de rotor de jaula de ardilla o de rotor bobinado (Roldan, 2015).

En base a los elementos que se describen se diseña un mecanismo acoplado a los reductores de velocidad ubicados en las vías de transporte terrestre para generar energía eléctrica. Con este sistema se busca encaminar a Quito a ser una ciudad autosustentable (Robert, 2017) es decir estas pequeñas centrales energéticas podrán alimentar el alumbrado público, semáforos, parques e inclusive edificios.

Describiendo así los objetivos:

El objetivo general es diseñar un mecanismo para generación de energía eléctrica mediante presión instalado en los reductores de velocidad de las vías de transporte terrestre.

Estudio en un lugar específico de la ciudad de Quito para recolectar datos y dimensionar el sistema.

Diseñar los elementos del sistema.

Modelar los componentes y ensamblar con ayuda de herramientas CAD.

Validar el sistema a través de herramientas de software para realizar simulaciones.

2. METODOLOGÍA

Para desarrollar este trabajo se utilizó la metodología en V debido a su diseño concurrente como se muestra en la figura 5.

En primera instancia se toma los requerimientos del stakeholder para poder describir en forma general el diseño de sistema. A continuación se realiza el diseño específico en las áreas mecánica, electrónica y de control. En base a los distintos elementos diseñados se realiza la integración del sistema para verificar y validar el diseño inicial así como el cumplimiento de los requerimientos.

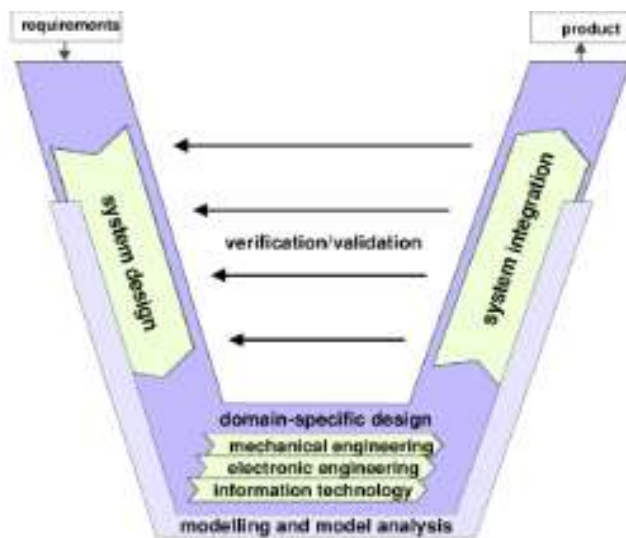


Figura 5. Metodología en V
(Verein Deutscher, 2004)

2.1 REQUERIMIENTOS

Para este trabajo se tomó en cuenta los siguientes requerimientos del sistema para un adecuado desarrollo:

- La viga debe soportar el peso y el impacto que causan los neumáticos que debido a las medidas estándar de los automóviles el largo de la viga debe ser de 1,8 [m].
- El sistema debe soportar el peso de una camioneta con carga máxima de 3405 [kg] y se tomara en cuenta un peso mínimo que corresponde a un auto pequeño con el máximo de sus ocupantes que es 1360 [kg].
- El desplazamiento vertical máximo de la viga debe ser de 0,095[m] debido a que corresponde a la altura del reductor velocidades más usado.
- La velocidad lineal máxima de los automotores al impacto del reductor de velocidades es de 50 [km/h] debido a que dentro de la ciudad de Quito está regulada por la ley de tránsito.

- Para realizar la transformación del movimiento se debe usar un mecanismo cremallera-piñón.
- Se debe seleccionar una caja multiplicadora según los parámetros de salida del mecanismo para alcanzar una velocidad nominal de entre 1500 [rpm] y 1800 [rpm].
- Se debe seleccionar un generador de corriente alterna en base a la potencia producida por el mecanismo.
- Se debe seleccionar un conversor de corriente alterna a corriente continua pensando en la acumulación de la energía generada.
- Se debe considerar la corriente y voltaje generado para un adecuado dimensionamiento de los cables conductores.

2.1.1 RESTRICCIÓN

- El mecanismo se diseña para autos livianos con masas menores a 4000 [kg] debido a que el estudio es realizado en una vía de transporte de la ciudad donde solo pueden circular automotores livianos.

2.2 DISEÑO DE SISTEMA

El sistema está conformado en su mayoría por un sistema mecánico y complementado por un sistema eléctrico.

Debido a que este es un sistema que está expuesto a fuerzas variables por el constante y continuo paso de automotores con diferentes masas, se ha considerado precisión en cálculo de los esfuerzos a los que están expuestos los diferentes elementos que lo conforman.

El sistema se compone en primer lugar por una viga la cual receptará la fuerza que causan los autos al paso sobre el reductor de velocidad. En los extremos de la viga estarán dos muelles que tienen la función de hacer retornar al reductor de velocidades a la posición inicial. Una columna estará acoplada en el centro de la viga la cual tendrá una cremallera que es la encargada de llevar el movimiento lineal al piñón libre donde se transforma en movimiento circular. La rueda libre modificada se compone de 3 elementos; un piñón principal, cilindros de presión y un piñón secundario el cual trasmite el movimiento a un piñón de salida. Estos están acoplados por dos ejes.

De esta forma se trasmite la potencia guiada por los distintos elementos a la caja multiplicadora de velocidades la cual brinda la suficiente velocidad para seleccionar un generador de corriente alterna. Pensando en la acumulación energética se transformara la corriente alterna generada a corriente continua mediante un transformador AC/DC. Para que los conductores eléctricos que

guían esta energía soporten la corriente y voltaje generado, se dimensiona su sección.

2.3 DISEÑO ESPECÍFICO

2.3.1 ESTIMACIÓN DE CARGA

Para el cálculo de potencia producido por el mecanismo se realiza un estudio de flujo de automotores en la calle Cordero y Av. Amazonas del distrito metropolitano de Quito. Durante 1 semana en distintas horas del día se realizó un conteo de automotores obteniendo los resultados indicados en la tabla 1.

Tabla 1. Estudio de flujo de automotores en el D.M.Q

	HORA	AUTOMOVIL(2EJES)
DETALLE DE MUESTREO	11H00-12H00	968
	17H00-19H00	1590
	12H00-14H00	1940
	LUNES A VIERNES	
CÁLCULO DE LUNES A VIERNES	PROMEDIO POR HORA	899,6
	PROMEDIO AL DÍA(6H00-20H00)	12594,4
	PROMEDIO SEMANA LABORAL (14HORAS AL DÍA)	62972
SABADO Y DOMINGO		
CÁLCULO FIN DE SEMANA	PROMEDIO POR HORA	449,8
	PROMEDIO AL DÍA(6H00-20H00)	6297,2
	PROMEDIO FIN DE SEMANA	12594,4
		AUTOMOVIL
TOTAL	PROMEDIO SEMANA	75566,4

2.3.2 DISEÑO MECÁNICO

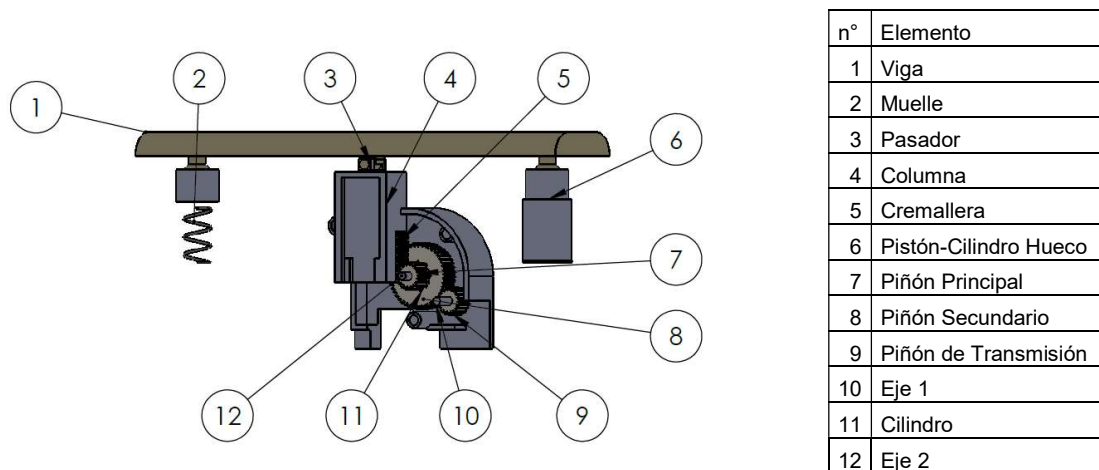


Figura 5. Elementos a diseñar

2.3.2.1 Diseño de la viga



Figura 6. Diagrama de fuerzas en la viga

Se diseña la viga con una sección cuadrada misma que soportara las fuerzas aplicadas por los neumáticos de los automotores. Se usa el método de esfuerzos fluctuantes debido al distinto peso de los automotores que circulan en las vías.

Cumpliendo con los requerimientos de diseño donde el peso máximo es 3405 kg y el peso mínimo 1360 kg.

Según la segunda ley de Newton:

$$F=m.a \quad [1]$$

Donde:

F: fuerza (N)

m: masa (m)

a: aceleración (m/s^2)

$$F_{max}=3405 \times 9,81=33369 \text{ [N]}$$

$$F_{min}=1360 \times 9,81=13328 \text{ [N]}$$

Fuerza estimada en cada neumático (4):

$$F_{\max} = \frac{33369}{4} = 8342,25 \text{ [N]}$$

$$F_{\min} = \frac{13328}{4} = 3332 \text{ [N]}$$

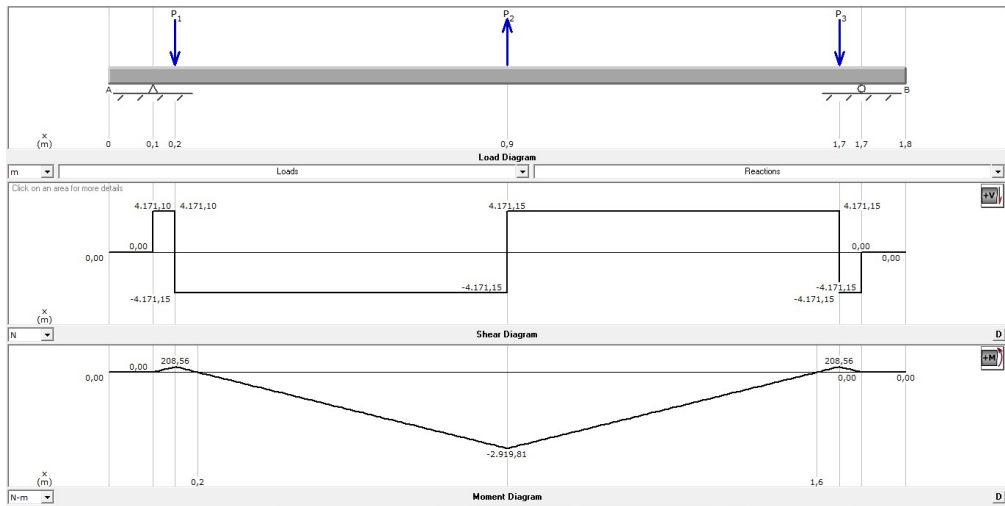


Figura 7. Diagrama fuerza cortante y momento flector máximo-viga

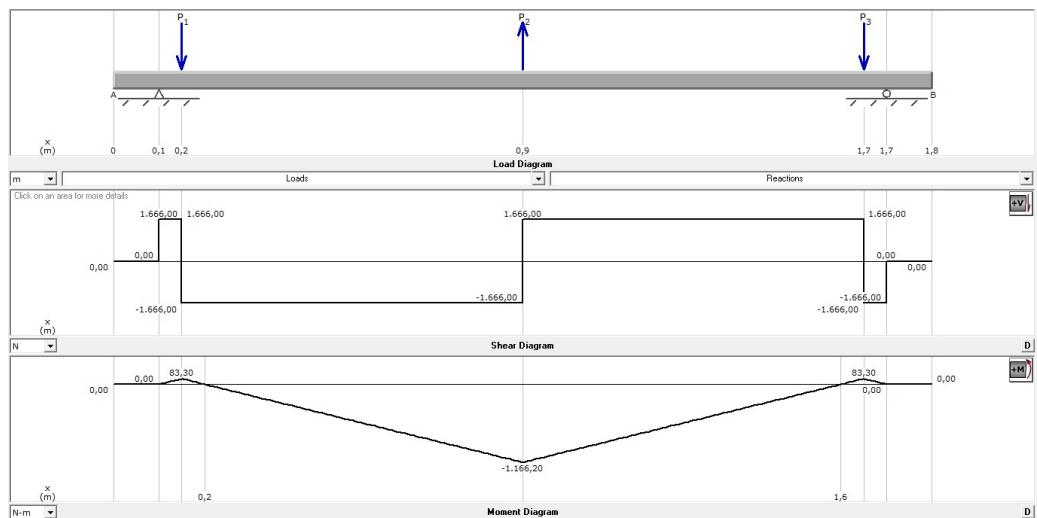


Figura 8. Diagrama fuerza cortante y momento flector mínimo-viga

Según los diagramas se obtiene el momento máximo y mínimo:

$$M_{\max} = 2919,81 \text{ [Nm]}$$

$$M_{\min} = 1166,20 \text{ [Nm]}$$

Continuando con el diseño se calcula;

Momento medio:

$$M_m = \frac{(M_{\max} + M_{\min})}{2} \quad [2]$$

Donde:

M_m: Momento medio (Nm)

M_{max}: Momento máximo (Nm)

M_{min}: Momento mínimo (Nm)

$$M_m = \frac{(2919,81 + 1166,20)}{2} = 2043,01 [\text{Nm}]$$

Momento amplitud:

$$M_a = \frac{(M_{\max} - M_{\min})}{2} \quad [3]$$

Donde:

M_a: Momento amplitud (Nm)

M_{max}: Momento máximo (Nm)

M_{min}: Momento mínimo (Nm)

$$M_a = \frac{(2919,81 - 1166,20)}{2} = 876,80 [\text{Nm}]$$

Se necesita determinar el módulo de sección S con lo cual se determina según catalogo las dimensiones de la viga. Para esto se utiliza la siguiente ecuación (Mott, 2006):

$$S = N \left[\frac{M_m}{S_u} + \frac{kt \cdot M_a}{S'_n} \right] \quad [4]$$

Donde:

S: Modulo de sección (cm^3)

N: Factor de diseño

M_m: Momento medio (Nm)

S_u: Resistencia ultima (MPa)

Kt: Factor concentración de esfuerzos

M_a: Momento amplitud (Nm)

S'_n: Resistencia real a la fatiga (MPa)

Se calcula los valores restantes:

Factor de diseño N: se escoge un valor de 4 para esfuerzos fluctuantes (Mott, 2006).

El kt para concentración de esfuerzos será 1.

Para la resistencia real a la Fatiga ($S' n$) se debe calcular (Mott, 2006):

$$S' n = (C_m)(C_{st})(C_r)(C_s)S_n \quad [5]$$

Donde:

S_n : Resistencia real a la fatiga (MPa)

C_m : Factor de material

C_{st} : Factor de tipo de esfuerzo

C_r : Factor de confiabilidad

C_s : Factor de tamaño

S_n : Calculo en base a resistencia ultima (MPa) (Mott, 2006)

Factor de tamaño C_s : Se asume 0,85 (Mott, 2006)

Factor de Material C_m : para acero forjado y laminado en caliente se usa el valor de 1.

Factor de tipo de esfuerzo C_{st} : para esfuerzo de flexión repetido se usa un valor de 1.

Factor de confiabilidad C_r : Se desea una confiabilidad alta empleando un $C_r = 0,75$ para obtener una confiabilidad del 0,999 (Mott, 2006).

Se determina el S_n en base al S_u del material elegido que es acero A-36, este valor es igual a 120 [MPa] (Mott, 2006).

Continuando con el cálculo de $S'n$:

$$S' n = (C_m)(C_{st})(C_r)(C_s)S_n = (1)(1)(0,75)(0,85)120 = 76,5 \text{ [MPa]}$$

Una vez obtenidos todos los valores remplazamos en la ecuación [4] para obtener el módulo de sección:

$$S = 4 \left[\frac{2043,01}{410 \times 10^6} + \frac{1 \times 876,80}{73,8 \times 10^6} \right]$$

$$S = 65,80 \text{ [cm}^3\text{]}$$

Según el catalogo IPAC-A36, Viga tipo tubería cuadrada se elige $S = 73, 17 \text{ cm}^3$ con medidas de $h = 125 \text{ mm}$ x $e = 4 \text{ mm}$.

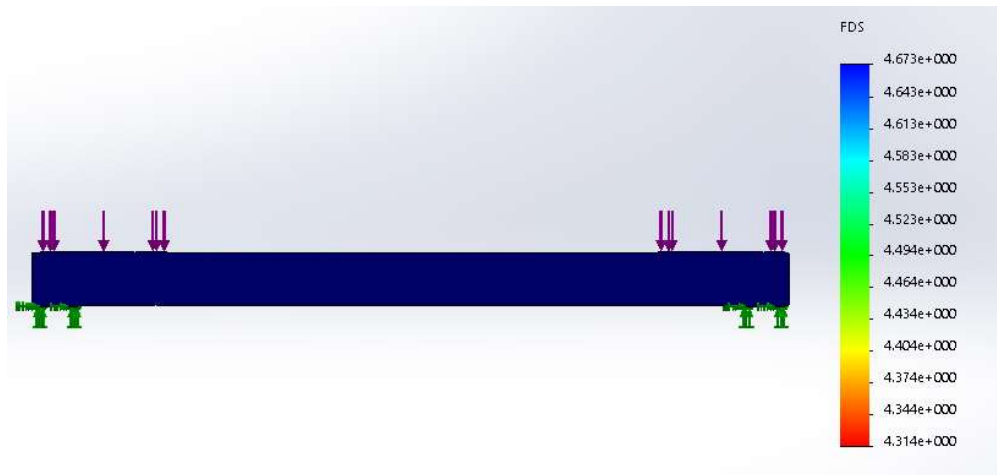


Figura 9. Simulación de viga-Diagrama factor de seguridad

Se definió un factor de seguridad para el presente elemento de 4 y mediante simulación se obtiene un factor de seguridad mínimo de 4,314 por tanto se demuestra que el elemento es seguro.

2.3.3 DISEÑO DE MUELLES DE RETORNO



Figura 10. Diagrama de cargas viga-muelles

Se diseña un muelle de retorno el cual va a soportar cargas a compresión. La función de este muelle es la de retornar a su posición inicial al reductor de velocidad, que será acoplado a la viga, después de que el peso de los automotores presione al reductor de velocidad.

El peso de operación del muelle es 70 kg, debido al peso estimado de la viga y del reductor de velocidad.

Con lo cual la fuerza de operación del muelle utilizando la ecuación [1].

$$F=m.a$$

$$F=70 \cdot 9,81=686 \text{ [N]}$$

Se usa un acero ASTM 313, por tanto el módulo de elasticidad G es de 69 [GPa] y el esfuerzo nominal del acero ASTM 313 es $T_d = 690$ [MPa].

Se calcula la constante del resorte k (Mott, 2006):

$$k=(F_o-F_i)/(L_i-L_o) \quad [6]$$

Donde:

K: Constante del resorte

F_o: Fuerza en longitud de operación (N)

F_i: Fuerza en la longitud instalada (N)

L_i: Longitud instalada (m)

L_o: Longitud de operación (m)

$$k = \frac{686}{0,3-0,205} = 7221,05 [N/m]$$

Se calcula la longitud libre (L_f):

$$L_f = L_i + F_i/k \quad [7]$$

Donde:

L_f: Longitud libre (m)

L_i: Longitud instalada (m)

F_i: Fuerza en la longitud instalada (N)

K: Coeficiente del resorte

Debido a que F_i es 0; L_f = L_i

$$L_f = 0,3 [m]$$

Se estima un diámetro medio, D_m = 0,15 [m], con esto se calcula el diámetro tentativo del alambre (Mott, 2006):

$$D_w = \left[\frac{3,06(F_o)(D_m)}{T_d} \right]^{1/3} \quad [8]$$

Donde:

D_w: Diámetro del alambre (m)

F_o: Fuerza en la longitud de operación (N)

D_m: Diámetro medio (m)

T_d: Esfuerzo nominal acero (MPa)

$$D_w = \left[\frac{3,06(686)(0,15)}{690 \times 10^6} \right]^{1/3} = 0,00769 [m]$$

Se escoge según Catalogo (Anexo 2) el modelo LHL 2000B 01 el cual tiene un diámetro de alambre de 7,92 [mm].

Se continúa a calcular los valores reales de K, índice de resorte y C, factor Wahl (Mott, 2006):

$$C = \frac{D_m}{D_w} \quad [9]$$

Donde:

C: Factor de Wahl

D_m: Diámetro medio (m)

D_w: Diámetro de alambre (m)

$$C = \frac{0,15}{0,00792} = 18,89$$

Se calcula el Índice del resorte k

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C} \quad [10]$$

Donde:

K: índice del resorte

C: Factor de Wahl

$$K = \frac{4(18,89)-1}{4(18,89)-4} + \frac{0,615}{18,89} = 1,07$$

Se calcula el valor de esfuerzo real:

$$T_o = \frac{8K.F_o.D_m}{\pi.D_w^3} \quad [11]$$

Donde:

T_o: Esfuerzo real (MPa)

K: índice del resorte

F_o: Fuerza de longitud de operación (N)

D_m: Diámetro medio (m)

D_w: Diametro de alambre (m)

$$T_o = \frac{8(1,07)(686)(0,15)}{\pi(0,00792)^3} = 564,63 \text{ [MPa]}$$

Se compara con el esfuerzo de diseño:

$$T_o < T_d \\ 564,63 \text{ [MPa]} < 690 \text{ [MPa]}$$

Siendo menor se concluye que es seguro.

Se calcula el número de espiras:

$$Na = \frac{G \cdot Dw}{8 \cdot k \cdot C^3} \quad [12]$$

Donde:

Na: Numero de espiras
 G: Modulo de elasticidad (MPa)
 Dw: Diámetro del alambre (m)
 K: índice del resorte
 C: Modulo de Wahl

$$Na = \frac{(69 \times 10^9)(0,00792)}{8(7221,05)(18,98)^3} = 1,4$$

Se calcula la longitud comprimida Ls (Mott, 2006):

$$Ls = Dw(Na \times 2) \quad [13]$$

Donde:

Ls: Longitud comprimida (m)
 Dw: Diámetro de alambre (m)
 Na: Número de espiras

$$Ls = 0,00792(1,4 \times 2) = 0,022[m]$$

Se calcula la fuerza para longitud comprimida Fs (Mott, 2006):

$$Fs = k(Lf - Ls) \quad [14]$$

Donde:

Fs: Fuerza para longitud comprimida (N)
 K: índice de resorte
 Lf: Longitud final (m)
 Ls: longitud inicial (m)

$$Fs = 7221,05(0,3 - 0,022) = 577,684[N]$$

Cálculo de esfuerzo de longitud comprimida (Mott, 2006):

$$Ts = To \frac{Fs}{Fo} \quad [15]$$

Donde:

Ts: Esfuerzo de longitud comprimida (MPa)
 Fs: Fuerza de longitud comprimida (N)
 Fo: Fuerza de longitud de operación (N)

To: Esfuerzo real (MPa)

$$T_s = 564,63 \times 10^6 \left(\frac{577,684}{686} \right) = 475,477 [\text{MPa}]$$

Sabiendo que el esfuerzo nominal admisible es se comprueba que es mayor al esfuerzo de longitud comprimida 475,47 [MPa] por tanto el resorte diseñado es seguro.

Finalmente se calcula los diámetros definitivos:

$$D_e = D_m + D_w \quad [16]$$

Donde.

De: Diámetro externo (m)

Dm: Diámetro medio (m)

Dw: Diámetro del alambre (m)

$$D_e = 0,15 + 0,00792 = 0,15792 [\text{m}]$$

$$D_e = D_m - D_w$$

$$D_e = 0,15 - 0,00792 = 0,14208 [\text{m}]$$

2.3.4 SIMULACIÓN PARA DETERMINAR ACELERACIÓN DE REDUCTOR DE VELOCIDAD EN EL EJE (Y)

A continuación se describe el estudio de movimiento en Solidworks para determinar aceleración del reductor de velocidades cuando es activado por el peso y velocidad de los automotores.

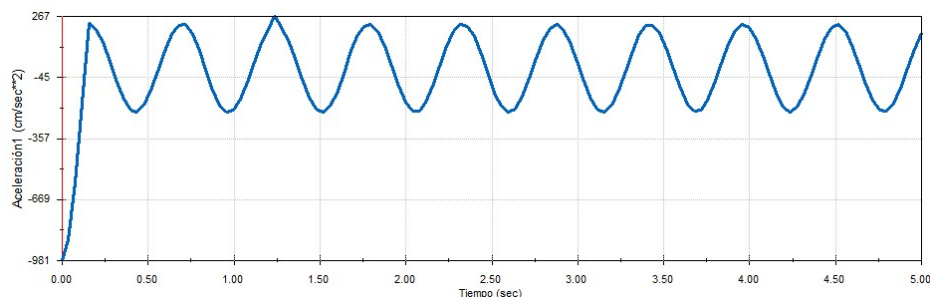


Figura 11. Aceleración lineal eje Y reductor de velocidad

En la figura se puede determinar la aceleración en el pico que se encuentra en el primer cuadrante con los cual se calcula la magnitud de la aceleración:

$$a_f = 267 \frac{\text{cm}}{\text{s}^2} - \left(-981 \frac{\text{cm}}{\text{s}^2} \right) = 1248 \left[\frac{\text{cm}}{\text{s}^2} \right]$$

2.3.5 CÁLCULO DE FUERZA EN EL EJE Y PRODUCIDA POR EL CONTACTO DE LOS NEUMÁTICOS SOBRE EL ROMPE-VELOCIDADES

Se determinó en el punto 2.2.1 las fuerzas de reacción en la viga en el punto medio donde esta acoplado la columna-cremallera siendo esta 8342,25 [N] que dividiendo para la gravedad (9,8 m/s²) se obtiene una masa de 851,25 [kg].

Para calcular la fuerza con la ecuación [1] que resulta del impacto de la llanta del automotor contra el reductor de velocidades se toma en cuenta la aceleración determinada en el punto 2.2.3 que es 12,48 [m/s²].

$$F=m*a$$

$$F=851,25 *12,48=10\ 623,60\ [N]$$

2.3.6 DISEÑO DE PASADOR VIGA-COLUMNNA

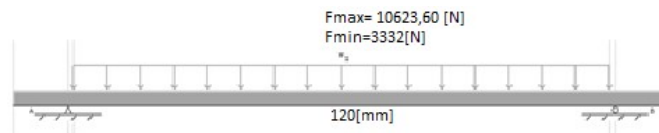


Figura 12. Diagrama fuerzas en pasador

Se diseña el pasador que se usa para acoplar la viga y la columna, el cual soporta un esfuerzo variable por la activación constante del reductor de velocidad.

Sabiendo que la fuerza máxima determinada en el punto 2.2.4 es $F_{max}=10623,60\ [N]$ y la fuerza mínima determinada en el punto 2.2.1 de $F_{min}=3332\ [N]$.

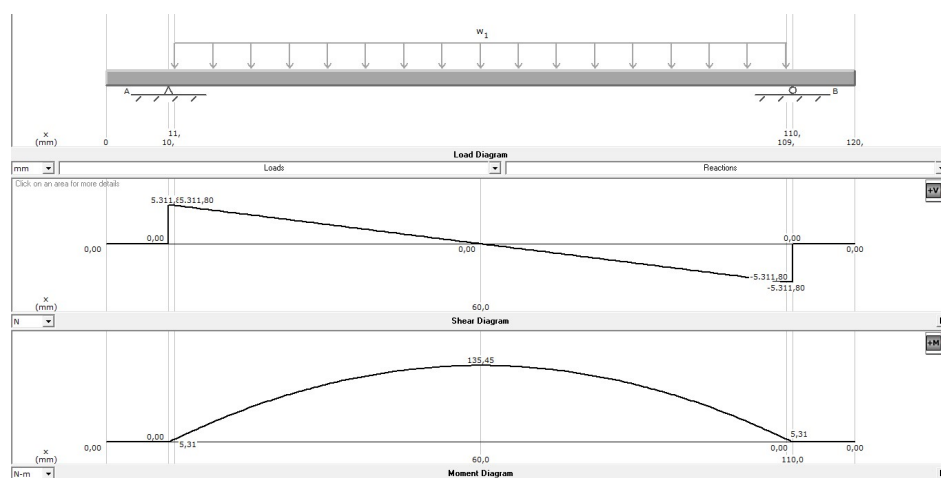


Figura 13. Diagrama fuerza cortante y momento flector máximo

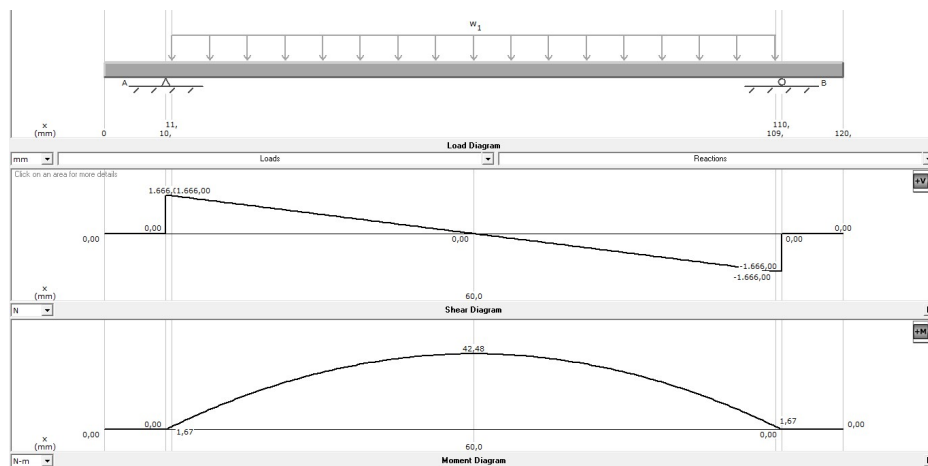


Figura 14. Diagrama fuerza cortante y momento flector mínimo

$$M_{\max}=135,45 \text{ [Nm]}$$

$$M_{\min}=42,48 \text{ [Nm]}$$

Se calcula el momento medio con la ecuación [2]:

$$M_m = \frac{(M_{\max} + M_{\min})}{2}$$

$$M_m = \frac{(135,45 + 42,48)}{2} = 88,96 \text{ [Nm]}$$

Se calcula el momento amplitud con la ecuación [3]:

$$M_a = \frac{(M_{\max} - M_{\min})}{2}$$

$$M_a = \frac{(135,45 - 42,48)}{2} = 46,48 \text{ [Nm]}$$

Se necesita determinar el módulo de sección (S) usando la ecuación [4] con lo cual se determina según catalogo las dimensiones de la viga tipo C. Para esto se utiliza la ecuación:

$$S = N \left[\frac{M_m}{S_u} + \frac{kt \cdot M_a}{S'_n} \right]$$

Por tanto se calcula los datos faltantes.

Factor de diseño N se escoge un valor de 4 según Mott. R para esfuerzos fluctuantes.

El kt para concentración de esfuerzos será 1.

Para la resistencia real a la Fatiga S'_n usando la formula [5]:

$$S'n=(Cm)(Cst)(Cr)(Cs)Sn$$

Factor de tamaño Cs:

$$De=0,370D$$

Se ha especificado un diámetro del pasador de 40 mm

$$De=0,370(40)$$

$$De=14,8$$

Debido al rango de tamaño de la Tabla 5-2 del libro de R. Mott se usa la ecuación:

$$Cs=\left(\frac{De}{7,62}\right)^{-0,11}$$

$$Cs=\left(\frac{14,8}{7,62}\right)^{-0,11}=0,93$$

Factor de Material Cm: para el acero forjado y laminado en caliente se usa el valor de 1.

Factor de tipo de esfuerzo Cst: para esfuerzo de flexión repetido se usa el valor de 1.

Factor de confiabilidad Cr: Se desea una confiabilidad grande empleando un Cr= 0,75 para obtener una confiabilidad del 0,999 según la tabla 5-1 de R. Mott.

Mediante la tabla 5.8 (Mott, 2006) se determina Sn en base el Su del material seleccionado de acero A-36, teniendo un valor de 120 [Mpa].

Continuando con el cálculo de S'n:

$$S'n=(Cm)(Cst)(Cr)(Cs)Sn=(1)(1)(0,75)(0,93)120=83,7 \text{ [Mpa]}$$

Una vez obtenidos todos los valores remplazamos en la ecuación [4] para obtener el módulo de sección:

$$S=4\left[\frac{88,96}{410 \times 10^6} + \frac{1 \times 46,48}{83,7 \times 10^6}\right]$$

$$S=3,09 \times 10^{-6} [\text{m}^3]=3,09 [\text{cm}^3]$$

Para determinar el diámetro:

$$S=\frac{\pi \cdot D^3}{32} \quad [17]$$

Donde:

S: Modulo de sección (m^3)

D: Diámetro de sección (m)

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot S}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3,09}{\pi}} = 3,16 \text{ [cm]}$$

Debido a la geometría se usara un diámetro de 4 cm, con lo que cual se asegura la resistencia del pasador.

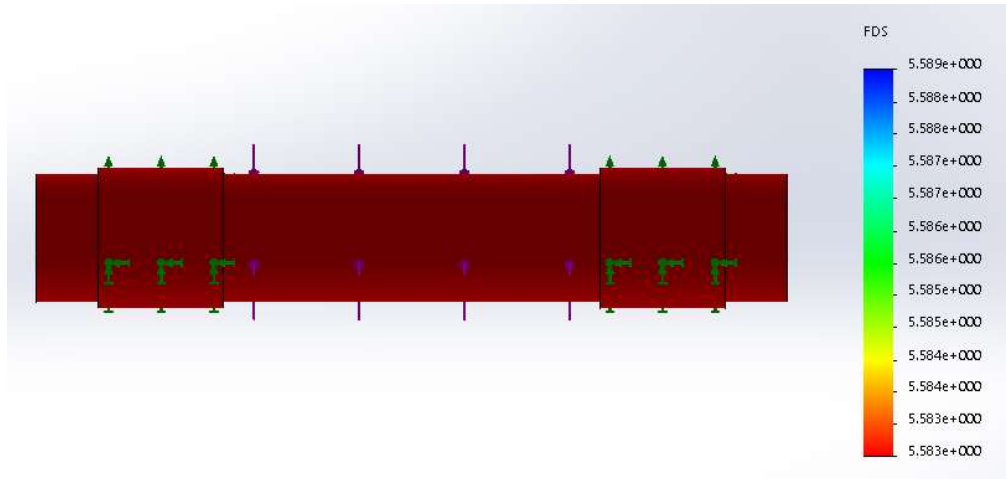


Figura 15. Simulación pasador-Diagrama de factor de seguridad

Se definió un factor de seguridad para el presente elemento de 4 y mediante simulación se obtiene un factor de seguridad mínimo de 5,583 por tanto se demuestra que el elemento es seguro.

2.3.7 DISEÑO DE LA COLUMNA

Se usa una columna hueca de acero estructural con geometría de sección cuadrada que soporta la fuerza generada por el impacto de los neumáticos del automotor sobre el reductor de velocidad siendo $F = 10623,60 \text{ [N]}$.

Factor de diseño; se escoge un valor de $N = 4$ según Mott. R para esfuerzos fluctuantes.

Carga admisible: $P_a = 10623,60 \text{ [N]}$.

K = 1; Según libro de Mott debido a articulada-articulada.

L = 41 [cm]; Especificación de diseño.

E = 200 [GPa]; Modulo de elasticidad de acero estructurado

$$I = \frac{N \cdot P_a \cdot (KL)^2}{\pi^2 \cdot E} \quad [18]$$

Donde:

I: Momento de inercia (cm^4)

P_a : Carga admisible (N)

N: Factor de seguridad

K: Constante, depende de extremo fijo

L: Longitud de la columna (m)

E: Modulo de elasticidad (Gpa)

$$I = \frac{4 \times 10623,60 \times (1 \times 0,411)^2}{\pi^2 \times (200 \times 10^9)}$$

$$I = 3,6 \times 10^{-9} [\text{m}^4] = 0,36 [\text{cm}^4]$$

Según el catalogo IPAC de acero estructurado se considera un perfil con una $I = 0,56 [\text{cm}^4]$ cuyas medidas son 20mm x 20mm x 1,40mm.

Debido a la geometría del mecanismo se usara unas medidas de 220mm x 149mm x 2mm, con lo cual se comprueba en base a los cálculos realizados que si soporta la carga requerida.

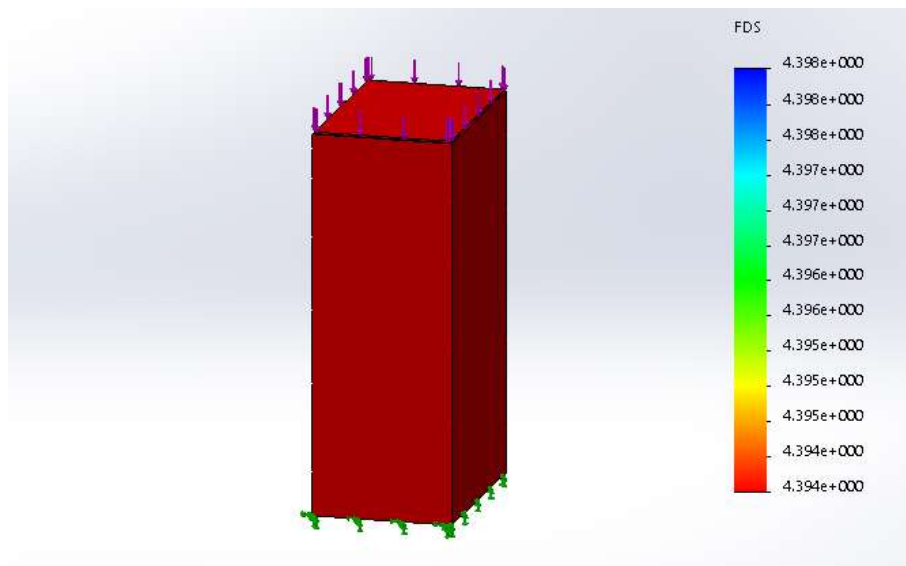


Figura 16. Simulación columna-Diagrama de factor de seguridad

Se definió un factor de seguridad para el presente elemento de 4 y mediante simulación se obtiene un factor de seguridad mínimo de 4,394 por tanto se demuestra que el elemento es seguro.

2.3.8 DISEÑO DE CREMALLERA

La cremallera estará acoplada a la columna y es la encargada de transmitir la fuerza producida por la peso de los automotores en el reductor de velocidad, al sistema de engranes.

Se especifica la geometría y se calcula la resistencia de los dientes. Teniendo un paso diametral de 5 [pulg], una fuerza tangencial $W_t = 10623,6[\text{N}]$.

Se recomienda según R. Mott que el ancho del diente (F) debe estar en el siguiente rango:

$$\frac{8}{Pd} = F = \frac{16}{Pd} \quad [19]$$

Donde:

Pd: Paso diametral (m)

F: Fuerza (N)

Se escoge:

$$F = \frac{14}{Pd} = \frac{14}{5} = 2,8 \text{ [pulg]} = 71,12 \text{ [mm]}$$

Esfuerza Flexionante:

$$St = \frac{Wt.Pd}{F.J} .Ko.Ks.Km.Kb.Kv \quad [20]$$

Donde:

St: Esfuerzo flexionante (MPa)

Wt: Fuerza tangencial (N)

Pd: Paso diametral (m)

F: Ancho de diente (m)

J: Factor de geometría

Ko: Factor de sobrecarga para resistencia flexionante

Ks: Factor de tamaño para la resistencia flexionante

Km: Factor de distribución de carga flexionante

Kb: Factor de espesor de orilla

Kv: Factor dinámico para la resistencia flexionante

Se calcula los factores:

$Ko = 1,4$; Choque Ligero (Mott, 2006)

$Ks = 1$; Según (Mott, 2006)

Cálculo de factor Kb:

$$Mb = \frac{tR}{ht} \quad [21]$$

Donde:

Mb: Relación de respaldo

tR: espesor de orilla

ht: profundidad total del diente

$$Mb = \frac{15,48}{11,43} = 1,35$$

$Kb = 1$; Según gráfico (Mott, 2006)

Cálculo de Factor Km:

$$K_m = 1 + C_{pf} + C_{ma} \quad [22]$$

Donde:

Km: Factor de distribución de carga flexionante

C_{pf}: factor de proporción del piñón

C_{ma}: factor por alineamiento de engranado

$C_{pf} = 0,18$; (Mott, 2006)

Se calcula el factor por alineamiento de engranado (Mott, 2006):

$$C_{ma} = 0,127 + 0,0158 F - 1,093 \times 10^{-4} F^2 \quad [23]$$

Donde:

C_{ma}: factor por alineamiento de engranado

F: Ancho de diente (m)

$$C_{ma} = 0,17$$

Usando la formula [22]:

$$K_m = 1 + 0,18 + 0,17 = 1,35$$

Cálculo de Factor K_v :

$Q_v = 5$; Se escoge teniendo en cuenta el peor escenario.

Se calcula los factores A y B (Mott, 2006).

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{0,667}}{4} \quad [24]$$

Donde:

B: Factor 1 de número de calificación de la exactitud de la transmisión

Q_v: Número de calificación de la exactitud de la transmisión

$$B = \frac{(12 - 5)^{0,667}}{4} = 0,9154$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad [25]$$

Donde:

A: Factor 2 de número de calificación de la exactitud de la transmisión

B: Factor 1 de número de calificación de la exactitud de la transmisión

$$A = 50 + 56(1 - 0,9154) = 54,73$$

Con estos valores se calcula K_v :

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200Vt}}{A} \right)^B \quad [26]$$

Donde:

K_v : Factor dinámico para la resistencia flexionante

V_t : Velocidad línea de paso

A : Factor 2 de número de calificación de la exactitud de la transmisión

B : Factor 1 de número de calificación de la exactitud de la transmisión

$$K_v = \left(\frac{54,73 + \sqrt{200(0,83304)}}{54,73} \right)^{0,9154} = 1,21$$

Cálculo factor de geometría:

$J = 0,23$; Se escoge el peor caso (Mott, 2006).

Se calcula el valor correcto del paso diametral para la ecuación descrita (Mott, 2006):

$$5[\text{pulg}^{-1}] \times \frac{1 \text{ pulg}}{0,0254} = 196,85 [\text{m}^{-1}]$$

Usando la ecuación [19] se calcula:

$$S_t = \frac{W_t \cdot P_d}{F \cdot J} \cdot K_o \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_b \cdot K_v$$

$$S_t = \frac{10623,6 \times 196,85}{0,07112 (0,23)} (1,4)(1)(1,35)(1)(1,21)$$

$$S_t = 292,371 [\text{MPa}]$$

El número de esfuerzo flexionante debe ser menor al número de esfuerzo flexionante permisible del material con la siguiente ecuación (Mott, 2006):

$$\frac{K_r(SF)}{Y_n} \cdot S_t < S_{ut} \quad [27]$$

Donde:

K_r : Factor de Confiabilidad

SF : Factor de seguridad

Y_n : Número de ciclos de esfuerzo

S_t : Esfuerzo flexionante

S_{ut} : Esfuerzo permisible

Cálculo de factor de número de ciclos de esfuerzo Y_n :

$$N_c = 60(L)(n)(q) \quad [28]$$

Donde:

Nc: Número de ciclos de carga esperado

L: Vida de diseño en horas

n: Velocidad de giro de piñón (rpm)

q: Número de aplicaciones de carga por revolución

Se determina los elementos restantes:

$L = 30.000$; (Mott, 2006)

$n = 176,89$ [rpm]; en base al piñón principal

$q = 1$; número de aplicaciones de carga por revolución

Usando la ecuación [26]:

$$N_c = 60(30.000)(176,89)(1)$$

$$N_c = 3,18 \times 10^8$$

Se calcula Y_n mediante la ecuación:

$$Y_n = 1,3558 N_c^{-0,0178} \quad [29]$$

Donde:

Y_n : Numero de ciclos de esfuerzo

Nc: Número de ciclos de carga esperado

$$Y_n = 1,3558(3,18 \times 10^8)^{-0,0178} = 0,9568$$

$K_r = 1,25$; Según tabla 9.8 R. Mott

$S_F = 1,1$; Según sección 9.9 R. Mott

Usando la ecuación [25]:

$$\frac{K_r(S_F)}{Y_n} \cdot S_t < S_{ut}$$

$$\frac{1,25(1,1)}{0,9568} \cdot 292,371 \times 10^6 < S_{ut}$$

$$420,161 \text{ [MPa]} < S_{ut}$$

Según este resultado se elige el acero AISI 4340 cuya resistencia última es 980 [MPa].

$$420,161 \text{ [MPa]} < 980 \text{ [MPa]}$$

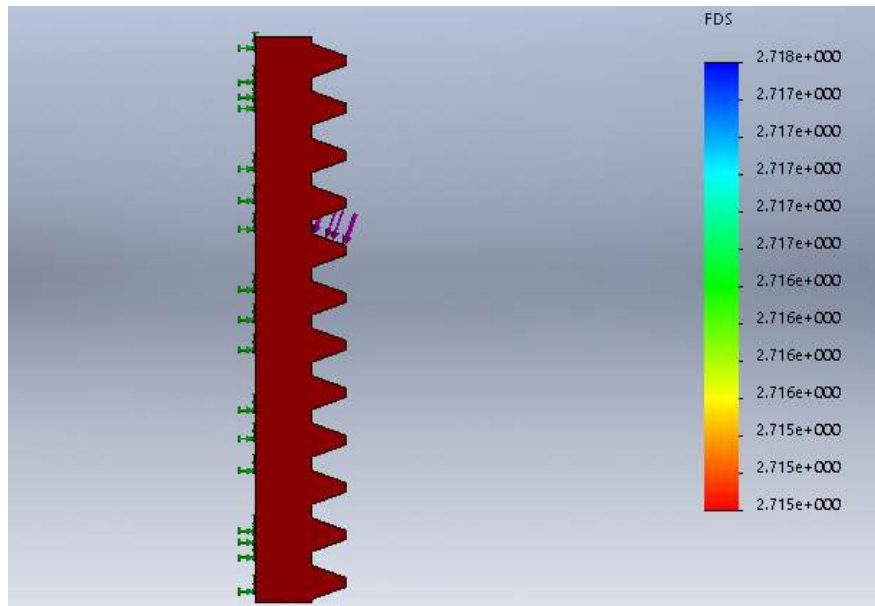


Figura 17. Simulación cremallera-diagrama de factor de diseño

Se definió un factor de seguridad para el presente elemento de 1,1 y mediante simulación se obtiene un factor de seguridad mínimo de 2,715 por tanto se demuestra que el elemento es seguro.

2.3.9 DISEÑO DE PIÑÓN LIBRE MODIFICADO

El piñón libre modificado se conforma de 3 elementos, un piñón principal (interno) acoplado a unos cilindros que cuando el sistema gire en sentido de las manecillas del reloj por atascamiento transmitirá el giro a un piñón secundario (externo), en el sentido contrario no trasmite movimiento al piñón externo.

2.3.9.1 Diseño Piñón Principal

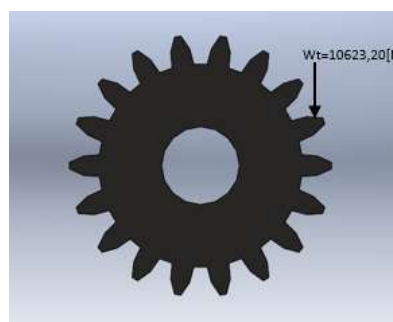


Figura 18. Diagrama de fuerza en piñón

Se especifica la geometría y se calcula la resistencia de los dientes. Teniendo un paso diametral de 5 [pulg], una fuerza tangencial $W_t = 10623,6[N]$, la velocidad de giro del piñón 176,89 [rpm] y el diámetro primitivo es 89,84[mm].

Se recomienda según R. Mott que el ancho del diente (F) debe estar en el siguiente con la ecuación [20]:

$$\frac{8}{Pd} = F = \frac{16}{Pd}$$

Se escoge:

$$F = \frac{14}{Pd} = \frac{14}{5} = 2,8 \text{ [pulg]} = 71,12 \text{ [mm]}$$

Esfuerzo flexionante ecuación [19]:

$$St = \frac{Wt.Pd}{F.J} . Ko.Ks.Km.Kb.Kv$$

Se calcula los factores:

$Ko = 1,4$; Choque ligero (Mott, 2006)

$Ks = 1$; Según (Mott, 2006)

Cálculo de factor Kb :

$$Mb = \frac{tR}{ht}$$

$$Mb = \frac{29,1}{11,66} = 2,4957$$

$Kb = 1$; Según Gráfico (Mott, 2006)

Cálculo de Factor Km con la ecuación [19]:

$$Km = 1 + Cpf + Cma$$

$Cpf = 0,18$; (Mott, 2006)

Se calcula el factor por alineamiento de engranado con la formula [24] (Mott, 2006):

$$Cma = 0,127 + 0,0158 F - 1,093 \times 10^{-4} F^2$$

$$Cma = 0,17$$

Usando la ecuación [21]:

$$Km = 1 + 0,18 + 0,17 = 1,35$$

Cálculo de Factor Kv :

$Qv = 5$; Se escoge teniendo en cuenta el peor escenario.

Se calcula los factores A y B con las ecuaciones [25] y [26] (Mott, 2006).

$$B = \frac{(12 - Qv)^{0,667}}{4}$$

$$B = \frac{(12 - 5)^{0,667}}{4} = 0,9154$$

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$A = 50 + 56(1 - 0,9154) = 54,73$$

Con estos valores se calcula Kv con la ecuación [26]:

$$Kv = \left(\frac{A + \sqrt{200Vt}}{A} \right)^B$$

$$Kv = \left(\frac{54,73 + \sqrt{200(0,83304)}}{54,73} \right)^{0,9154} = 1,21$$

Cálculo factor de geometría:

$J = 0,23$; Se escoge el peor caso (Mott, 2006).

Se calcula el valor correcto del paso diametral para la ecuación descrita (Mott, 2006):

$$5[\text{pulg}^{-1}] \times \frac{1 \text{ pulg}}{0,0254} = 196,85 [\text{m}^{-1}]$$

Usando la ecuación [20] se calcula:

$$St = \frac{Wt.Pd}{F.J} . Ko.Ks.Km.Kb.Kv$$

$$St = \frac{10623,6 \times 196,85}{0,07112 (0,23)} (1,4)(1)(1,35)(1)(1,21)$$

$$St = 292,371 [\text{MPa}]$$

El número de esfuerzo flexionante debe ser menor al número de esfuerzo flexionante permisible del material según la ecuación [28] (Mott, 2006):

$$\frac{Kr(SF)}{Yn} . St < Sut$$

Cálculo de factor de número de ciclos de esfuerzo Yn con la ecuación [30]:

$$Nc = 60(L)(n)(q)$$

Se determina los elementos restantes:

$$L = 30.000; \text{ (Mott, 2006)}$$

$$n = 176,89; \text{ en base al piñón principal}$$

$$q = 1; \text{ Número de aplicaciones de carga por revolución}$$

Usando la ecuación [28]:

$$N_c = 60(30.000)(176,89)(1)$$

$$N_c = 3,18 \times 10^8$$

Se calcula Y_n mediante la ecuación [29]:

$$Y_n = 1,3558 N_c^{-0,0178}$$

$$Y_n = (1,3558(3,18 \times 10^8))^{-0,0178} = 0,9568$$

$$K_r = 1,25; \text{ (Mott, 2006)}$$

$$S_F = 1,1; \text{ (Mott, 2006)}$$

Usando la ecuación [27]:

$$\frac{K_r(S_F)}{Y_n} \cdot S_t < S_{ut}$$

$$\frac{1,1(1,1)}{0,9568} \cdot 292,371 \times 10^6 < S_{ut}$$

$$369,743 \text{ [MPa]} < S_{ut}$$

Según este resultado se elige el acero AISI 4340 cuya resistencia última es 980 [MPa].

$$369,743 \text{ [MPa]} < 980 \text{ [MPa]}$$

Resistencia a la picadura (número de esfuerzo cortante):

Esfuerzo de Contacto S_c .

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{W_t \cdot K_o \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_v}{F \cdot D_p \cdot l}} \quad [30]$$

Donde:

S_c : Número de esfuerzo de contacto (MPa)

C_p : Coeficiente elástico

K_o : Factor de sobrecarga

Ks: Factor de tamaño
 Km: Factor de distribución de carga
 Kv: Factor dinámico
 F: Ancho de diente (m)
 Dp: Diámetro primitivo
 I: Factor de geometría

$C_p = 191\,000$; según tabla 9.9 (Mott, 2006)

$I = 0,084$; Según figura 9.23 (Mott, 2006)

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{W_t \cdot K_0 \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_v}{F D_p I}}$$

$$S_c = 191000 \sqrt{\frac{10623,6(1,4)(1)(1,35)(1,21)}{0,07112(0,08994)(0,084)}} = 1248,34 \text{ [MPa]}$$

Comprobación para material de acuerdo a la resistencia a la picadura:

$$\frac{K_r(SF)}{Z_n CH} S_c < S_{ac} \quad [31]$$

Donde:

Kr: Factor de confiabilidad

SF: Factor de seguridad

Zn: Factor de resistencia a la picadura

CH: Factor de relación de engranes

Sc: Esfuerzo de contacto (MPa)

Sac: Resistencia a la picadura según material

Se calcula el factor de resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzos, Zn:

$$Z_n = 1,4488 N_c^{-0,023} \quad [32]$$

Donde:

Zn: Factor de resistencia a la picadura

Nc: Número de ciclos de carga esperado

$$Z_n = 1,4488 (3,18 \times 10^8)^{-0,023} = 0,9235$$

Se determina el Factor de relación de dureza:

$CH = 1$; Según relación de engranes figura 9.26 (Mott, 2006)

Se determina el Factor de Seguridad:

SF= 1,1 según teoría de factor de seguridad (Mott, 2006)

Siguiendo con la ecuación [31]:

$$\frac{K_r(SF)}{Z_n CH} S_c < S_{ac}$$
$$\frac{1,1(1,1)}{0,9235 (1)} 1248,34 \text{ [MPa]} < S_{ac}$$
$$1635,616 \text{ [MPa]} < S_{ac}$$

Se transforma a Ksi:

$$1635,616 \text{ [MPa]} \cdot \frac{0,145038}{1\text{MPa}} = 237,226 \text{ [Ksi]}$$

Según este resultado se escoge el tratamiento al acero descrito en la tabla 9.3 (Mott, 2006):

Cementado y templado 58-64 HRC Grado 3 = 275 [Ksi]

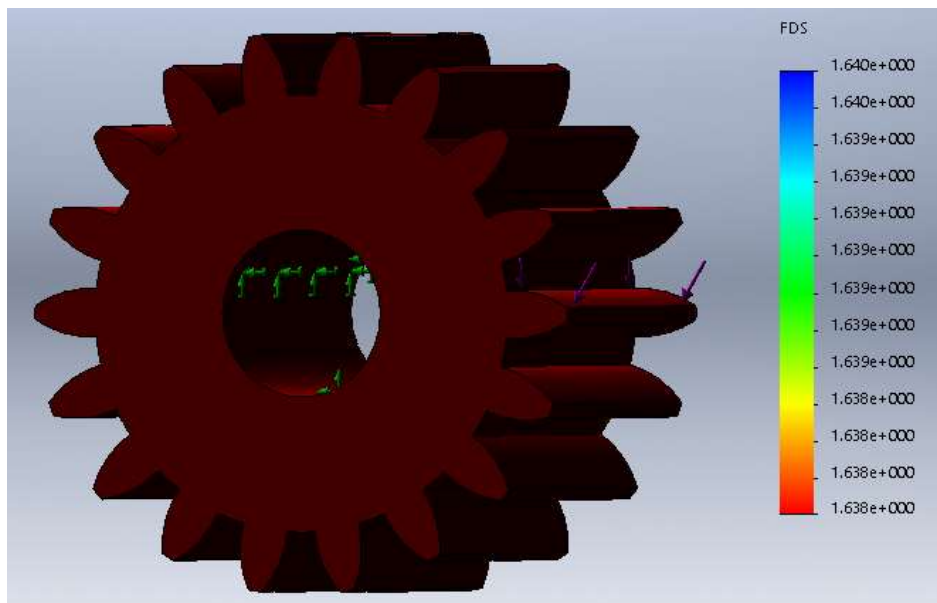


Figura 19. Simulación piñón principal-diagrama de factor de seguridad

Se definió un factor de seguridad para el presente elemento de 1,1 y mediante simulación se obtiene un factor de seguridad mínimo de 1,638 por tanto se demuestra que el elemento es seguro.

2.3.9.2 Diseño piñón secundario

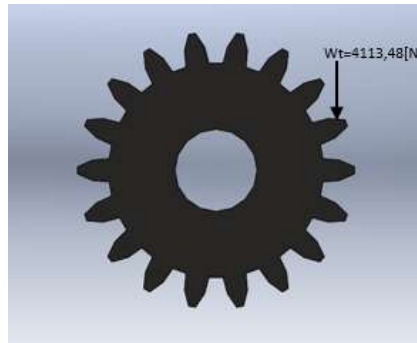


Figura 20. Diagrama de fuerza en piñón

Se especifica la geometría y se calcula la resistencia de los dientes.

Teniendo un paso diametral de 5 [pulg], la velocidad de giro del piñón 176,89 [rpm] y el diámetro primitivo es 232.28 [mm].

Se calcula la fuerza tangencial W_{t2} :

Torque:

$$T_1 = W_{t1} \cdot r_1$$

$$T = 10623,6[\text{N}] \cdot 0,04497[\text{m}] = 477,74[\text{N.m}]$$

Potencia:

$$P_1 = T_1 \cdot \omega_1$$

$$P_1 = 477,74[\text{N.m}] \cdot 18,53 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] = 8849,82 [\text{W}]$$

La potencia del piñón principal va a ser igual a la potencia del piñón secundario, por tanto:

$$P_1 = W_{t2} \cdot r_2 \cdot \omega_1$$

$$W_{t2} = \frac{P_1}{r_2 \cdot \omega_1}$$

$$W_{t2} = \frac{8849,82 [\text{W}]}{0,11614[\text{m}] \cdot 18,53[\text{rad/s}]} = 4113,48[\text{N}]$$

En base a estos datos se diseña el piñón:

Se recomienda según R. Mott que el ancho del diente (F) debe estar en el siguiente rango:

$$\frac{8}{P_d} = F = \frac{16}{P_d}$$

Se escoge:

$$F = \frac{14}{P_d} = \frac{14}{5} = 2,8 [\text{pulg}] = 71,12 [\text{mm}]$$

Esfuerzo flexionante ecuación [20]:

$$St = \frac{Wt.Pd}{F.J} . Ko.Ks.Km.Kb.Kv$$

Se calcula los factores:

$Ko = 1,4$; Choque ligero (Mott, 2006)

$Ks = 1$; Según (Mott, 2006)

Cálculo de factor Kb :

$$Mb = \frac{tR}{ht}$$

$$Mb = \frac{100,17}{11,56} = 8,67$$

$Kb = 1$; Según Gráfico (Mott, 2006)

Cálculo de Factor Km con la ecuación [20]:

$$Km = 1 + Cpf + Cma$$

$Cpf = 0,18$; (Mott, 2006)

Se calcula el factor por alineamiento de engranado con la ecuación [23] (Mott, 2006):

$$Cma = 0,127 + 0,0158 F - 1,093 \times 10^{-4} F^2$$

$$Cma = 0,17$$

Usando la ecuación [21]:

$$Km = 1 + 0,18 + 0,17 = 1,35$$

Calculo de Factor Kv :

$Qv = 5$; Se escoge teniendo en cuenta el peor escenario.

Se calcula los factores A y B con las ecuaciones [25] y [26] (Mott, 2006).

$$B = \frac{(12 - Qv)^{0,667}}{4}$$

$$B = \frac{(12 - 5)^{0,667}}{4} = 0,9154$$

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$A=50+56(1-0,9154)=54,73$$

Con estos valores se calcula Kv con la ecuación [27]:

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200Vt}}{A} \right)^B$$

$$K_v = \left(\frac{54,73 + \sqrt{200(0,83304)}}{54,73} \right)^{0,9154} = 1,21$$

Cálculo factor de geometría:

$J = 0,37$; Se escoge el peor caso (Mott, 2006).

Se calcula el valor correcto del paso diametral para la ecuación descrita (Mott, 2006):

$$5[\text{pulg}^{-1}] \times \frac{1 \text{ pulg}}{0,0254} = 196,85 [\text{m}^{-1}]$$

Usando la ecuación [20] se calcula:

$$St = \frac{W_t.P_d}{F.J} . K_o.K_s.K_m.K_b.K_v$$

$$St = \frac{4113,48[\text{N}] . 196,85[\text{m}^{-1}]}{0,07112 (0,37)} (1,4)(1)(1,35)(1)(1,21)$$

$$St = 70,37 [\text{MPa}]$$

El número de esfuerzo flexionante debe ser menor al número de esfuerzo flexionante permisible del material según la ecuación [27] (Mott, 2006):

$$\frac{K_r(SF)}{Y_n} . St < S_{ut}$$

Cálculo del factor de número de ciclos de esfuerzo Y_n con la ecuación [28]:

$$N_c = 60(L)(n)(q)$$

Se determina los elementos restantes:

$L = 30.000$; (Mott, 2006)

$n = 176,89 [\text{rpm}]$;

$q = 1$; Número de aplicaciones de carga por revolución

Usando la ecuación [28]:

$$N_c = 60(30.000)(176,89)(1)$$

$$N_c = 3,18 \times 10^8$$

Se calcula Y_n mediante la ecuación [29]:

$$Y_n = 1,3558 N_c^{-0,0178}$$

$$Y_n = (1,3558(3,18 \times 10^8))^{-0,0178} = 0,9568$$

$$K_r = 1,25; \text{ (Mott, 2006)}$$

$$S_F = 1,1; \text{ (Mott, 2006)}$$

Usando la ecuación [27]:

$$\frac{K_r(S_F)}{Y_n} \cdot S_t < S_{ut}$$

$$\frac{1,1(1,1)}{0,9568} \cdot 70,37 < S_{ut}$$

$$101,130 [\text{MPa}] < S_{ut}$$

Según este resultado se elige el acero AISI 4340 cuya resistencia última es 980 [MPa].

$$101,130 [\text{MPa}] < 980 [\text{MPa}]$$

Resistencia a la picadura (número de esfuerzo cortante):

Esfuerzo de Contacto S_c mediante la ecuación [30]:

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{W_t \cdot K_o \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_v}{F \cdot D_p \cdot I}}$$

$$C_p = 191\,000; \text{ Según tabla 9.9 (Mott, 2006)}$$

$$I = 0,084; \text{ Según figura 9.23 (Mott, 2006)}$$

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{W_t \cdot K_0 \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_v}{F D_p I}}$$

$$S_c = 191000 \sqrt{\frac{4113,48(1,4)(1)(1,35)(1,21)}{0,07112(0,23228)(0,084)}} = 497,302 [\text{MPa}]$$

Comprobación para material de acuerdo a la resistencia a la picadura con la ecuación [31]:

$$\frac{Kr(SF)}{Zn CH} Sc < Sac$$

Se calcula el factor de resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzos con la ecuación [32], Zn:

$$Zn = 1,4488 Nc^{-0,023}$$

$$Zn = 1,4488 (3,18 \times 10^8)^{-0,023} = 0,9235$$

Se determina el factor de relación de dureza:

$CH = 1$; Según relación de piñóns figura 9.26 (Mott, 2006)

Se determina el factor de seguridad:

SF = 1,1 según teoría de factor de seguridad (Mott, 2006)

Siguiendo con la ecuación [31]:

$$\frac{Kr(SF)}{Zn CH} Sc < Sac$$

$$\frac{1,25(1,1)}{0,9235 (1)} 497,302 [\text{MPa}] < Sac$$

$$740,433 [\text{MPa}] < Sac$$

Se transforma a Ksi:

$$740,433 \cdot \frac{0,145038}{1 \text{MPa}} = 107,391 [\text{Ksi}]$$

Según este resultado se escoge el tratamiento al acero descrito en la tabla 9.3 (Mott, 2006).

Cementado y templado 58-64 HRC Grado 1 = 180 [Ksi]

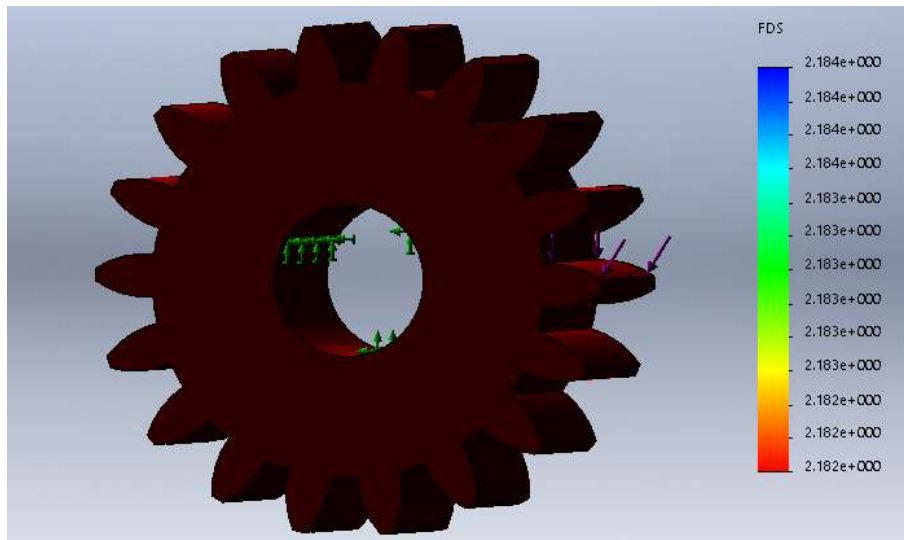


Figura 21. Simulación piñón secundario-diagrama de factor de diseño

Se definió un factor de seguridad para el presente elemento de 1,1 y mediante simulación se obtiene un factor de seguridad mínimo de 2,182 por tanto se demuestra que el elemento es seguro.

2.3.9.3 Diseño de Cilindro

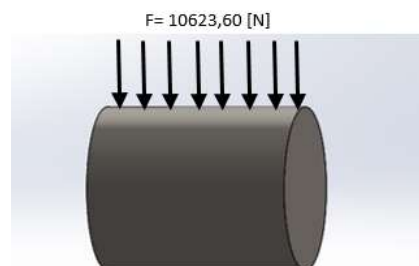


Figura 22. Diagrama de fuerzas cilindro

Se calcula el área superficial del cilindro que resista la carga máxima de compresión de 10623,6 [N].

Se usa el caso G de esfuerzos normales fluctuantes: Método de Goodman (Mott, 2006):

$$\frac{K_t \cdot \sigma_a}{S'_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{N} \quad [33]$$

Donde:

Kt: Concentración de esfuerzos

σ_a : Esfuerzo amplitud (MPa)

S'n: Esfuerzo real a la fatiga (MPa)

σ_m : Esfuerzo medio (MPa)
 S_u : Esfuerzo último a la tensión
 N : Factor de seguridad

Se decide usar un acero AISI 4340 cuya resistencia última es 980 [MPa].
 Factor de seguridad $N=4$.

Mediante la ecuación [5]:

$$S'_n = S_n(C_m)(C_{st})(C_r)(C_s)$$

$S_n = 500$ [MPa]; Según figura 5.8 (Mott, 2006)
 $C_m = 1$; para acero forjado
 $C_{st} = 0,8$; para tensión axial
 $C_r = 0,81$; para 0,99% de confiabilidad
 $C_s = 0,94$; según figura 5.9 (Mott, 2006)

$$S'_n = 400 \times (1)(0,8)(0,81)(0,94)$$

$$S'_n = 304,56 \text{ [MPa]}$$

Debido a que el σ mínimo es cero, el $\sigma_m = \sigma_a$; Se despeja la ecuación [33] y se determina σ_m :

$$\frac{K_t \cdot \sigma_a}{S'_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{N}$$

$$\sigma_m \left(\frac{K_t}{S'_n} + \frac{1}{S_u} \right) = \frac{1}{N}$$

$$\sigma_m \left(\frac{1}{304,56 \text{ [MPa]}} + \frac{1}{980 \text{ [MPa]}} \right) = \frac{1}{4}$$

$$\sigma_m = 58,088 \text{ [MPa]}$$

Se determina σ_{max} :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2} \quad [34]$$

Donde:

σ_m : Esfuerzo medio (MPa)
 σ_{max} : Esfuerzo máximo (MPa)

$$\sigma_{\max} = \sigma_m \cdot 2 = 58,088 \text{ [MPa]} \cdot (2) = 116,175 \text{ [MPa]}$$

Se determina el área:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{A} \quad [35]$$

Donde:

σ_{\max} : Esfuerzo máximo (MPa)

F_{\max} : Fuerza máxima (N)

A: Área circular (m^2)

$$A = \frac{F_{\max}}{\sigma_{\max}} = \frac{10623,6}{116,175 \text{ [MPa]}} = 0,0914 \times 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$$

Se especifica el radio de 0,012[m] y se determina el alto del cilindro:

$$A = 2 \pi r h \quad [36]$$

Donde:

A: Área circular (m^2)

r: Radio (m)

h: Altura (m)

$$h = \frac{A}{2 \pi r} = \frac{0,0914 \times 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}}{2 \pi (0,007 \text{ [m]})} = 0,0121 \text{ [m]} = 12,1 \text{ [mm]}$$

Se especifica debido a la geometría un $h = 15 \text{ [mm]}$ con la cual queda comprobado la resistencia del cilindro.

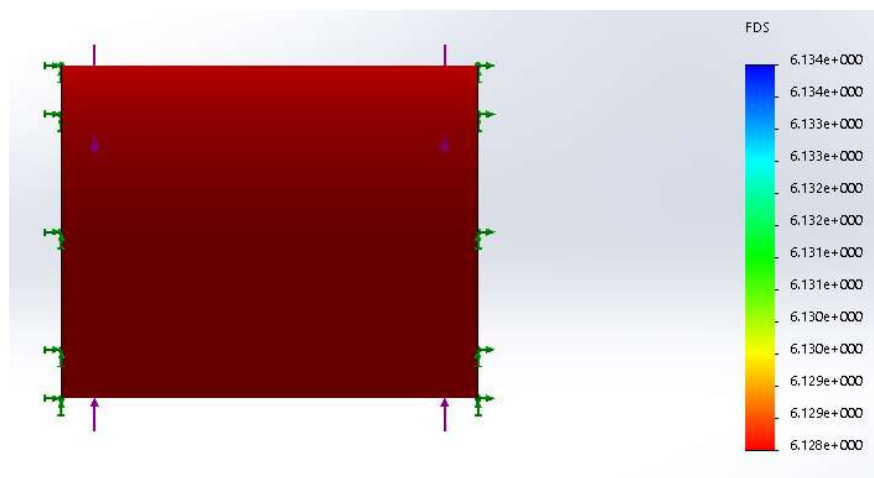


Figura 23. Simulación cilindro-diagrama de factor de diseño

Se definió un factor de seguridad para el presente elemento de 4 y mediante simulación se obtiene un factor de seguridad mínimo de 6,128 por tanto se demuestra que el elemento es seguro.

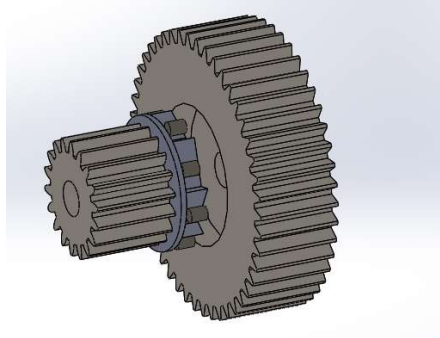


Figura 24. Diagrama final de piñón libre

2.3.10 DISEÑO DE PIÑÓN PARA TRANSMISIÓN

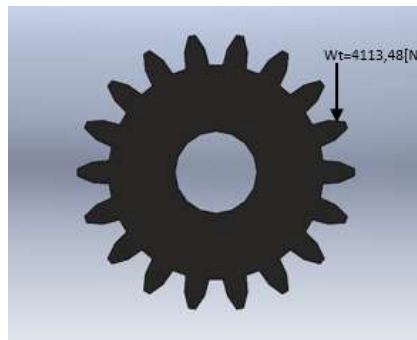


Figura 25. Diagrama de fuerza en el piñón

Se especifica la geometría y se calcula la resistencia de los dientes. Teniendo un paso diametral de 5 [pulg], la velocidad de giro del piñón 511,84 [rpm], una fuerza tangencial de 4113,48 [N] y el diámetro primitivo es 89,84[mm].

En base a estos datos se diseña el piñón:

Se recomienda según (Mott, 2006) que el ancho del diente (F) debe estar en el siguiente rango:

$$\frac{8}{Pd} = F = \frac{16}{Pd}$$

Se escoge:

$$F = \frac{14}{P_d} = \frac{14}{5} = 2,8 \text{ [pulg]} = 71,12 \text{ [mm]}$$

Esfuerzo flexionante ecuación [20]:

$$S_t = \frac{W_t.P_d}{F.J} . K_o.K_s.K_m.K_b.K_v$$

Se calcula los factores:

$K_o = 1,4$; Choque ligero (Mott, 2006)

$K_s = 1$; Según (Mott, 2006)

Cálculo de factor K_b :

$$M_b = \frac{tR}{ht}$$

$$M_b = \frac{23,97}{11,67} = 2,05$$

$K_b = 1$; Según gráfico (Mott, 2006)

Cálculo de factor K_m con la ecuación [20]:

$$K_m = 1 + C_{pf} + C_{ma}$$

$C_{pf} = 0,18$; (Mott, 2006)

Se calcula el factor por alineamiento de engranado con la ecuación [23] (Mott, 2006):

$$C_{ma} = 0,127 + 0,0158 F - 1,093 \times 10^{-4} F^2$$

$$C_{ma} = 0,17$$

Usando la ecuación [21]:

$$K_m = 1 + 0,18 + 0,17 = 1,35$$

Cálculo de factor K_v :

$Q_v = 5$; Se escoge teniendo en cuenta el peor escenario.

Se calcula los factores A y B con las ecuaciones [24] y [25] (Mott, 2006).

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{0,667}}{4}$$

$$B = \frac{(12-5)^{0,667}}{4} = 0,9154$$

$$A = 50 + 56(1-B)$$

$$A = 50 + 56(1-0,9154) = 54,73$$

Con estos valores se calcula Kv con la ecuación [26]:

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200Vt}}{A} \right)^B$$

$$K_v = \left(\frac{54,73 + \sqrt{200(0,83304)}}{54,73} \right)^{0,9154} = 1,21$$

Cálculo factor de geometría:

$J = 0,265$; Se escoge el peor caso (Mott, 2006).

Se calcula el valor correcto del paso diametral para la ecuación descrita (Mott, 2006):

$$5[\text{pulg}^{-1}] \times \frac{1 \text{ pulg}}{0,0254} = 196,85 [\text{m}^{-1}]$$

Usando la ecuación [19] se calcula:

$$St = \frac{Wt.Pd}{F.J} . Ko.Ks.Km.Kb.Kv$$

$$St = \frac{4113,48[\text{N}] . 196,85[\text{m}^{-1}]}{0,07112 (0,265)} (1,4)(1)(1,35)(1)(1,21)$$

$$St = 98,25 [\text{MPa}]$$

El número de esfuerzo flexionante debe ser menor al número de esfuerzo flexionante permisible del material según la ecuación [28] (Mott, 2006):

$$\frac{K_r(SF)}{Y_n} . St < S_{ut}$$

Cálculo de factor de número de ciclos de esfuerzo Y_n con la ecuación [28]:

$$N_c = 60(L)(n)(q)$$

Se determina los elementos restantes:

$L = 30.000$; (Mott, 2006)

$n = 511,84$ [rpm];

$q = 1$; Número de aplicaciones de carga por revolución

Usando la ecuación [28]:

$$N_c = 60(30.000)(176,89)(1)$$

$$N_c = 0,9213 \times 10^9$$

Se calcula Y_n mediante la ecuación [28]:

$$Y_n = 1,3558 N_c^{-0,0178}$$

$$Y_n = 1,3558(0,9213 \times 10^9)^{-0,0178} = 0,9250$$

$K_r = 1,25$; (Mott, 2006)

$SF = 1,1$; (Mott, 2006)

Usando la ecuación [27]:

$$\frac{K_r(SF)}{Y_n} \cdot S_t < S_{ut}$$

$$\frac{1,25(1,1)}{0,9568} \cdot 98,25 < S_{ut}$$

$$141,19 \text{ [MPa]} < S_{ut}$$

Según este resultado se elige el acero AISI 4340 cuya resistencia última es 980 [MPa].

$$141,19 \text{ [MPa]} < 980 \text{ [MPa]}$$

Resistencia a la picadura (número de esfuerzo cortante):

Esfuerzo de contacto S_c mediante la ecuación [30]:

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{W_t \cdot K_o \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_v}{F \cdot D_p \cdot I}}$$

$C_p = 191\ 000$; Según tabla 9.9 (Mott, 2006)

$I = 0,084$; Según Figura 9.23 (Mott, 2006)

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{W_t \cdot K_0 \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_v}{F D_{pl}}}$$

$$S_c = 191000 \sqrt{\frac{4113,48(1,4)(1)(1,35)(1,21)}{0,07112(0,08984)(0,084)}} = 799,634 \text{ [MPa]}$$

Comprobación para material de acuerdo a la resistencia a la picadura con la ecuación [31]:

$$\frac{K_r(SF)}{Z_n CH} S_c < S_{ac}$$

Se calcula el factor de resistencia a la picadura por número de ciclos de esfuerzos con la ecuación [32], Z_n :

$$Z_n = 1,4488 N_c^{-0,023}$$

$$Z_n = 1,4488 (0,9213 \times 10^9)^{-0,023} = 0,9012$$

Se determina el factor de relación de dureza:

$CH = 1$; Según relación de engranes figura 9.26 (Mott, 2006)

Se determina el factor de seguridad:

$SF = 1,1$ según teoría de factor de seguridad (Mott, 2006)

Siguiendo con la ecuación [31]:

$$\frac{K_r(SF)}{Z_n CH} S_c < S_{ac}$$

$$\frac{1,25(1,1)}{0,9235 (1)} 799,634 \text{ [MPa]} < S_{ac}$$

$$1190,575 \text{ [MPa]} < S_{ac}$$

Se transforma a Ksi:

$$1190,575 \text{ [MPa]} \cdot \frac{0,145038 \text{ Ksi}}{1 \text{ MPa}} = 172,678 \text{ [Ksi]}$$

Según este resultado se escoge el tratamiento al acero descrito en la tabla 9.3 (Mott, 2006).

Cementado y templado 58-64 HRC Grado 1 = 180 [Ksi]

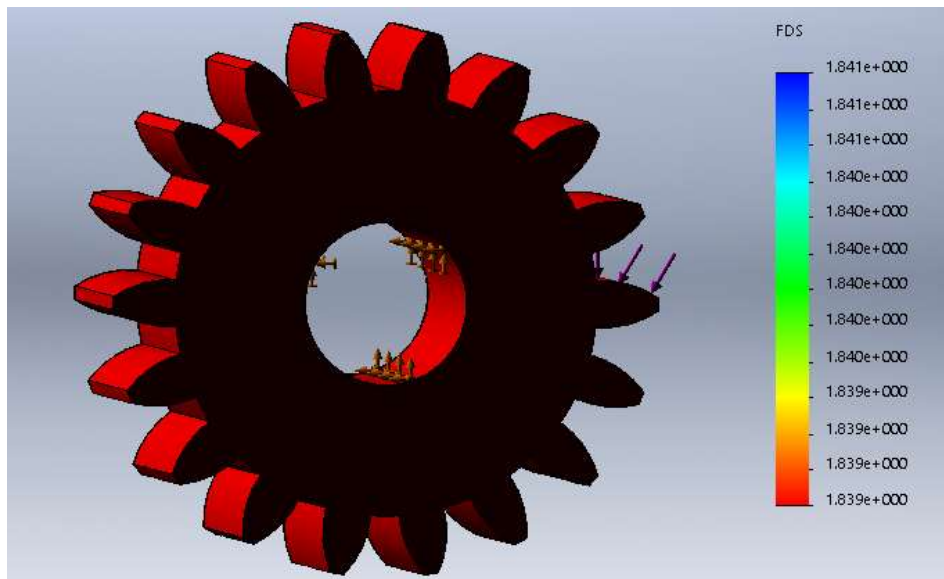


Figura 26. Simulación piñón de transmisión-diagrama de factor de seguridad

Se definió un factor de seguridad para el presente elemento de 1,1 y mediante simulación se obtiene un factor de seguridad mínimo de 1,839 por tanto se demuestra que el elemento es seguro.

2.3.11 DISEÑO DE PISTÓN Y GUIA CILINDRICA TUBULAR PARA MUELLES

Se calcula el área transversal del pistón que resista la carga máxima de compresión de 8342.25 [N], mediante la ecuación [33]:

$$\frac{K_t \cdot \sigma_a}{S'_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{N}$$

Se decide utilizar un acero AISI 4340 recocido cuya resistencia última a la tensión es 745 [MPa] y un factor de seguridad $N=4$.

Mediante la ecuación [5]:

$$S'_n = S_n(C_m)(C_{st})(C_r)(C_s)$$

$S_n = 400$ [MPa]; Según figura 5.8 (Mott, 2006)

$C_m = 1$; para acero forjado

$C_{st} = 0,8$; para tensión axial

$C_r = 0,81$; para 0,99% de confiabilidad

$C_s = 0,72$; según figura 5.9 (Mott, 2006)

$$S'n=400x(1)(0,8)(0,81)(0,72)$$

$$S'n=186.62[\text{MPa}]$$

Debido a que el σ mínimo es cero, el $\sigma_m = \sigma_a$; Se despeja la ecuación [33] y se determina σ_m :

$$\frac{Kt.\sigma_a}{S'n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{N}$$

$$\sigma_m \left(\frac{Kt}{S'n} + \frac{1}{S_u} \right) = \frac{1}{N}$$

$$\sigma_m \left(\frac{1}{186.62[\text{MPa}]} + \frac{1}{745[\text{MPa}]} \right) = \frac{1}{4}$$

$$\sigma_m = 37.31 [\text{MPa}]$$

Se determina σ_{max} mediante la ecuación [34]:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2}$$

$$\sigma_{max} = \sigma_m \cdot 2 = 37.31 [\text{MPa}] \cdot (2) = 74.62[\text{MPa}]$$

El área del pistón se obtiene mediante la ecuación [35]:

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{A}$$

$$A = \frac{F_{max}}{\sigma_{max}} = \frac{8342.25 [\text{N}]}{74.62 [\text{MPa}]} = 1.118 \times 10^{-4} [\text{m}^2]$$

Una vez obtenida el área del pistón, el radio mínimo admisible se calcula mediante la ecuación.

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{1.118 \times 10^{-4} [\text{m}^2]}{\pi}} = 0.01886 [\text{m}]$$

El radio de diseño del pistón debe ser superior a 18.86 mm, para satisfacer requerimientos de la geometría del sistema, se opta por un radio de 79 [mm]. El pistón utiliza como guía un cilindro hueco que no está sometido a esfuerzo, el mismo que se selecciona con un diámetro interno de 161 mm y un espesor de 12 [mm].

2.3.12 DISEÑO DE EJES 1 Y 2

Se diseñan los ejes para el sistema de transmisión por engranes, se escoge un material resistente debido a las cargas, AISI 4130-WQT 400 teniendo:

$$S_{ut}=1610 \text{ [MPa]}$$

$$S_y=1360 \text{ [MPa]}$$

Se especifica un factor de seguridad según la sección 12-6 (Mott, 2006) de $N=2$.

2.3.12.1 Diseños Eje 1

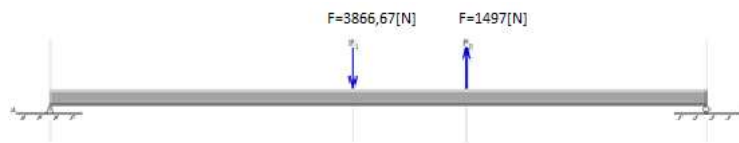


Figura 27. Diagrama de fuerzas eje

Teniendo las siguientes cargas:

Piñón principal:

$$W_{t1}=10623,6 \text{ [N]}$$

$$W_{r1}=W_t \tan(\theta)$$

$$W_{r1}=10623,6 \tan(20) = 3866,67 \text{ [N]}$$

Piñón secundario:

$$W_{t2}=4113,48 \text{ [N]}$$

$$W_{r2}=W_t \tan(\theta)$$

$$W_{r2}=4113,48 \tan(20) = 1497,18 \text{ [N]}$$

Diagrama plano XY

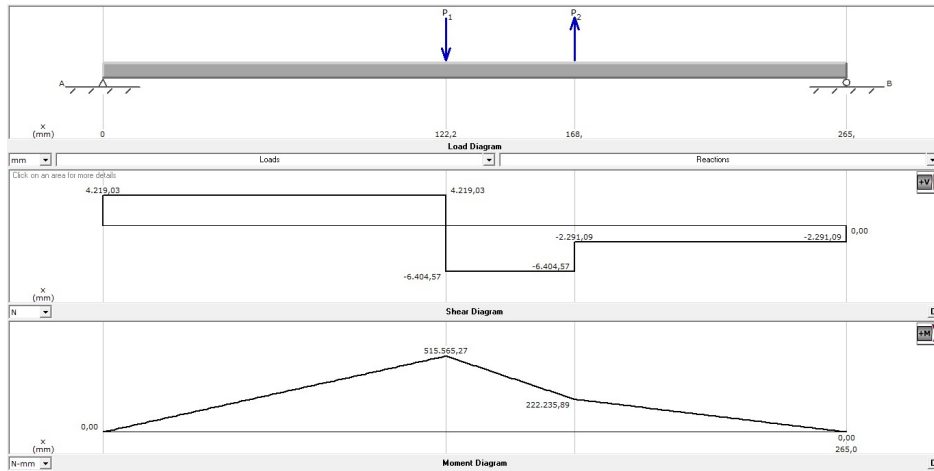


Figura 28. Diagrama fuerza cortante y momento flector máximo eje 1

Diagrama plano XZ

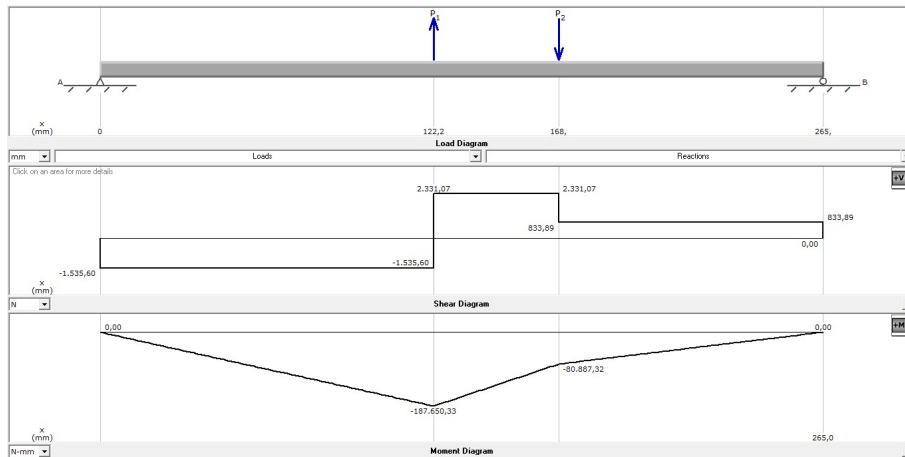


Figura 29. Diagrama fuerza cortante y momento flector máximo eje 1

$$My_1 = 515,56 \text{ [N.m]}$$

$$My_2 = 187,650 \text{ [N.m]}$$

$$MA = \sqrt{My_1^2 + My_2^2} \quad [37]$$

Donde:

MA: Momento resultante (N.m)

My: Momento en Y (N.m)

$$MA = \sqrt{515,565^2 + 187,650^2} = 548,653, \text{ [N.m]}$$

Se calcula el torque:

$$T1 = \frac{Wt.D}{2} \quad [38]$$

Donde:

T= Torque (N.m)

Wt= Fuerza tangencial (N)

D= Diámetro

$$T1 = \frac{10623,6 \cdot (0,08994)}{2} = 477,743 \text{ [N.m]}$$

Usando la ecuación [5] se calcula:

$$S'n = S_n(C_m)(C_{st})(C_r)(C_s)$$

$S_n = 161c0 \text{ [MPa]}$; Según figura 5.8 R. Mott

$C_m = 1$; para acero forjado

$C_{st} = 1$; para flexión axial

$C_r = 0,90$; para 0,90% de confiabilidad

$C_s = 0,88$; según figura 5.9 R. Mott

$$S'n = 1600 \text{ [MPa]}(1)(1)(0,90)(0,88)$$

$$S'n = 1275,12 \text{ [MPa]}$$

$$D = \left[\left(\frac{32N}{\pi} \right) \sqrt{ \left[\frac{Kt.M}{S'n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 } \right]^{1/3}$$

Donde:

D: Diámetro

N: Factor de seguridad

Kt: Concentración de esfuerzos

M: Momento

$S'n$: Esfuerzo real

T: Torque

S_y : Resistencia a la fluencia

$$D = \left[\left(\frac{32(2)}{\pi} \right) \sqrt{ \left[\frac{2 \cdot (548,653)}{1275,12 \times 10^6} \right]^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{477,743}{1360 \times 10^6} \right)^2 } \right]^{1/3}$$

$$D = 26,5 \text{ [mm]}$$

Debido a la geometría de diseño se usa un eje de diámetro $D= 30$ [mm] que con el cálculo anterior se comprueba la resistencia del eje.

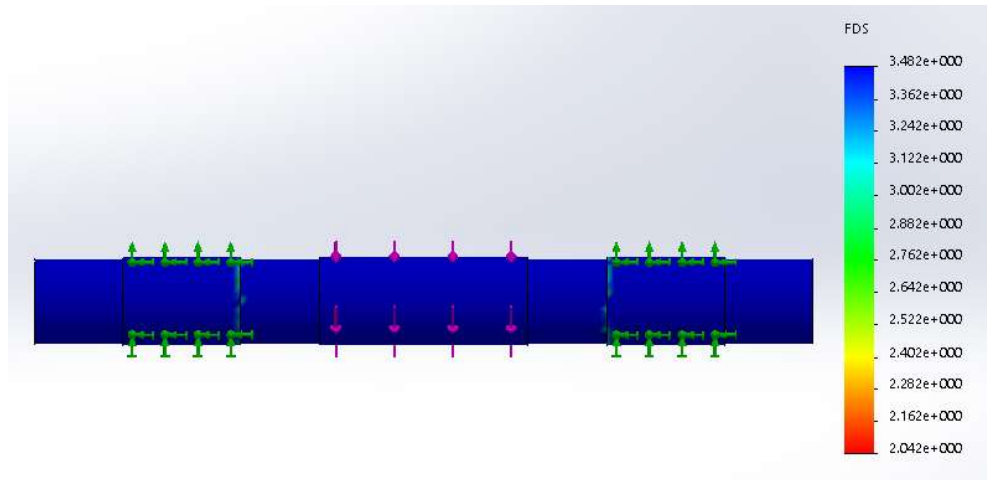


Figura 30. Simulación eje 1-diagrama de factor de seguridad

Para el eje 1 se definió un factor de seguridad para el presente elemento de 2 y mediante simulación se obtiene un factor de seguridad mínimo de 1,042 por tanto se demuestra que el elemento es seguro.

2.3.12.2 Diseño Eje 2



Figura 31. Diagrama de fuerzas eje

Teniendo las siguientes cargas del piñón:

$$Wt2=4113,48 \text{ [N]}$$

$$Wr2=Wt \tan(\theta)$$

$$Wr2=4113,48 \tan(20) =1497,18 \text{ [N]}$$

Diagramas plano XY

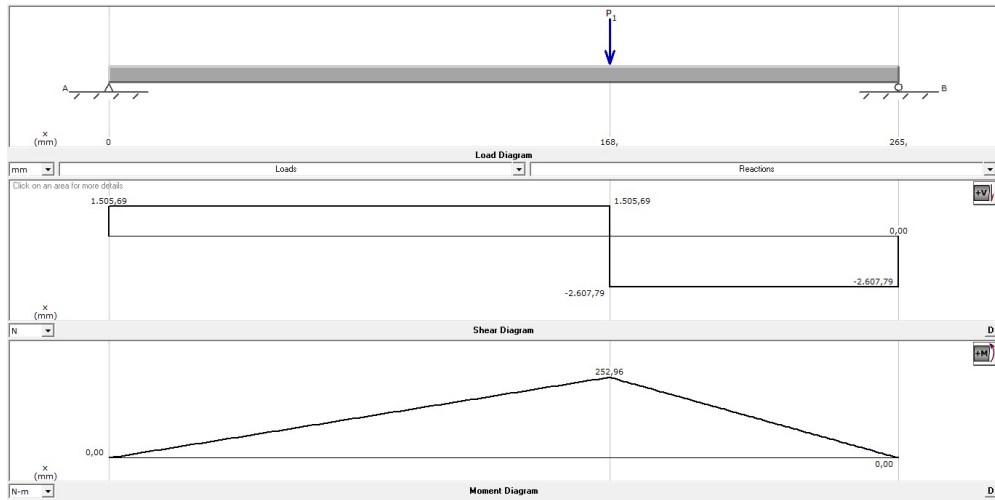


Figura 32. Diagrama fuerza cortante y momento flector máximo eje 2

Diagramas plano XZ

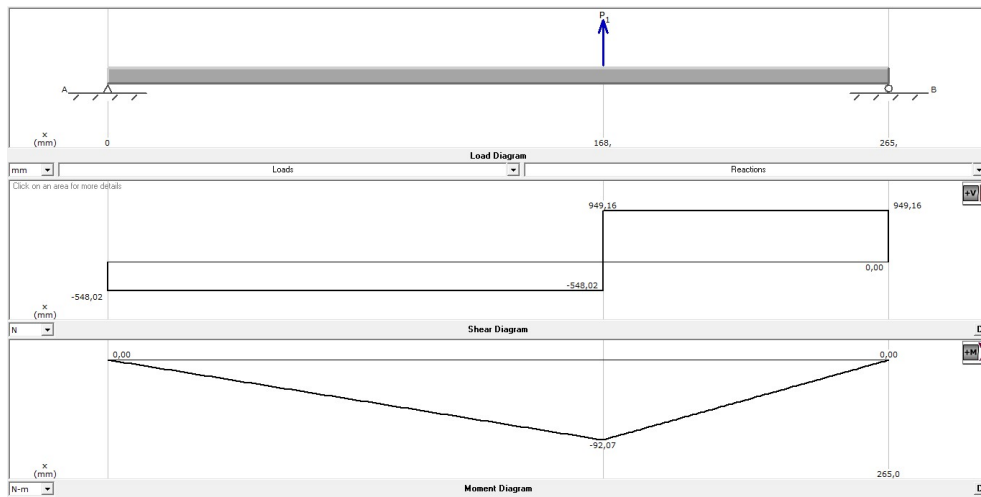


Figura 33. Diagrama fuerza cortante y momento flector máximo eje 2

$$My_1 = 252,96 \text{ [N.m]}$$

$$My_2 = 92,07 \text{ [N.m]}$$

Mediante la ecuación [37] se calcula:

$$MA = \sqrt{My_1^2 + My_2^2}$$

$$MA = \sqrt{252,96^2 + 92,07^2} = 269,19 \text{ [N.m]}$$

Con la ecuación [39] se determina el torque:

$$T_1 = \frac{Wt.D}{2}$$

$$T1 = \frac{4113,48 \cdot (0,0803)}{2} = 165,156 \text{ [N.m]}$$

Mediante la ecuación [5] se calcula:

$$S'n = S_n(C_m)(C_{st})(C_r)(C_s)$$

$S_n = 1610 \text{ [MPa]}$; Según figura 5.8 R. Mott

$C_m = 1$; para acero forjado

$C_{st} = 1$; para flexión axial

$C_r = 0,90$; para 0,90% de confiabilidad

$C_s = 0,88$; según figura 5.9 R. Mott

$$S'n = 1600 \text{ [MPa]}(1)(1)(0,90)(0,88)$$

$$S'n = 1275,12 \text{ [MPa]}$$

Y finalmente se determina el diámetro con la ecuación [39]:

$$D = \left[\left(\frac{32N}{\pi} \right) \sqrt{ \left[\frac{Kt.M}{S'n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2 } \right]^{1/3}$$

$$D = \left[\left(\frac{32(2)}{\pi} \right) \sqrt{ \left[\frac{2 \cdot (269,19)}{1275,12 \times 10^6} \right]^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{165,156}{1360 \times 10^6} \right)^2 } \right]^{1/3}$$

$$D = 20,7 \text{ [mm]}$$

Debido a la geometría de diseño se usa un eje de diámetro $D = 30 \text{ [mm]}$ que con el cálculo anterior se comprueba la resistencia del eje.

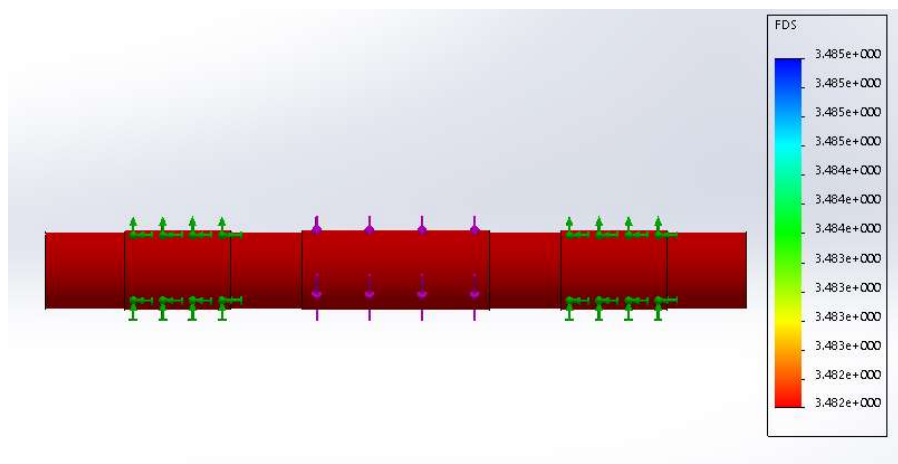


Figura 34. Simulación eje 2-diagrama de factor de seguridad

Para el eje 2 se definió un factor de seguridad para el presente elemento de 2 y mediante simulación se obtiene un factor de seguridad mínimo de 3,482 por tanto se demuestra que el elemento es seguro.

2.3.13 SELECCIÓN DE CAJA MULTIPLICADORA

En base a la potencia y velocidad entregada por el mecanismo se debe seleccionar una caja multiplicadora para alcanzar la velocidad nominal requerida de un generador de energía eléctrica que puede estar entre 1500 a 1800 [rpm].

Se tiene una velocidad de salida de del mecanismo de 511,84 [rpm] y un torque de 165,156 [N.m] y debido al requerimiento de diseño que especifica una velocidad de salida de la caja multiplicadora de entre 1500 y 1800 revoluciones por minuto con lo cual se escoge:

Según el catálogo de cajas multiplicadoras (Hidráulica Rogimar SA, 2019) se escoge la serie 85000 con ratio de 3.

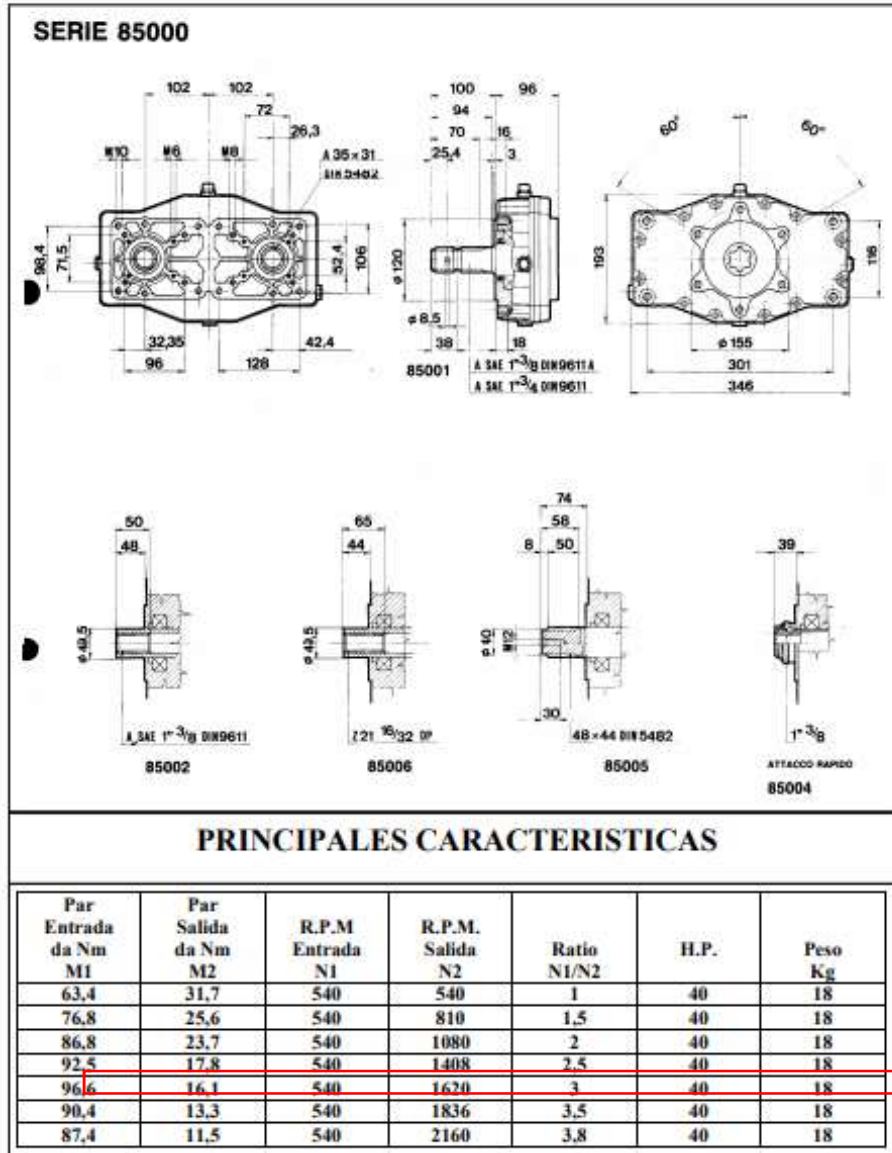


Figura 35. Catálogo cajas multiplicadoras
(Hidráulica Rogimar SA, 2019)

Con un torque mínimo de entrada de 96,6 [N.m], se calcula la velocidad de salida:

$$\text{Velocidad de salida} = \text{velocidad de entrada} \times 3$$

$$\text{Velocidad de salida} = 511,84 \text{ [rpm]} \times 3$$

$$\text{Velocidad de salida} = 1535,52 \text{ [rpm]}$$

2.4 SELECCIÓN DE ELEMENTOS ELÉCTRICOS

Teniendo la potencia entregada por la caja multiplicadora se selecciona el generador de energía AC, el conversor de corriente alterna a corriente continua y se dimensiona los cables para llevar esta corriente.

2.4.1 SELECCIÓN DE GENERADOR DE ENERGÍA ELÉCTRICA

Se elige la potencia del generador de acuerdo a su equivalente en potencia mecánica producida por el mecanismo, para lo cual se calcula:

$$\begin{aligned} \text{Torque de salida} &= 27 \text{ [N.m]} \\ w &= 1535,52 \text{ [rpm]} = 160,80 \text{ [rad/s]} \end{aligned}$$

$$P = T \cdot w \quad [40]$$

Donde:

P: Potencia (KWh)

T: Torque (N.m)

w: Velocidad (rad/s)

$$P = 27 \text{ [Nm]} \cdot 160,80 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] = 4,34 \text{ [KW]}$$

Obteniendo la potencia necesaria se elige un generador de 5 [KW] para evitar daños por picos de corriente:

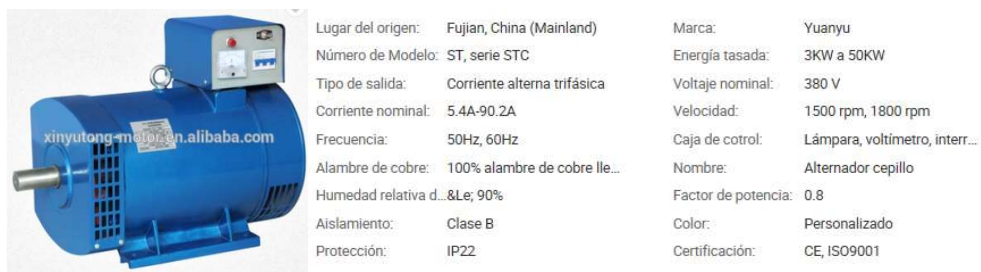


Figura 36. Generador de corriente alterna Fujian (Dac-Power, 2019)

2.4.2 SELECCIÓN DE CONVERTOR DE ENERGÍA

Debido a la necesidad de acumular la energía eléctrica producida por el generador, se convierte de corriente alterna a corriente continua mediante un convertor AC-DC de 5 [KW] descrito en la imagen figura 22.



Figura 37. Convertor AC/DC Fujian
(Dac-Power, 2019)

2.4.3 DIMENSIONAMIENTO DE CABLE CONDUCTOR

Se tiene 380 [V] y 9 [A] que son los principales parámetros para poder elegir el cable conductor adecuado.

Al tener un tipo de salida trifásica se escoge un cable tetrapolar.



Figura 38. Cable tetrapolar

Para elegir el área transversal del cable de cobre se toma en cuenta el amperaje que en este caso es de 9 [A], por tanto se escoge un cable AWG número 12, como se indica en la siguiente figura 24.

AWG	Diam. mm	Amperaje	AWG	Diam. mm	Amperaje
1	7.35	120	16	1.29	3,7
2	6.54	96	17	1.15	3,2
3	5.86	78	18	1.024	2,5
4	5.19	60	19	0.912	2,0
5	4.62	48	20	0.812	1,6
6	4.11	38	21	0.723	1,2
7	3.67	30	22	0.644	0,92
8	3.26	24	23	0.573	0,73
9	2.91	19	24	0.511	0,58
10	2.59	15	25	0.455	0,46
11	2.30	12	26	0.405	0,37
12	2.05	9,5	27	0.361	0,29
13	1.83	7,5	28	0.321	0,23
14	1.63	6,0	29	0.286	0,18
15	1.45	4,8	30	0.255	0,15

Figura 39. Tabla cables según amperaje
(Farina, 2014)

Con esto se asegura una buena conducción de la corriente entre los elementos indicados.

A continuación como resultado del diseño se muestra el ensamblaje de los elementos diseñados.

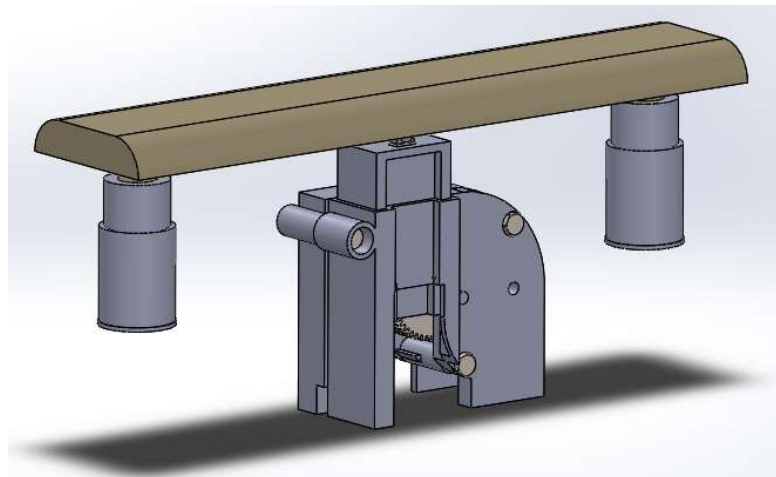


Figura 40. Modelado de mecanismo.

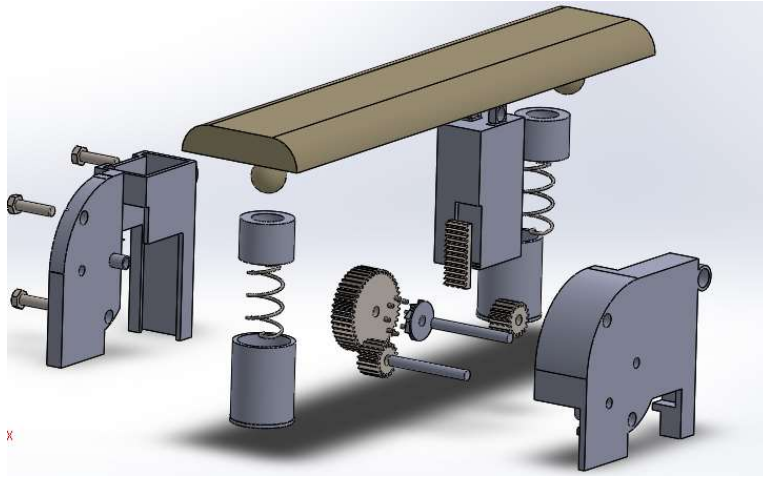


Figura 41. Modelamiento de mecanismo, vista explosionada

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1 MECANISMO PARA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA

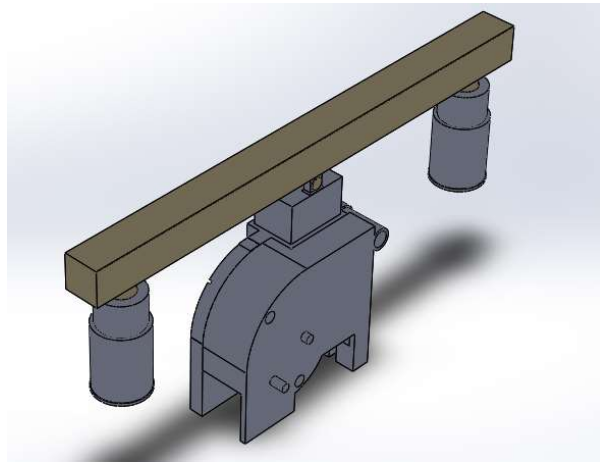


Figura 42. Mecanismo para generación de energía eléctrica

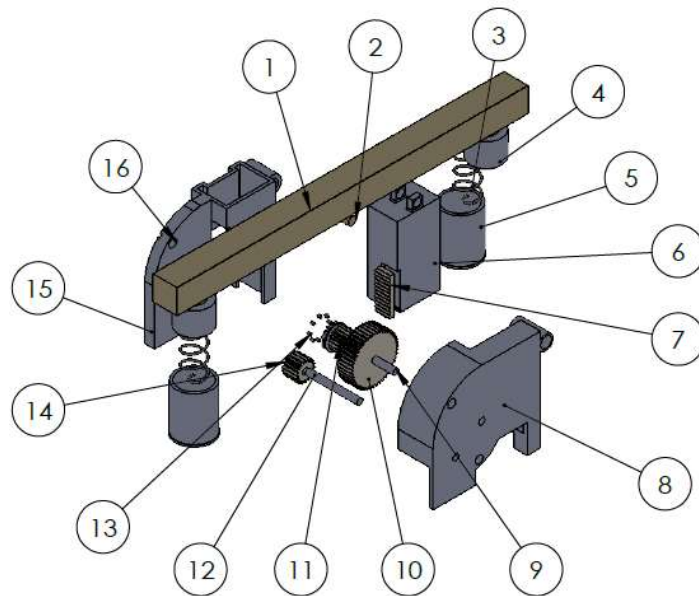


Figura 43. Vista explosionada de mecanismo para generación de energía eléctrica

Tabla 2. Lista y descripción de elementos del mecanismo

n°	Elemento	Descripción	Cant
1	Viga	ASTM A36 125mm x 4mm	1
2	Pasador	ASTM A36 Fmax=10623,60 N	1
3	Muelle	ASTM-313 Fo=686 N	2
4	Pistón	AISI 4340 r=79 mm	1
5	Cilindro Hueco	ASTM A36 Di= 161mm;e=12mm	1
6	Columna	ASTM A36 220mm x 150 mm x 2mm	1
7	Cremallera	AISI 4340 pd=127mm; F=71,12mm	1
8	Carcasa frontal	Plancha de acero estructural ASTM A36	1
9	Eje 1	AISI 4130-WQT400; D= 30mm	1
10	Piñón secundario	AISI 4340 Dp= 232,28mm; pd= 127mm	1
11	Piñón principal	AISI 4340 Dp= 89,84mm; pd= 127mm	1
12	Eje 2	AISI 4130-WQT400; D= 30mm	1
13	Cilindro	ASISI 4340; D=12mm; h=15mm	1
14	Piñón de transmisión	AISI 4340 Dp= 89,84mm; pd= 127mm	1
15	Carcasa posterior	Plancha de acero estructural ASTM A36	1
16	Perno	M30 x 3,5 x 120; 66N	3

En el desarrollo del diseño del mecanismo se considera componentes disponibles en el mercado para su fácil adquisición.

Para la viga se consideró una tipo tubo cuadrado con dimensiones de h=125mm x e= 4mm de acero A 36 (Anexo 1). Para que la viga retorne a su posición inicial, después de ser presionado, se usan dos muelles de retorno con diámetro externo de 157,9 [mm], espesor de alambre de 7,69 [mm] y una longitud de 300 [mm] usando un acero ASTM 313. Como guía y soporte de los muelles se utiliza un mecanismo tipo pistón de 79 [mm] de radio y un cilindro hueco de 161 [mm] de diámetro que están hechos de acero AISI 4340. El pasador que une la viga y columna se hace de acero A-36 de geometría circular solida con diámetro de 0,4 [m]. Se diseñó una columna tubular cuadrada de 20mm x 20mm x 1,40mm de acero estructural donde estará acoplada la cremallera. Para la transmisión del movimiento lineal a circular se usa una cremallera de paso diametral de 127 [mm] con ancho de diente 71, 12 [mm]. Esta cremallera trasmite la potencia a un piñón libre modificado que se conforma de 3 elementos, el piñón principal que tiene un paso diametral de 127 [mm] con ancho de diente 71,12 [mm] y un diámetro primitivo de 89,84[mm]. El segundo elemento del piñón libre modificado es el piñón secundario, el diámetro de paso y el ancho del diente sigue siendo el mismo con un diámetro primitivo de 232.28 [mm] los cuales están hechos de un acero

AISI 4340. Los cilindros solidos de diámetro 12 [mm] y altura de 15 [mm] que logran el atascamiento para que el piñón secundario gire solo cuando su dirección sigue las manecillas del reloj de un acero AISI 4340. Se diseña el piñón de transmisión de potencia y velocidad final del mecanismo que tiene un paso diametral de 127 [mm] con ancho de diente 71, 12 [mm] y diámetro primitivo de 89,84[mm], teniendo una velocidad final de 511,84 [rpm] de un acero AISI 4340. Para los 2 ejes se usa un acero AISI 4130, con diámetros de 30 [mm] cada uno.

Finalmente estos elementos van a estar en una carcasa de planchas de acero ASTM A36.

3.2 SIMULACIÓN DEL MECANISMO Y VALIDACIÓN DE LA DINÁMICA DE SUS ELEMENTOS

Para validar el mecanismo para generación de energía se define que el principal parámetro a comprobar es la velocidad final el piñón de transmisión. Es importante también verificar el desplazamiento que tiene el mecanismo al momento que es presionado por los neumáticos del automotor y la velocidad lineal que se produce en la cremallera.

3.2.1 SIMULACIÓN DE DESPLAZAMIENTO DE LA VIGA EN EL EJE (Y)

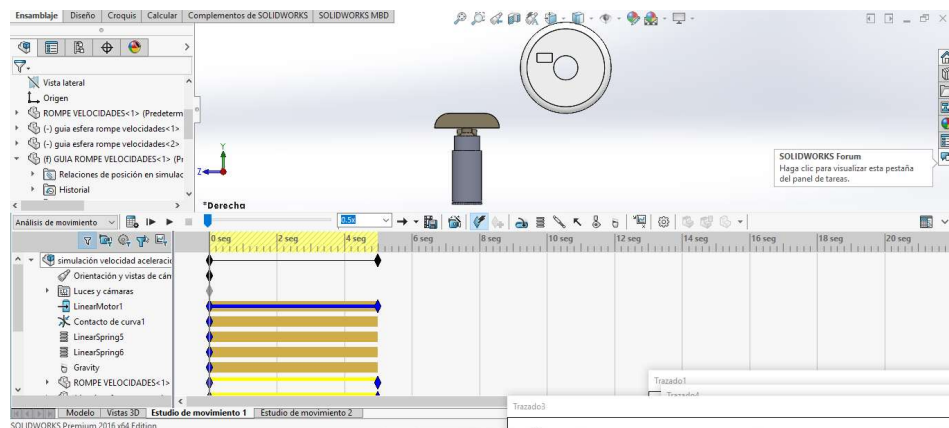


Figura 44. Gráfico de elementos a simular; neumático, reductor de velocidad, resortes y guías.

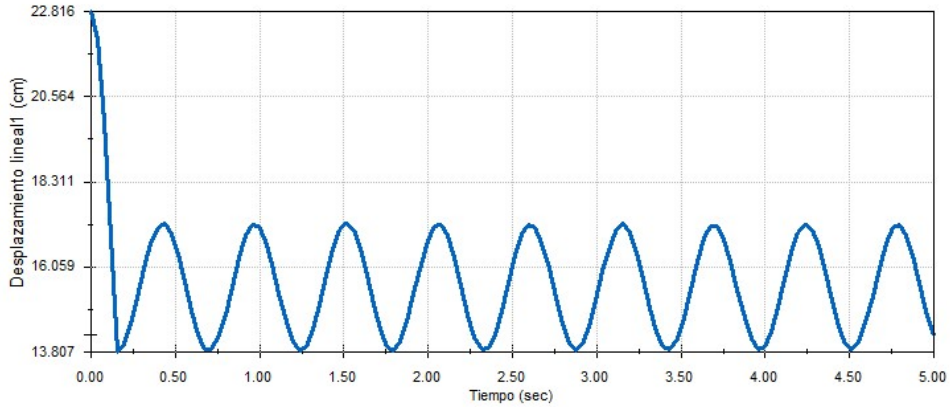


Figura 45. Desplazamiento lineal eje Y reductor de velocidad

En este gráfico se simula el impacto del neumático contra la viga. En la simulación también se toma en cuenta la resistencia de los dos muelles de retorno reflejándose así el desplazamiento lineal que el reductor de velocidad realiza en el eje Y que se observa en los primeros 0,25 segundos:

Posición Inicial = 22.816

Posición Final = 13.807

$$\text{Desplazamiento} = 22.816 - 13.807 = 9,09 \text{ [cm]}$$

Este valor es correcto debido a que cumple el requerimiento de diseño que especifica 9,5 [cm] como desplazamiento máximo del reductor de velocidad.

Tabla 3. Desplazamiento del vertical de la viga

Velocidad de Impacto	Desplazamiento Vertical eje (Y)
50 [km/h]	9,09 [cm]

3.2.2 SIMULACIÓN DE LA VELOCIDAD DE LA CREMALLERA AL IMPACTO DE LOS NEUMATICOS

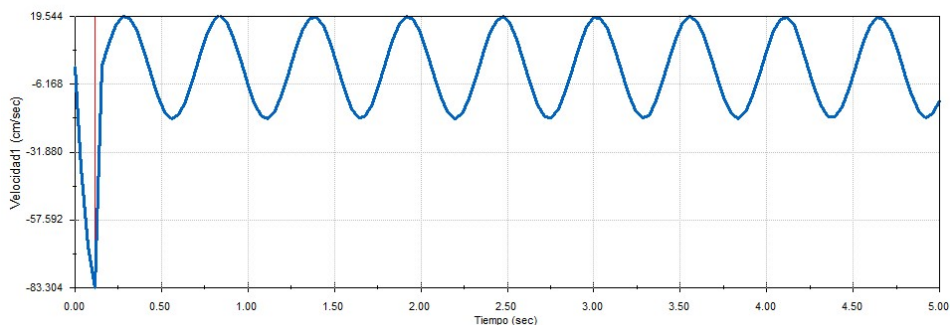


Figura 46. Velocidad lineal eje Y reductor de velocidad

Tomando en cuenta la velocidad de impacto de los neumáticos a 50 [km/h] y la resistencia de los muelles de retorno se obtiene, como se ve en la figura 44,

que durante el primer cuadrante antes de los 0,25 segundos se determina la velocidad máxima que alcanza el reductor de velocidad en el eje (Y), siendo esta 83,30 [cm/s].

Tabla 4. Velocidad de vertical de la cremallera

Velocidad de Impacto	Velocidad vertical en el eje (Y)
50 [km/h]	83,30 [cm/s]

3.2.3 SIMULACIÓN DINÁMICA DEL MECANISMO

Para comprobar la relación de velocidades del mecanismo se utiliza la herramienta Simulation de SolidWorks con lo cual se obtiene los siguientes resultados. Se utiliza la velocidad lineal determinada, que trasmite la cremallera la cual es de 83,304 [cm/s].

En el primer gráfico, el piñón secundario tiene como resultado una velocidad de 1043,93 [deg/s], que trasformando es 173,98 [rpm].

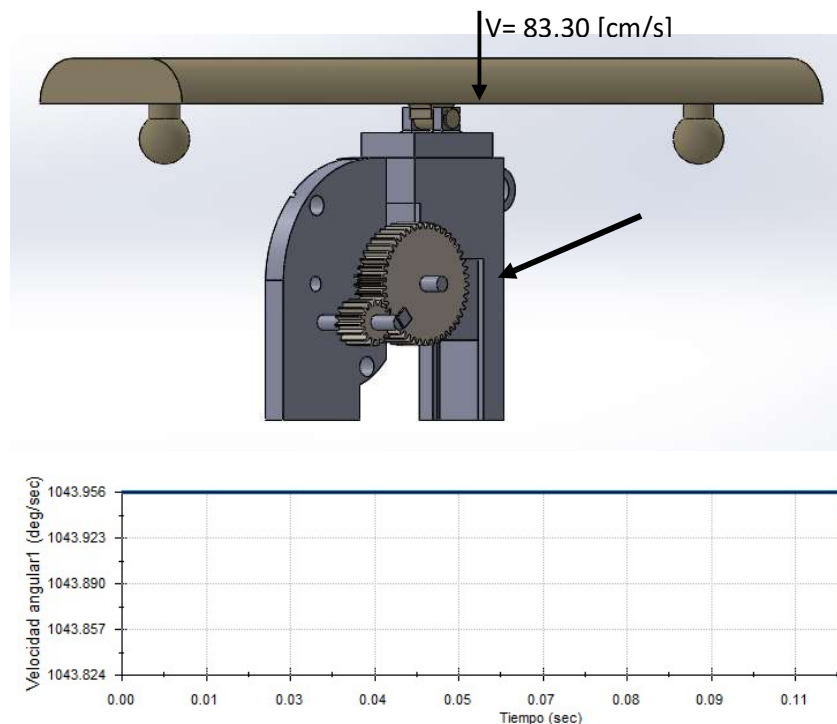


Figura 47. Simulación de velocidad en eje 1

A continuación se representa el piñón de salida del mecanismo con una velocidad de 3106 [deg/s], que trasformando es 517,66 [rpm].

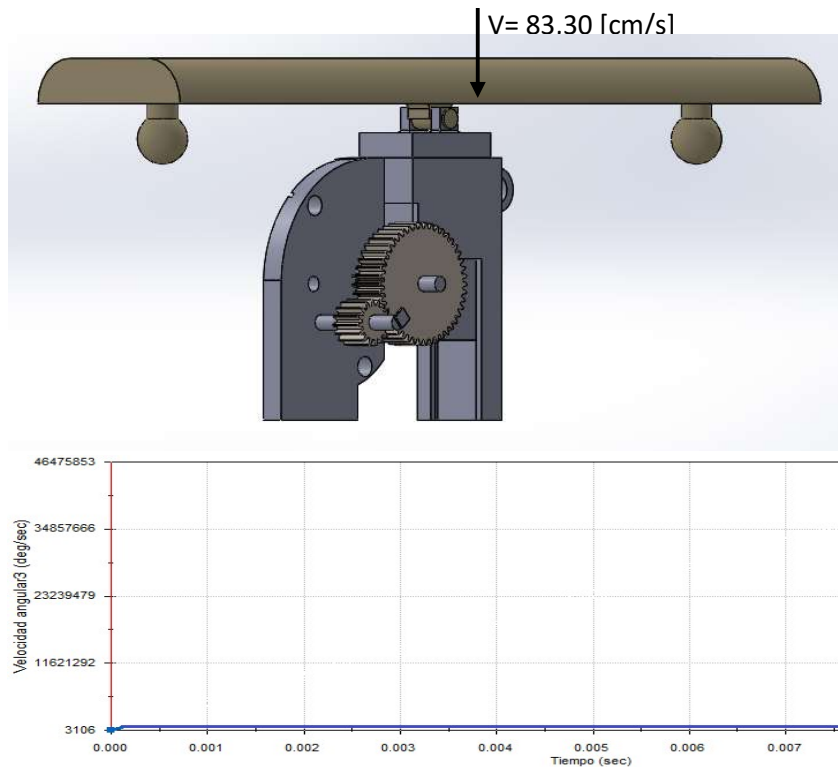


Figura 48. Simulación de Velocidad eje 2

Con esto se compara los resultados de simulación con respecto a los de cálculo, en la siguiente tabla.

Tabla 5. Resultado de velocidades de elementos de transmisión

Elemento	Velocidad
Cremallera	83,30 [cm/s]
Piñón secundario	173,98 [rpm]
Piñón de transmisión	517,66 [rpm]

Tabla 6. Comparación de valores simulado vs real de velocidad circular piñóns

	VALOR CALCULADO	VALOR SIMULADO	ERROR PORCENTUAL
Piñón Secundario	176,86 [rpm]	173,98 [rpm].	1,66 %
Piñón de transmisión	511,84 [rpm]	517,66 [rpm].	1,12 %

3.3 ESTIMACIÓN DE ENERGÍA GENERADA POR EL MECANISMO

En base a la fuerza y velocidad que provoca el paso de los automotores sobre el rompe velocidades se obtiene las magnitudes necesarias en el eje de salida para escoger la caja multiplicadora de velocidad, con los siguientes datos:

Tabla 7. Parámetros de salida eje 2

Parámetro	Magnitud
Torque	165,156 [N.m]
Velocidad	511,84 [rpm]

Se selecciona según el catálogo de cajas multiplicadoras de HIDRAULICA ROGIMAR S.A la serie 85000 con ratio de 3 (Anexo catalogo), con lo cual se obtiene los siguientes datos de salida de la caja multiplicadora de velocidad:

Tabla 8. Potencia de salida caja multiplicadora

Parámetro	Magnitud
Torque	27 [N.m]
Velocidad	1535,52 [rpm]
Potencia	4,34 [KW]

Para escoger el generador necesario se escogió en base a la potencia eléctrica equivalente a la mecánica, siendo un generador de 5 [KW].

En base al número de automotores, las horas de funcionamiento del mecanismo y potencia del generador, se estima una producción de energía diaria, semanal, mensual y anual en la siguiente tabla:

Tabla 9. Estimación de generación energética diaria, semanal, mensual y anual

Calculo	Número de automotores considerado entre 6h00 y 20h00	Tiempo de activación de mecanismo por auto en segundos	Tiempo total en horas	Potencia en Kilowatts	Energía acumulada en watts hora
Diario	12.594,4 [Autos]	3 [s]	10,5 [h]	5 [KW]	52,5 [KWh]
Semanal	75.566,4 [Autos]	3 [s]	62,97 [h]	5 [KW]	314,86 [KWh]
Mensual	302.265,6 [Autos]	3 [s]	251,88 [h]	5 [KW]	1,26[MWh]
Anual	3.627.187,2	3 [s]	3.022,6[h]	5 [KW]	15,11 [MWh]

3.4 ANÁLISIS ECONÓMICO

En base a la cantidad de energía estimada que puede producir el mecanismo, se calcula en dólares un valor de producción diario, semanal, mensual y anual. Según ARCONEL existen tarifas diferenciadas para comercialización del KWh en Ecuador, esto según la cantidad de consumo o el tipo de consumidor, pero el precio oficial en el Ecuador es de 9,33 centavos de dólar americanos por cada KWh (ARCONEL, 2019).

Tabla 10. Estimación en dólares de producción energética del mecanismo

Calculo	Energía acumulada en watts hora	Costo oficial de KWh en Ecuador en dólares	Cálculo en dólares producción del mecanismo
Diario	52,5 [KWh]	0,0933	4,89
Semanal	314,86 [KWh]	0,0933	29,38
Mensual	1,26 [MWh]	0,0933	117,55
Anual	15,11 [MWh]	0,0933	1409,77

A continuación se realiza una estimación de costo por elemento y de esta forma poder realizar una estimación del costo total del sistema.

Tabla 11. Descripción de costos del sistema por elementos.

N	Item	Cantidad	Costo Unitario(\$)	Costo Total (\$)
1	Rompe velocidades	1	64,80	64,80
2	Viga	1	63,23	63,23
3	Muelle	2	8	16
4	Columna	1	14,80	14,80
5	Cremallera	1	125	125
6	Piñón principal	1	50,50	50,50
7	Piñón secundario	1	75	75
8	Esfera	8	6	48
9	Estructura piñón libre	1	40	40
10	Eje 1	1	85,60	85,60

11	Eje 2	1	85,60	85,60
12	Piñón para transmisión	1	50,50	50,50
13	Caja multiplicadora	1	263,80	263,80
14	Generador eléctrico	1	295	295
15	Convertor AC/DC	1	586	586
16	Cables conductores	1	25,99	25,99
	SUBTOTAL			1889,82
	Imprevistos		10%	188,982
	TOTAL			2078,802

Con estos resultados tomando en cuenta la producción económica de 1 año que es de 1409,77 dólares se puede llegar a la conclusión que el costo de inversión en la adquisición del sistema se puede recuperar en 1 año y medio.

Para ejemplificar la capacidad de producción del sistema se toma en cuenta el consumo promedio de un hogar en la capital que es de 143,41 [KWh], esto según el Instituto Nacional de Estadísticas y Censos (INEC) mediante una encuesta realizada en el año 2012. Si pensamos en un edificio de 8 pisos con un departamento por cada nivel, se puede calcular que el consumo promedio mensual será de 1,14 [MWh].

Sabiendo que la producción mensual es de 1,26 [MWh] se comprueba que un edificio de 8 pisos puede ser satisfecho energéticamente por este sistema.

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- Se comprobó que el mecanismo es capaz de aprovechar el peso y la velocidad de los automotores al paso por un reductor de velocidad en las vías de transporte terrestre.
- Se comprobó que el flujo de autos en una ciudad puede ser usado para generar energía limpia de forma sostenible la cual puede ser aprovechada para distintos propósitos.
- Se comprobó que los elementos del mecanismo de acuerdo a la geometría y materiales seleccionados soportaran las cargas fluctuantes y esfuerzos que provocan los automotores a su paso.
- Se demostró que la velocidad y torque que genera el sistema cumple con los parámetros que necesita un generador de energía eléctrica para un adecuado funcionamiento.
- Se concluyó que la energía que puede ser generada por el mecanismo tiene una importante magnitud, que inclusive podría satisfacer las necesidades energéticas de un edificio promedio de 8 pisos.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda seleccionar materiales con una mayor capacidad de resistencia mecánica para que las geometrías de los elementos puedan ser más pequeñas.
- Para asegurar un menor desgaste de los elementos, principalmente de aquellos que se encargan de transmitir la potencia, se recomienda que dichos elementos estén en una caja que sea lubricada constantemente.
- Se recomienda que el mecanismo tenga un sistema de control que bloquee su funcionamiento cuando los automóviles se acerquen a una velocidad mayor a los 80 km/h y que mediante sensores pueda detectar automotores con masas superiores a los 4000 [Kg] para así evitar daños al mecanismo.
- Se recomienda dimensionar un sistema de acumulación de energía con baterías para lograr un mejor manejo y suministro de la energía generada.
- Se recomienda la implementación de este sistema en lugares estratégicos tales como peajes, centros comerciales, edificios, parques, etc., para poder generar una cantidad de energía considerable y útil.

BIBLIOGRAFÍA

- ARCONEL. (2019). *Pliego Tarifario*. Quito: Agencia de Regulación y Control de electricidad.
- Cenzano, A., & Esteire, L. (2014). *Formación profesional en energías renovables*. MADRID: AMV EDICIONES.
- Dac-Power. (2019). *dac-power.com*. Obtenido de dac-power.com: <http://dac-power.com/>
- Energias Estrategicas. (20 de Enero de 2019). *energiasestrategicas.com*. Obtenido de energiasestrategicas.com: www.energiasestrategicas.com/abierta
- Farina, L. (2014). *Cables y conductores Electricos*. Dora Maldonado.
- Fernandez , R., & Gutierrez , A. (2008). *Intrucción tecnica para la instalación de reductores de velocidad y bandas trasnversales de alerta*. Madrid: Liteam.
- Hidráulica Rogimar SA. (2019). Catalogo de cajas multiplicadoras.
- INEC. (2016). *Anuario estadístico de transporte*. Quito: Ecuador en Cifras.
- Lima, A. (2016). *Fisica-Principios con aplicaciones*. Mexico DF: Pearson.
- Madrid, A. (2012). *Guia completa de las energías renovables y fósiles*. Madrid: AMV Ediciones.
- Montaño, M. (20 de Febrero de 2010). *mamsenalizacion.es.tl*. Obtenido de [mamsenalizacion.es.tl](http://www.mamsenalizacion.es.tl): <http://www.mamsenalizacion.es.tl>
- Moscardo Palop, A. (2017). *Diseño y Calculo de reductores de velocidad* . Madrid: Universidad Politécnica de Valencia.
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de maquinas*. Mexico DF: Pearson.
- Petroecuador, E. (2016). *Informe estadístico-EP*. Quito: Petroecuador.
- Posada , J., & Gonzalez, C. (2013). *Consumo de combustible-Modelos Predictivos*. Medellin: Universidad de Medellin.
- Robert, J. (2017). *Ignitinf Inspiration: A persuasion Manual for Visioners*. New York: Multx 10.
- Rodriguez, J., & Rico, F. (2016). *Elementos de Maquinas Teoría y Problemas*. Oviedo: Universidad de Oviedo.
- Roldan, J. (2015). *Motores Eléctricos*. Madrid: Paraninfo-Thomson Learning.
- Romero, C., & Calle, G. (2015). *Diseño de elementos de maquinas*. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira.
- Schallenberg , J., & Piernavieja , G. (2008). *Energías renovables y eficiencia energética*. Canarias: Instituto Tecnológico de Canarias.
- Shigley, J., Budynas, R., & Keith , J. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Mexico DF: McGraw-Hill.
- Tipler, P., & Mosca, G. (2014). *Fisica para la ciencia y la tecnología*. Barcelona: Reverté S.A.
- Verein Deutscher, I. (2004). Design methodology for mechatronics systems. *Beuth Verlag GmbH*.

ANEXOS

ANEXO 1

PLANOS DEL MECANISMO

Todas las medidas descritas en el presente anexo se encuentran en [mm].

ANEXO 2

ESPECIFICACIONES MUELLE DE RETORNO

NÚMERO DE PARTE LEE	DIÁMETRO DEL AGUJERO		DIÁMETRO DEL PERNO		DIÁMETRO* EXTERIOR NOMINAL		MATERIAL	DIÁMETRO DEL ALAMBRE		LONGITUD SIN CARGA		CARGA A DEFLEXIÓN DEL 37%		CONSTANTE		ALTURA SÓLIDA	
	PULG.	MM	PULG.	MM	PULG.	MM		PULG.	MM	PULG.	MM	LBS.	KG	LBS/PULG.	KG/MM	PULG.	MM
LHL 1500B 01	1 1/2	38.10	3/4	19.05	1.425	36.20	C	.234	5.94	2	50.80	551.30	250.07	745.0	13.304	1.250	31.75
LHL 1500B 02					1.415	35.94		.243	6.17	2 1/2	63.50	647.50	293.70	700.0	12.501	1.570	39.88
LHL 1500B 03					1.410	35.81		.243	6.17	3	76.20	621.60	281.96	560.0	10.000	1.865	47.37
LHL 1500B 04					1.415	35.94		.250	6.35	3 1/2	88.90	683.76	310.15	528.0	9.429	2.190	55.63
LHL 1500B 05					1.385	35.18		.250	6.35	4	101.60	710.40	322.24	480.0	8.572	2.505	63.63
LHL 1500B 06					1.370	34.80		.250	6.35	4 1/2	114.30	719.28	326.26	432.0	7.715	2.820	71.63
LHL 1500B 07					1.390	35.31		.250	6.35	5	127.00	680.80	308.81	368.0	6.572	3.085	78.36
LHL 1500B 08					1.370	34.80		.250	6.35	5 1/2	139.70	700.04	317.54	344.0	6.143	3.415	86.74
LHL 1500B 09					1.385	35.18		.250	6.35	6	152.40	674.88	306.12	304.0	5.429	3.670	93.22
LHL 1500B 10					1.385	35.18		.250	6.35	7	177.80	673.40	305.45	260.0	4.643	4.193	106.50
LHL 1500B 11					1.400	35.56		.250	6.35	8	203.20	651.20	295.38	220.0	3.929	4.790	121.67
LHL 2000B 01	2	50.80	1	25.40	1.950	49.53	C	.312	7.92	2 1/2	63.50	948.13	430.07	1025.0	18.304	1.570	39.88
LHL 2000B 02					1.900	48.26		.312	7.92	3	76.20	943.50	427.97	850.0	15.179	1.880	47.75
LHL 2000B 03					1.840	46.74		.312	7.92	3 1/2	88.90	997.15	452.30	770.0	13.751	2.180	55.37
LHL 2000B 04					1.830	46.48		.312	7.92	4	101.60	982.72	445.76	664.0	11.858	2.460	62.48
LHL 2000B 05					1.800	45.72		.312	7.92	4 1/2	114.30	999.00	453.14	600.0	10.715	2.785	70.74
LHL 2000B 06					1.950	49.53		.331	8.41	5	127.00	1036.00	469.93	560.0	10.000	3.080	78.23
LHL 2000B 07					1.950	49.53		.331	8.41	5 1/2	139.70	1025.64	465.23	504.0	9.000	3.345	84.96
LHL 2000B 08					1.930	49.02		.331	8.41	6	152.40	1047.84	475.30	472.0	8.429	3.635	92.33
LHL 2000B 09					1.930	49.02		.331	8.41	7	177.80	1029.53	466.99	397.5	7.098	4.177	106.10
LHL 2000B 10					1.930	49.02		.331	8.41	8	203.20	1041.92	472.61	352.0	6.286	4.790	121.67

RESORTES PARA TROQUEL HEFTY™

ANEXO 3

ESPECIFICACIONES COLUMNA-TUBERIA ESTRUCTURAL

Designaciones		Área	Peso	Propiedades Estáticas		
				Eje x-x = y-y		
				Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro
B	e	A	P	I	W	i
mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,40	0,99	0,78	0,56	0,56	0,75
	1,50	1,05	0,83	0,58	0,58	0,75
	1,80	1,23	0,96	0,66	0,66	0,73
	2,00	1,34	1,05	0,70	0,70	0,72
25	1,40	1,27	1,00	1,16	0,93	0,95
	1,50	1,35	1,06	1,22	0,97	0,95
	1,80	1,59	1,25	1,39	1,11	0,94
	2,00	1,74	1,36	1,49	1,19	0,93
30	1,40	1,55	1,22	2,08	1,39	1,16
	1,50	1,65	1,30	2,20	1,47	1,15
	1,80	1,95	1,53	2,53	1,68	1,14
	2,00	2,14	1,68	2,73	1,82	1,13
40	1,40	2,11	1,66	5,18	2,59	1,57
	1,50	2,25	1,77	5,49	2,75	1,56
	1,80	2,67	2,09	6,39	3,19	1,55
	2,00	2,94	2,31	6,95	3,47	1,54
	2,50	3,59	2,82	8,23	4,12	1,51
	3,00	4,21	3,30	9,36	4,68	1,49
50	4,00	5,35	4,20	11,18	5,59	1,45
	1,40	2,67	2,10	10,42	4,17	1,97
	1,50	2,85	2,24	11,07	4,43	1,97
	1,80	3,39	2,66	12,95	5,18	1,96
	2,00	3,74	2,93	14,15	5,66	1,95
	2,50	4,59	3,60	16,96	6,78	1,92
3,00	5,41	4,25	19,50	7,80	1,90	

ANEXO 4

ESPECIFICACIONES VIGA-TUBERÍA ESTRUCTURAL

Designaciones		Área	Peso	Propiedades Estáticas		
				Eje x-x = y-y		
				Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro
B	e	A	P	I	W	i
mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,40	0,99	0,78	0,56	0,56	0,75
	1,50	1,05	0,83	0,58	0,58	0,75
	1,80	1,23	0,96	0,66	0,66	0,73
	2,00	1,34	1,05	0,70	0,70	0,72
25	1,40	1,27	1,00	1,16	0,93	0,95
	1,50	1,35	1,06	1,22	0,97	0,95
	1,80	1,59	1,25	1,39	1,11	0,94
	2,00	1,74	1,36	1,49	1,19	0,93
30	1,40	1,55	1,22	2,08	1,39	1,16
	1,50	1,65	1,30	2,20	1,47	1,15
	1,80	1,95	1,53	2,53	1,68	1,14
	2,00	2,14	1,68	2,73	1,82	1,13
40	1,40	2,11	1,66	5,18	2,59	1,57
	1,50	2,25	1,77	5,49	2,75	1,56
	1,80	2,67	2,09	6,39	3,19	1,55
	2,00	2,94	2,31	6,95	3,47	1,54
	2,50	3,59	2,82	8,23	4,12	1,51
	3,00	4,21	3,30	9,36	4,68	1,49
	4,00	5,35	4,20	11,18	5,59	1,45
50	1,40	2,67	2,10	10,42	4,17	1,97
	1,50	2,85	2,24	11,07	4,43	1,97
	1,80	3,39	2,66	12,95	5,18	1,96
	2,00	3,74	2,93	14,15	5,66	1,95
	2,50	4,59	3,60	16,96	6,78	1,92
	3,00	5,41	4,25	19,50	7,80	1,90
	4,00	6,95	5,45	23,84	9,54	1,85
60	1,50	3,45	2,71	19,52	6,51	2,38
	1,80	4,11	3,22	22,95	7,65	2,36
	2,00	4,54	3,56	25,15	8,38	2,35
	2,50	5,59	4,39	30,36	10,12	2,33
	3,00	6,61	5,19	35,17	11,72	2,31
	4,00	8,55	6,71	43,65	14,55	2,26
70	1,50	4,05	3,18	31,46	8,99	2,79
	1,80	4,83	3,79	37,09	10,60	2,77
	2,00	5,34	4,19	40,73	11,64	2,76
	2,50	6,59	5,17	49,43	14,12	2,74
	3,00	7,81	6,13	57,56	16,45	2,72
	4,00	10,15	7,97	72,22	20,64	2,67
75	1,50	4,35	3,42	38,92	10,38	2,99
	1,80	5,19	4,07	45,95	12,25	2,98
	2,00	5,74	4,50	50,50	13,47	2,97
	2,50	7,09	5,56	61,40	16,37	2,94
	3,00	8,41	6,60	71,65	19,11	2,92
	4,00	10,95	8,59	90,29	24,08	2,87
90	1,80	6,27	4,92	80,71	17,94	3,59
	2,00	6,94	5,45	88,87	19,75	3,58
	2,50	8,59	6,74	108,57	24,13	3,56
	3,00	10,21	8,01	127,32	28,29	3,53
	4,00	13,35	10,48	162,02	36,01	3,48
100	1,80	6,99	5,48	111,62	22,32	4,00
	2,00	7,74	6,07	123,01	24,60	3,99
	2,50	9,59	7,53	150,65	30,13	3,96
	3,00	11,41	8,96	177,08	35,42	3,94
	4,00	14,95	11,73	226,46	45,29	3,89
	5,00	18,36	14,41	271,36	54,27	3,84
	6,00	21,63	16,98	312,00	62,40	3,80
125	3,00	14,41	11,31	354,53	56,73	4,96
	4,00	18,95	14,87	457,33	73,17	4,91
	5,00	23,36	18,33	552,87	88,46	4,87
	6,00	27,63	21,69	641,41	102,63	4,82
135	3,00	15,61	12,25	449,88	66,65	5,37
	4,00	20,55	16,13	581,80	86,19	5,32
	5,00	25,36	19,90	705,16	104,47	5,27
	6,00	30,03	23,58	820,25	121,52	5,23
150	3,00	17,41	13,67	622,76	83,03	5,98
	4,00	22,95	18,01	807,92	107,72	5,93
	5,00	28,36	22,26	982,37	130,98	5,89
	6,00	33,63	26,40	1146,43	152,86	5,84

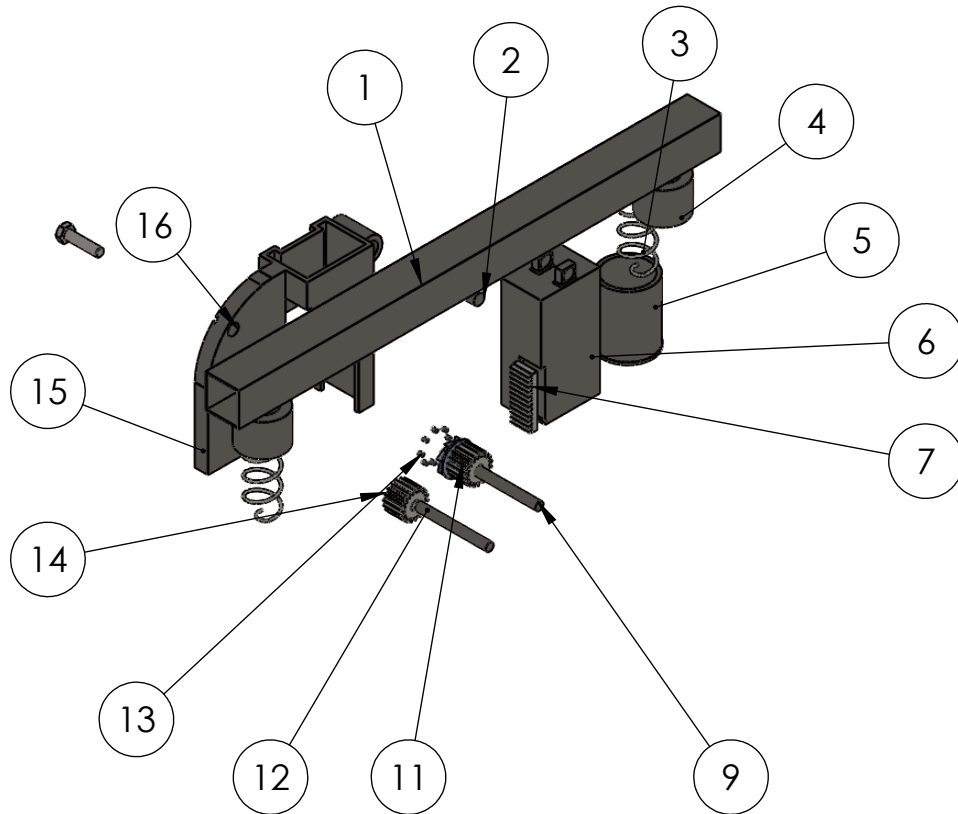
A

B

C

D

E



n°	Elemento	Descripción	Cant
1	Viga	ASTM A36 125mm x 4mm	1
2	Pasador	ASTM A36 Fmax=10623,60 N	1
3	Muelle	ASTM-313 Fo=686 N	2
4	Pistón	AISI 4340 r=79 mm	1
5	Cilindro Hueco	ASTM A36 Di= 161mm;e=12mm	1
6	Columna	ASTM A36 220mm x 150 mm x 2mm	1
7	Cremallera	AISI 4340 pd=127mm; F=71,12mm	1
8	Carcasa frontal	Plancha de acero estructural ASTM A36	1
9	Eje 1	AISI 4130-WQT400; D= 30mm	1
10	Engrane secundario	AISI 4340 Dp= 232,28mm; pd= 127mm	1
11	Engrane principal	AISI 4340 Dp= 89,84mm; pd= 127mm	1
12	Eje 2	AISI 4130-WQT400; D= 30mm	1
13	Cilindro	ASISI 4340; D=12mm; h=15mm	1
14	Engrane de transmisión	AISI 4340 Dp= 89,84mm; pd= 127mm	1
15	Carcasa posterior	Plancha de acero estructural ASTM A36	1
16	Perno	M30 x 3,5 x 120; 66N	3

TOLERANCIA:

± 0.4

PESO [Kg]:

379 kg

MATERIAL:

VARIOS

Fecha

Nombre

Dibujado 31/06/2019

DELGADO C

Revisado 31/06/2019

GUTIERREZ N

Aprobado 31/06/2019

GUTIERREZ N

FIRMA / EMPRESA:



DIBUJO Nº:

MGEPA-000

ESCALA:

1:20

HOJA:

A4

Edición Modificación Fecha Nombre

1

2

3

4

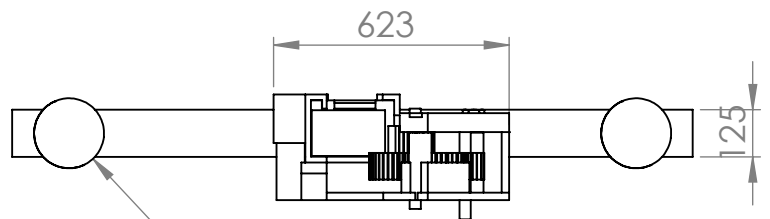
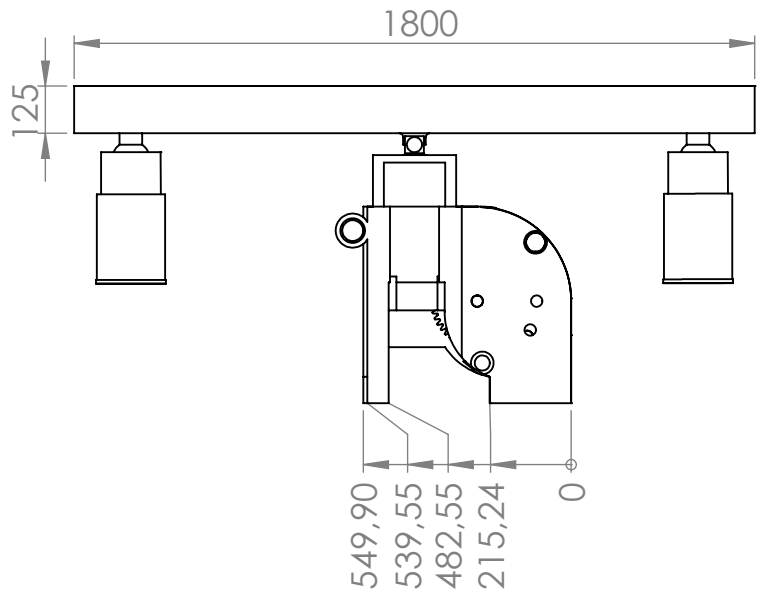
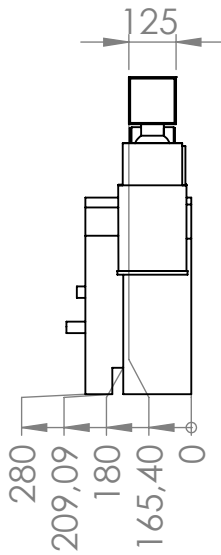
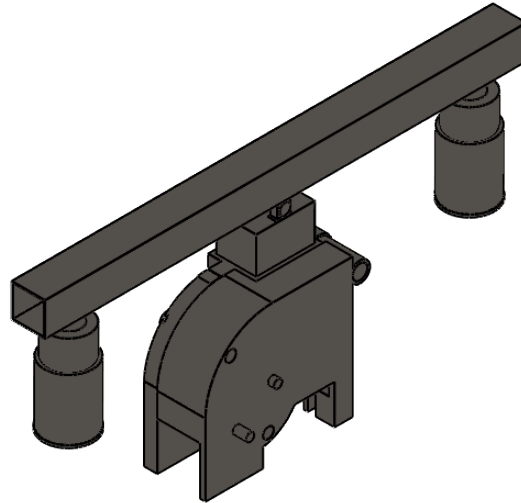
A

B

C

D

E



R VERDADERO 86,5

				TOLERANCIA:	PESO [Kg]:	MATERIAL:	
				± 0.4	379KG	Varios	
						Mecanismo para generación de energía-medidas generales	ESCALA:
				Fecha	Nombre		1:20
				Dibujado 31/06/2019	DELGADO C		
				Revisado 31/06/2019	GUTIERREZ N		
				Aprobado 31/06/2019	GUTIERREZ N		
				FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO Nº:	HOJA:
						MGEPA-001	A4
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



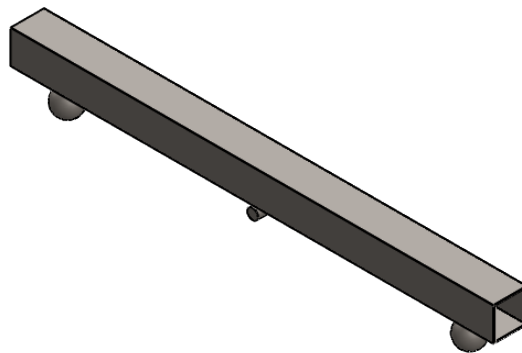
1

2

3

4

A

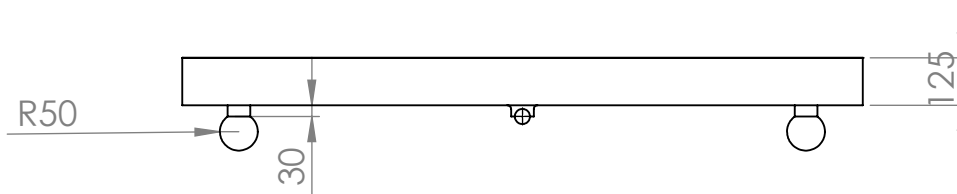


B

1800

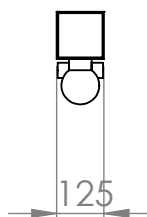



C



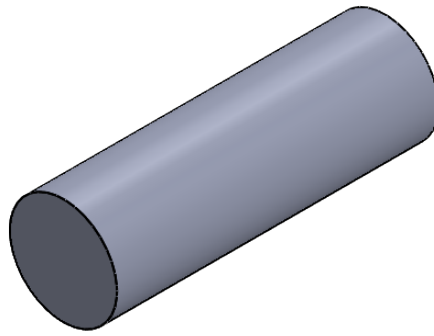
D

E

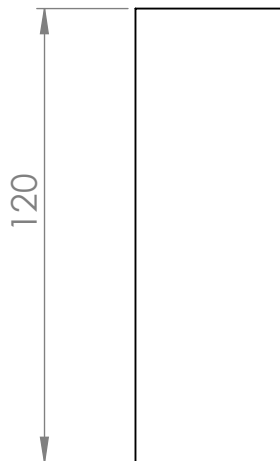


				TOLERANCIA:	PESO [Kg]:	MATERIAL:	
				± 0.4	38,4 kg	ASTM A36	
					Fecha	Nombre	ESCALA:
				Dibujado	31/06/2019	DELGADO C	1:20
				Revisado	31/06/2019	GUTIERREZ N	
				Aprobado	31/06/2019	GUTIERREZ N	
				FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO Nº:	HOJA:
						MGEPA-002	A4
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

A

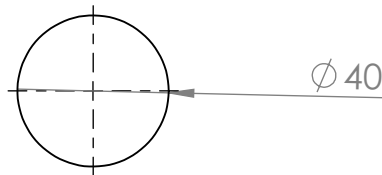


B



C

D



E

				TOLERANCIA:	PESO [Kg]:	MATERIAL:	
				± 0.4	14 gr	ASTM A36	
					Fecha	Nombre	ESCALA:
				Dibujado	31/06/2019	DELGADO C	1:2
				Revisado	31/06/2019	GUTIERREZ N	
				Aprobado	31/06/2019	GUTIERREZ N	
				FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO Nº:	HOJA:
						MGEPA-003	A4
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

1

2

3

4

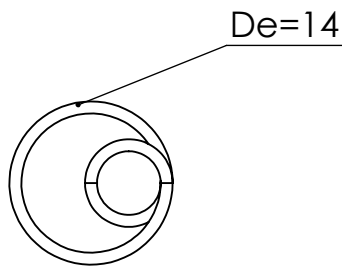
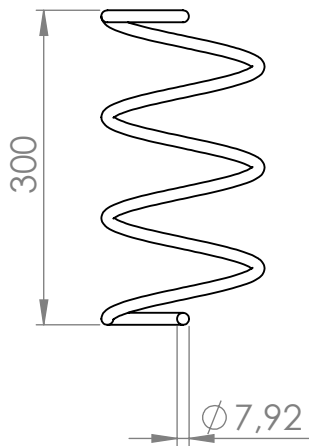
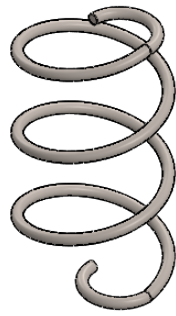
A


B

C

D

E



				TOLERANCIA:	PESO [Kg]:	MATERIAL:	
				± 0.4	450 gr.	ASTM 313	
					Fecha	Nombre	ESCALA:
				Dibujado	31/06/2019	DELGADO C	1:2
				Revisado	31/06/2019	GUTIERREZ N	
				Aprobado	31/06/2019	GUTIERREZ N	
				FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO N°:	HOJA:
						MGEPA-004	A4
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

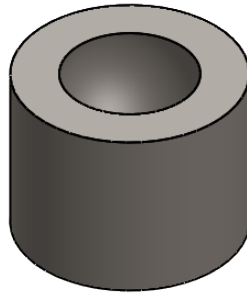
1

2

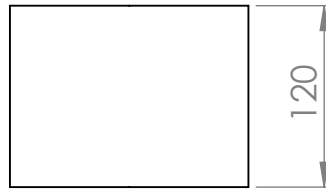
3

4

A

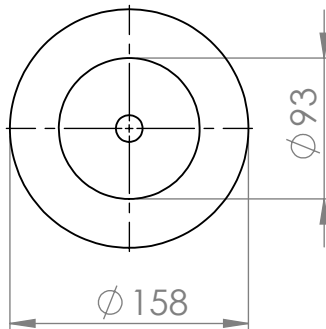


B



C

D



E

				TOLERANCIA:	PESO [Kg]:	MATERIAL:	
				± 0.4	14,3 kg	AISI 4340	
				Fecha	Nombre	Pistón	ESCALA:
			Dibujado	31/06/2019	DELGADO C		1:5
			Revisado	31/06/2019	GUTIERREZ N		
			Aprobado	31/06/2019	GUTIERREZ N		
				FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO Nº:	HOJA:
						MGEPA-005	A4
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



1

2

3

4

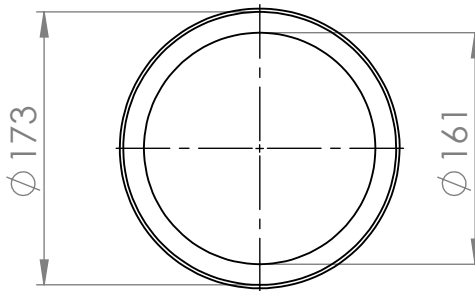
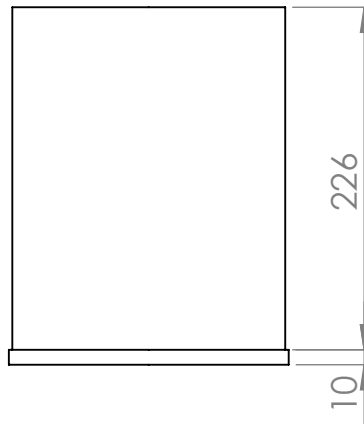
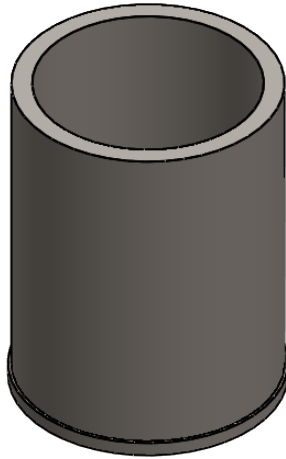
A


B

C

D

E



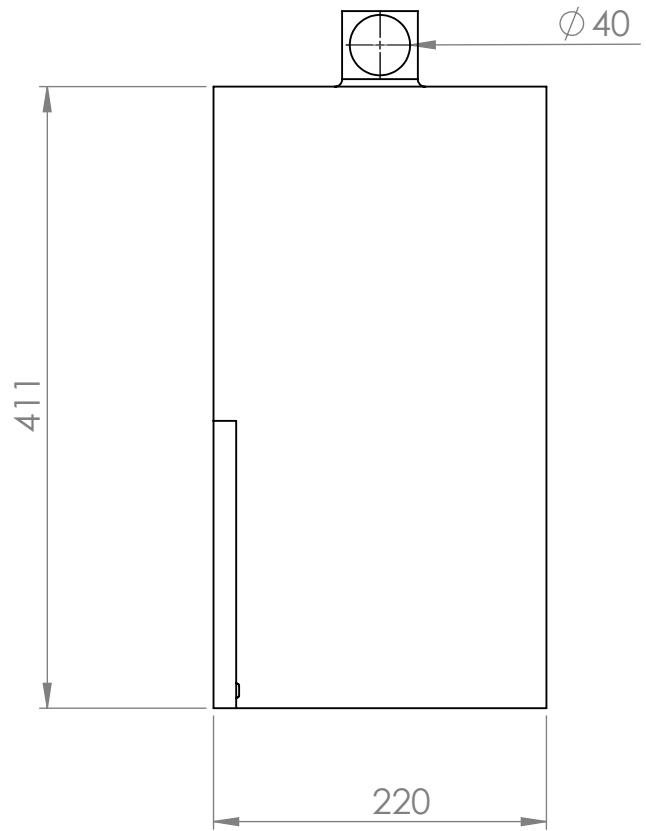
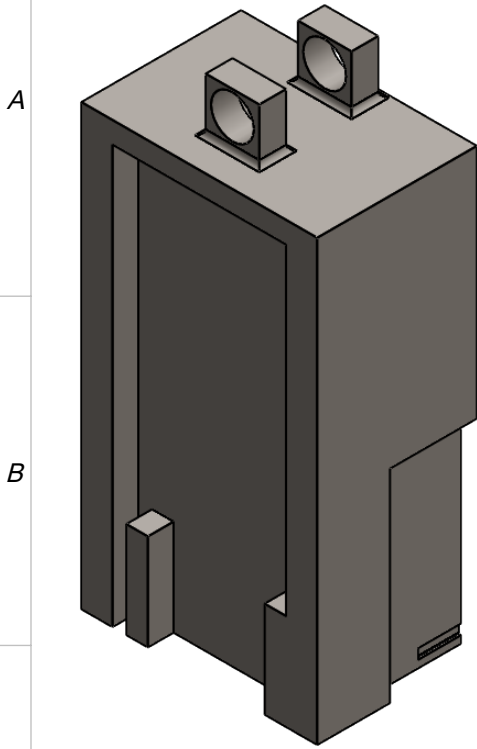
				TOLERANCIA:	PESO [Kg]:	MATERIAL:	
				± 0.4	14,3 kg	AISI 4340	
					Fecha	Nombre	ESCALA:
				Dibujado	31/06/2019	DELGADO C	1:5
				Revisado	31/06/2019	GUTIERREZ N	
				Aprobado	31/06/2019	GUTIERREZ N	
				FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO N°:	HOJA:
						MGEPA-006	A4
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

1

2

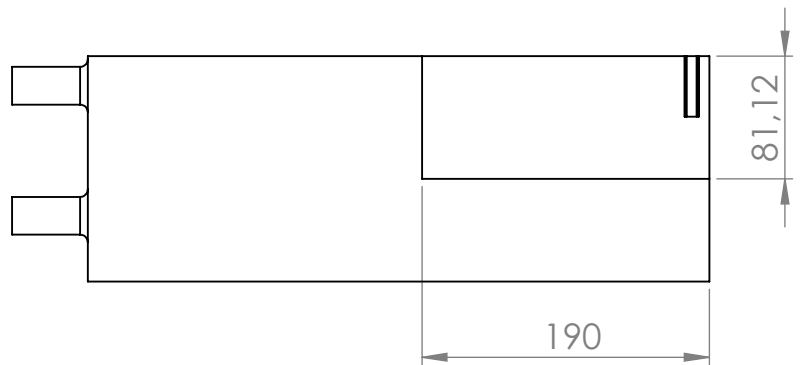
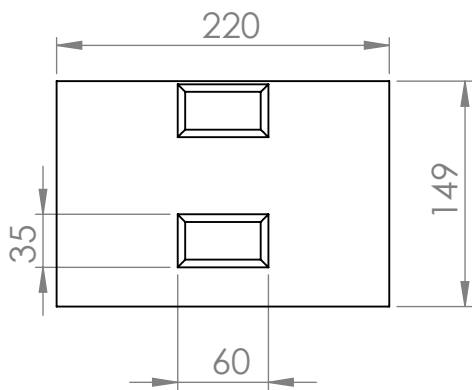
3

4



C

D



E

				TOLERANCIA:	PESO [Kg]:	MATERIAL:	
				± 0.4	21,7 kg	ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Columna	ESCALA:
			Dibujado	31/07/2019	DELGADO C		1:5
			Revisado	31/07/2019	GUTIERREZ N		
				Aprobado	31/07/2019	GUTIERREZ N	
				FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO N°:	HOJA:
						MGEPA-007	A4
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

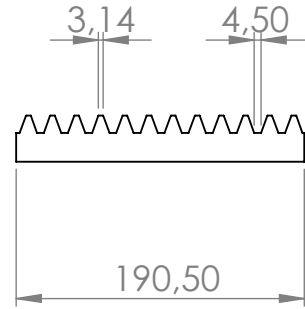
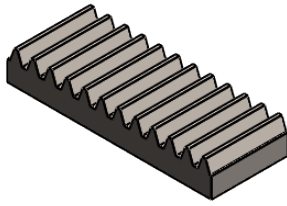
1

2

3

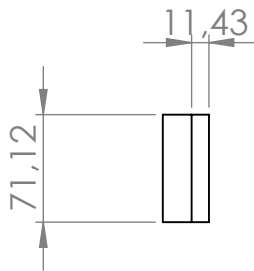
4

A

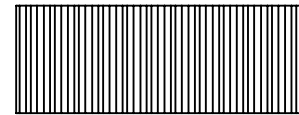


B

C



D



Paso diametral 127mm

E

				TOLERANCIA:	PESO [Kg]:	MATERIAL:	
				± 0.4	2,5 kg	AISI-4340	
					Fecha	Nombre	ESCALA:
				Dibujado	31/06/2019	DELGADO C	1:5
				Revisado	31/06/2019	GUTIERREZ N	
				Aprobado	31/06/2019	GUTIERREZ N	
				FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO Nº:	HOJA:
						MGEPA-008	A4
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

1

2

3

4

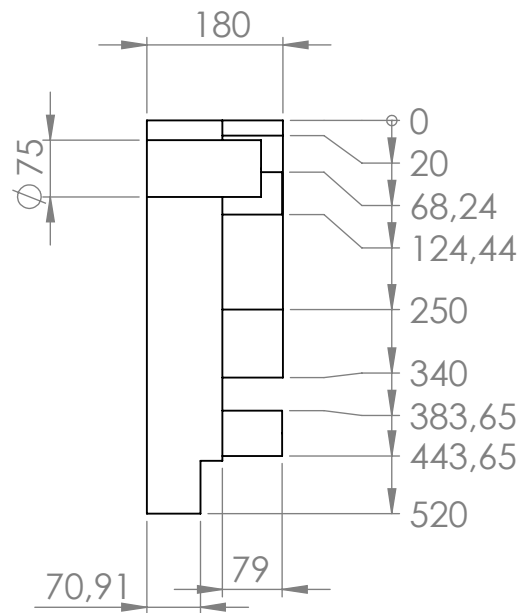
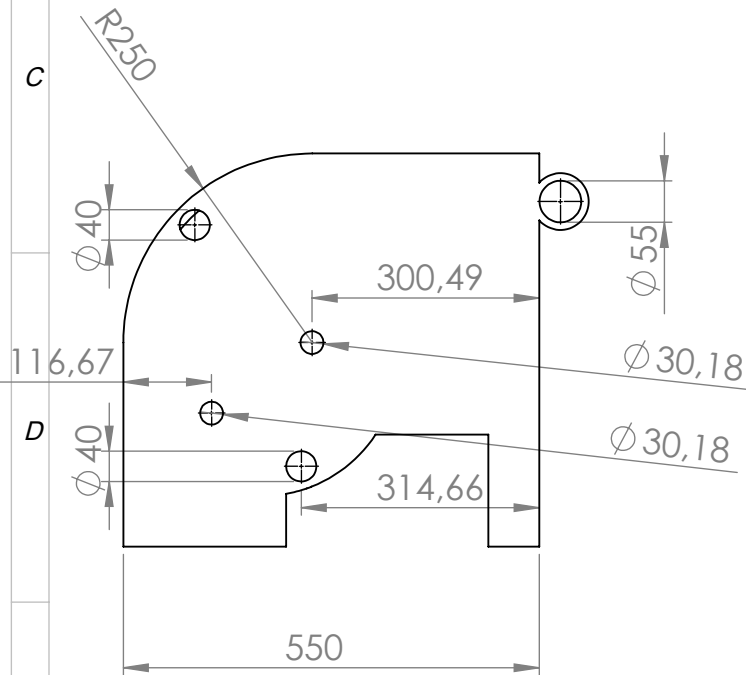
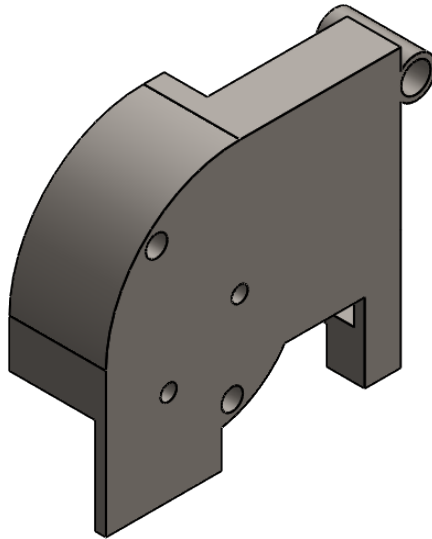
A


B

C

D

E



				TOLERANCIA:	PESO [Kg]:	MATERIAL:	
				± 0.4	74,5 kg	ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Tapa carcasa frontal	ESCALA:
			Dibujado	31/06/2019	DELGADO C		1:10
			Revisado	31/06/2019	GUTIERREZ N		
				Aprobado	31/06/2019	GUTIERREZ N	
				FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO N°:	HOJA:
						MGEPA-009	A4
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

1

2

3

4

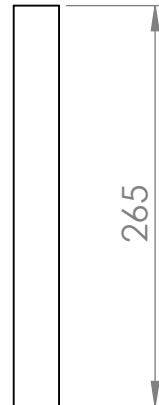
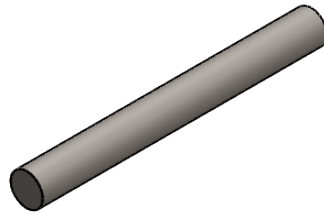
A

B

C

D

E



				TOLERANCIA:	PESO [Kg]:	MATERIAL:	
				± 0.4	1,4 kg	AISI 4340	
					<i>Fecha</i>	<i>Nombre</i>	Eje 1 ESCALA: 1:5
				<i>Dibujado</i>	31/06/2019	DELGADO C	
				<i>Revisado</i>	31/06/2019	GUTIERREZ N	
				<i>Aprobado</i>	31/06/2019	GUTIERREZ N	
				FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO N°:	HOJA: A4
<i>Edición</i>	<i>Modificación</i>	<i>Fecha</i>	<i>Nombre</i>			MGEPA-010	

1

2

3

4

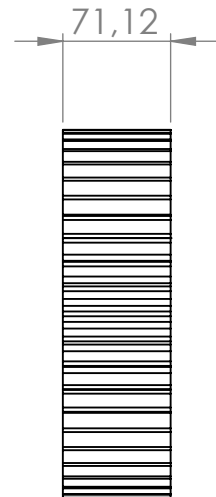
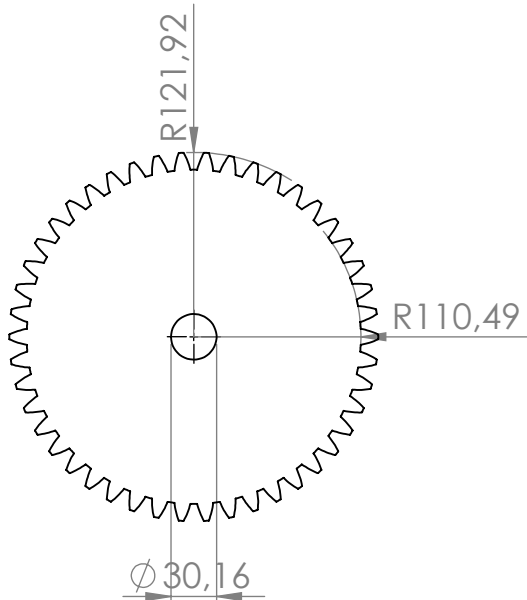
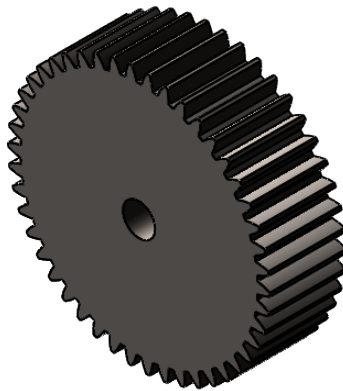
A

B


C

D

E



Paso diametral: 127mm

				TOLERANCIA:	PESO [Kg]:	MATERIAL:	
				± 0.4	25,1 kg	AISI 4340	
				Fecha	Nombre	Piñón secundario	ESCALA:
			Dibujado	31/06/2019	DELGADO C		1:5
			Revisado	31/06/2019	GUTIERREZ N		
			Aprobado	31/06/2019	GUTIERREZ N		
				FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO Nº:	HOJA:
						MGEPA-011	A4
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

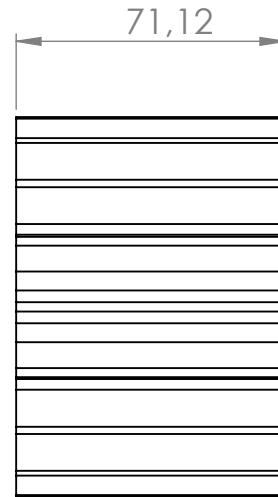
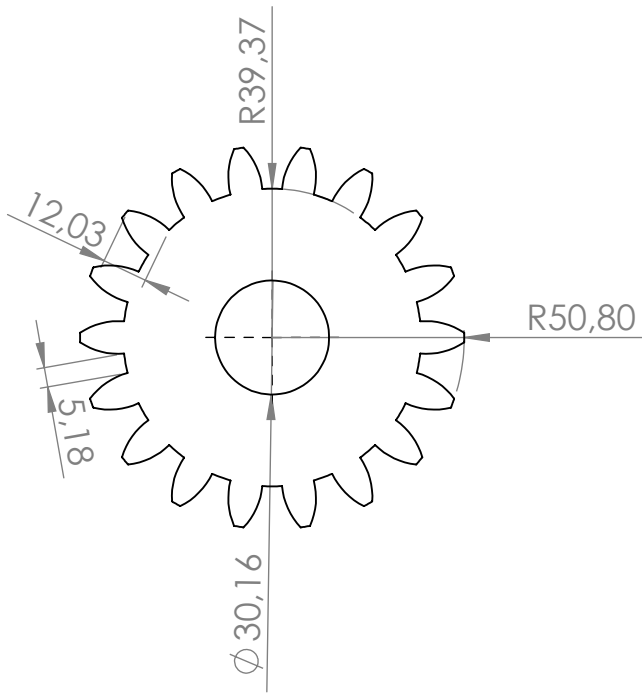
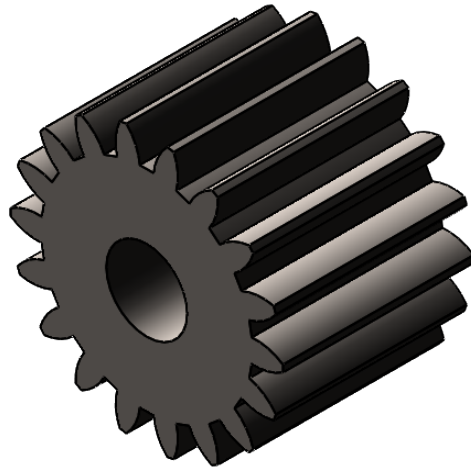
A

B

C

D

E



Paso diametral: 127mm

				TOLERANCIA:	PESO [Kg]:	MATERIAL:	
				± 0.4	3,1 kg	AISI 4340	
					<i>Fecha</i>	<i>Nombre</i>	ESCALA:
				Dibujado	31/7/2019	DELGADO C	1:2
				Revisado	31/7/2019	GUTIERREZ N	
				Aprobado	31/7/2019	GUTIERREZ N	
				FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO N°:	HOJA:
						MGEPA-012	A4
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

1

2

3

4

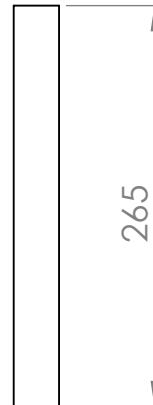
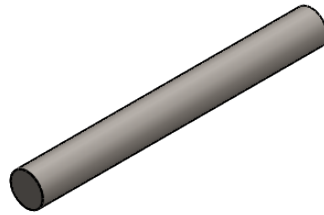
A

B

C

D

E



				TOLERANCIA:	PESO [Kg]:	MATERIAL:	
				± 0.4	1,4 kg	AISI 4340	
					<i>Fecha</i>	<i>Nombre</i>	ESCALA:
				Dibujado	31/06/2019	DELGADO C	1:5
				Revisado	31/06/2019	GUTIERREZ N	
				Aprobado	31/06/2019	GUTIERREZ N	
				FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO N°:	HOJA:
						MGEPA-013	A4
<i>Edición</i>	<i>Modificación</i>	<i>Fecha</i>	<i>Nombre</i>				

1

2

3

4

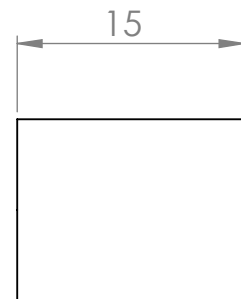
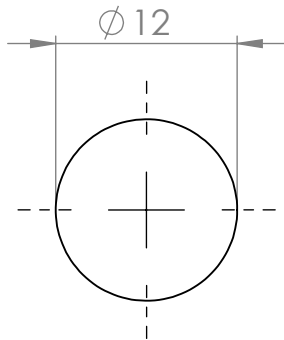
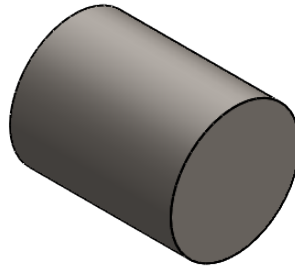
A


B

C

D

E



				TOLERANCIA:	PESO [Kg]:	MATERIAL:	
				± 0.1	14 gr	AISI 4340	
					Fecha	Nombre	ESCALA: 2:1
				Dibujado	31/06/2019	DELGADO C	
				Revisado	31/06/2019	GUTIERREZ N	
				Aprobado	31/06/2019	GUTIERREZ N	
				FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO N°:	HOJA:
						MGEPA-014	A4
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

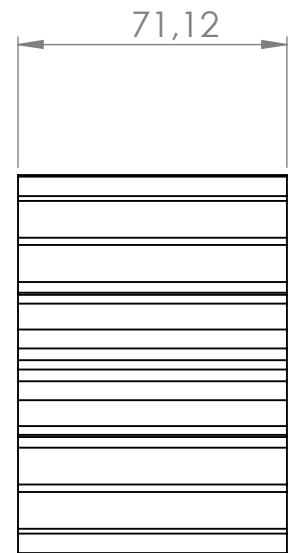
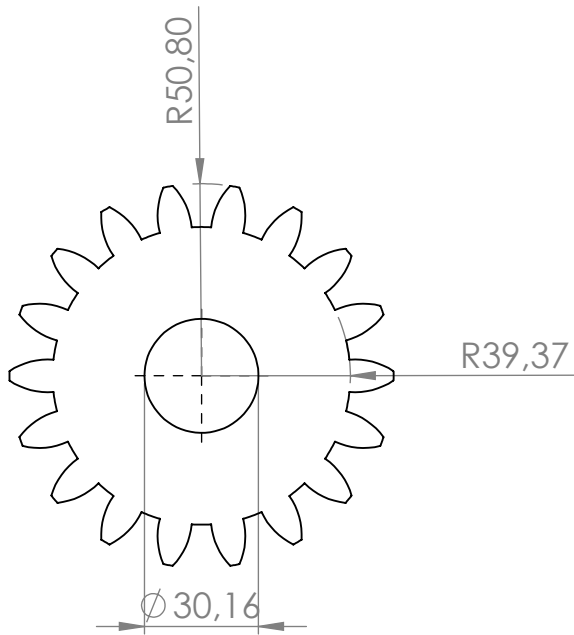
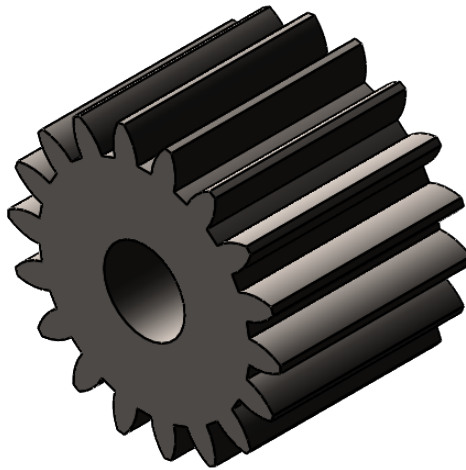
A

B


C

D

E



Diametro de paso: 127mm

				TOLERANCIA:	PESO [Kg]:	MATERIAL:	
				± 0.4	3,1 kg	AISI 4340	
				Fecha	Nombre	Piñón de transmisión	ESCALA:
			Dibujado	31/06/2019	DELGADO C		1:2
			Revisado	31/06/2019	GUTIERRREZ N		
				Aprobado	31/06/2019	GUTIERRREZ N	
				FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO Nº:	HOJA:
						MGEPA-015	A4
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

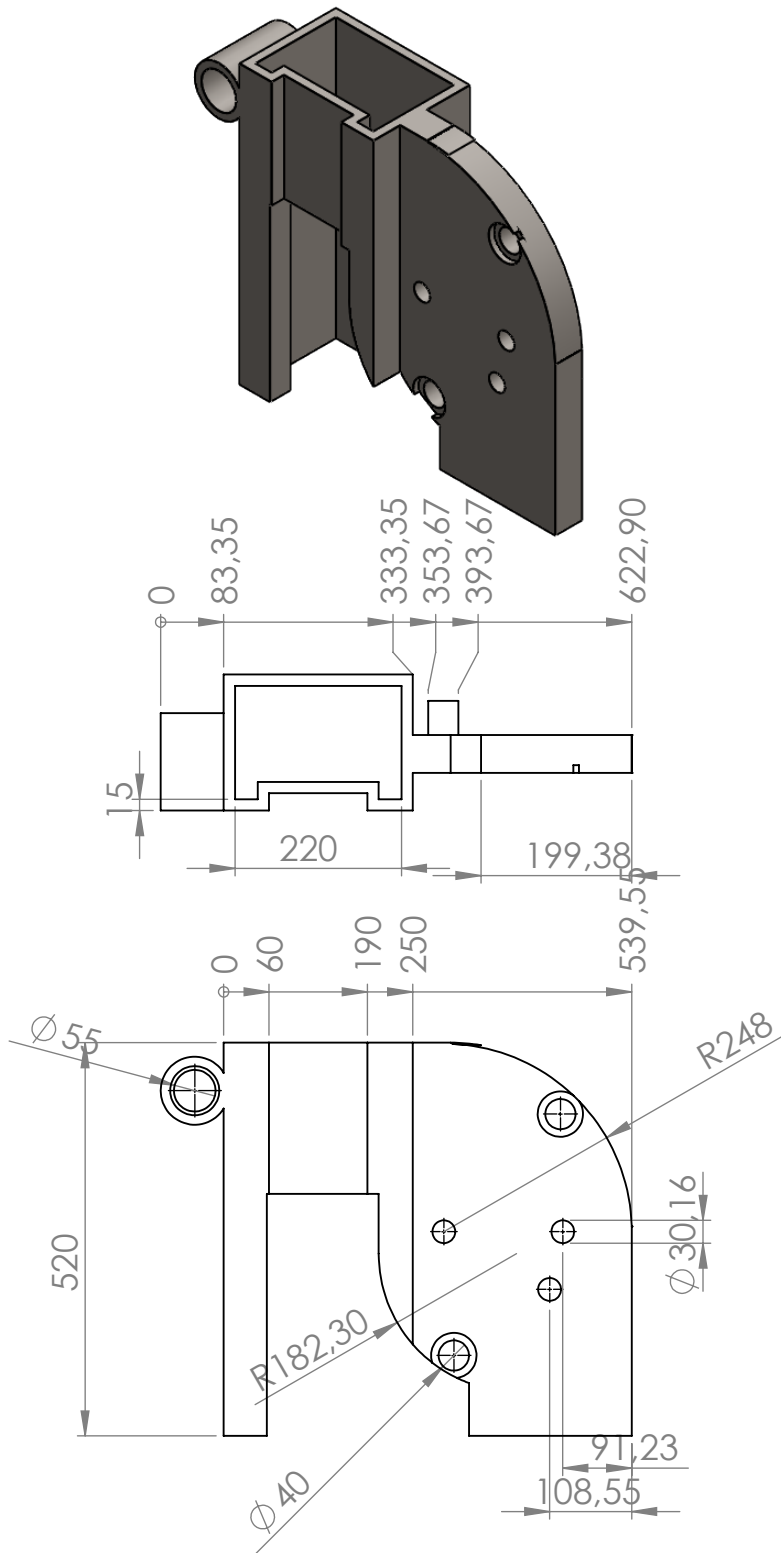
A


B

C

D

E



				TOLERANCIA:	PESO [Kg]:	MATERIAL:	
				± 0.4	83,70 kg	ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Carcasa posterior	ESCALA:
			Dibujado	31/06/2019	DELGADO C		1:10
			Revisado	31/06/2019	GUTIERREZ N		
				Aprobado	31/06/2019	GUTIERREZ N	
				FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO N°:	HOJA:
						MGEPA-016	A4
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

1

2

3

4

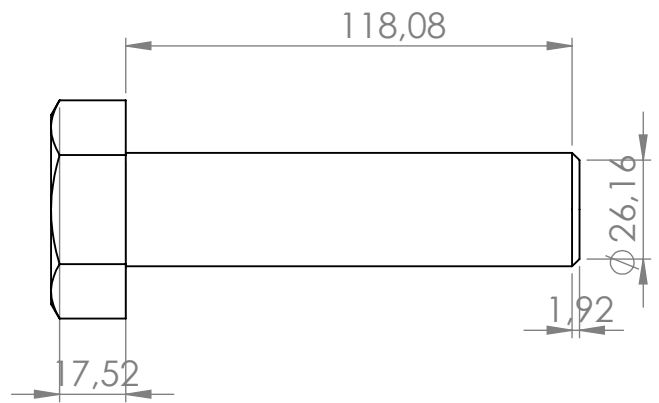
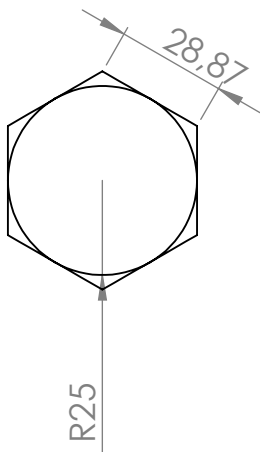
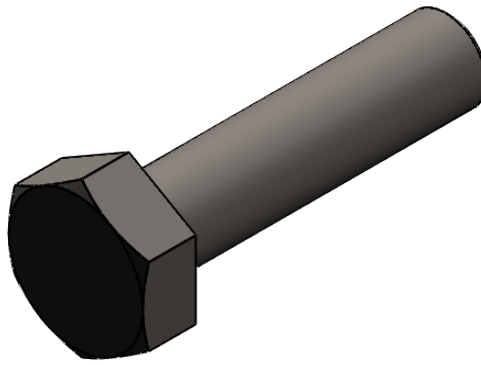
A


B

C

D

E



				TOLERANCIA:	PESO [Kg]:	MATERIAL:	
				± 0.4	998 gr.	ASTM A36	
					Fecha	Nombre	ESCALA:
				Dibujado	31/06/2019	DELGADO C	1:2
				Revisado	31/06/2019	GUTIERREZ N	
				Aprobado	31/06/2019	GUTIERREZ N	
				FIRMA / EMPRESA:		DIBUJO N°:	HOJA:
						MGEP A-017	A4
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

ANEXO 2

ESPECIFICACIONES MUELLE DE RETORNO

NÚMERO DE PARTE LEE	DIÁMETRO DEL AGUJERO		DIÁMETRO DEL PERNO		DIÁMETRO* EXTERIOR NOMINAL		MATERIAL	DIÁMETRO DEL ALAMBRE		LONGITUD SIN CARGA		CARGA A DEFLEXIÓN DEL 37%		CONSTANTE		ALTURA SÓLIDA	
	PULG.	MM	PULG.	MM	PULG.	MM		PULG.	MM	PULG.	MM	LBS.	KG	LBS/PULG.	KG/MM	PULG.	MM
LHL 1500B 01	1 1/2	38.10	3/4	19.05	1.425	36.20	C	.234	5.94	2	50.80	551.30	250.07	745.0	13.304	1.250	31.75
LHL 1500B 02					1.415	35.94		.243	6.17	2 1/2	63.50	647.50	293.70	700.0	12.501	1.570	39.88
LHL 1500B 03					1.410	35.81		.243	6.17	3	76.20	621.60	281.96	560.0	10.000	1.865	47.37
LHL 1500B 04					1.415	35.94		.250	6.35	3 1/2	88.90	683.76	310.15	528.0	9.429	2.190	55.63
LHL 1500B 05					1.385	35.18		.250	6.35	4	101.60	710.40	322.24	480.0	8.572	2.505	63.63
LHL 1500B 06					1.370	34.80		.250	6.35	4 1/2	114.30	719.28	326.26	432.0	7.715	2.820	71.63
LHL 1500B 07					1.390	35.31		.250	6.35	5	127.00	680.80	308.81	368.0	6.572	3.085	78.36
LHL 1500B 08					1.370	34.80		.250	6.35	5 1/2	139.70	700.04	317.54	344.0	6.143	3.415	86.74
LHL 1500B 09					1.385	35.18		.250	6.35	6	152.40	674.88	306.12	304.0	5.429	3.670	93.22
LHL 1500B 10					1.385	35.18		.250	6.35	7	177.80	673.40	305.45	260.0	4.643	4.193	106.50
LHL 1500B 11					1.400	35.56		.250	6.35	8	203.20	651.20	295.38	220.0	3.929	4.790	121.67
LHL 2000B 01	2	50.80	1	25.40	1.950	49.53	C	.312	7.92	2 1/2	63.50	948.13	430.07	1025.0	18.304	1.570	39.88
LHL 2000B 02					1.900	48.26		.312	7.92	3	76.20	943.50	427.97	850.0	15.179	1.880	47.75
LHL 2000B 03					1.840	46.74		.312	7.92	3 1/2	88.90	997.15	452.30	770.0	13.751	2.180	55.37
LHL 2000B 04					1.830	46.48		.312	7.92	4	101.60	982.72	445.76	664.0	11.858	2.460	62.48
LHL 2000B 05					1.800	45.72		.312	7.92	4 1/2	114.30	999.00	453.14	600.0	10.715	2.785	70.74
LHL 2000B 06					1.950	49.53		.331	8.41	5	127.00	1036.00	469.93	560.0	10.000	3.080	78.23
LHL 2000B 07					1.950	49.53		.331	8.41	5 1/2	139.70	1025.64	465.23	504.0	9.000	3.345	84.96
LHL 2000B 08					1.930	49.02		.331	8.41	6	152.40	1047.84	475.30	472.0	8.429	3.635	92.33
LHL 2000B 09					1.930	49.02		.331	8.41	7	177.80	1029.53	466.99	397.5	7.098	4.177	106.10
LHL 2000B 10					1.930	49.02		.331	8.41	8	203.20	1041.92	472.61	352.0	6.286	4.790	121.67

RESORTES PARA TROQUEL HEFTY™

ANEXO 3

ESPECIFICACIONES COLUMNA-TUBERIA ESTRUCTURAL

Designaciones		Área	Peso	Propiedades Estáticas		
				Eje x-x = y-y		
				Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro
B	e	A	P	I	W	i
mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,40	0,99	0,78	0,56	0,56	0,75
	1,50	1,05	0,83	0,58	0,58	0,75
	1,80	1,23	0,96	0,66	0,66	0,73
	2,00	1,34	1,05	0,70	0,70	0,72
25	1,40	1,27	1,00	1,16	0,93	0,95
	1,50	1,35	1,06	1,22	0,97	0,95
	1,80	1,59	1,25	1,39	1,11	0,94
	2,00	1,74	1,36	1,49	1,19	0,93
30	1,40	1,55	1,22	2,08	1,39	1,16
	1,50	1,65	1,30	2,20	1,47	1,15
	1,80	1,95	1,53	2,53	1,68	1,14
	2,00	2,14	1,68	2,73	1,82	1,13
40	1,40	2,11	1,66	5,18	2,59	1,57
	1,50	2,25	1,77	5,49	2,75	1,56
	1,80	2,67	2,09	6,39	3,19	1,55
	2,00	2,94	2,31	6,95	3,47	1,54
	2,50	3,59	2,82	8,23	4,12	1,51
	3,00	4,21	3,30	9,36	4,68	1,49
50	4,00	5,35	4,20	11,18	5,59	1,45
	1,40	2,67	2,10	10,42	4,17	1,97
	1,50	2,85	2,24	11,07	4,43	1,97
	1,80	3,39	2,66	12,95	5,18	1,96
	2,00	3,74	2,93	14,15	5,66	1,95
	2,50	4,59	3,60	16,96	6,78	1,92
3,00	5,41	4,25	19,50	7,80	1,90	

ANEXO 4

ESPECIFICACIONES VIGA-TUBERÍA ESTRUCTURAL

Designaciones		Área	Peso	Propiedades Estáticas		
				Eje x-x = y-y		
				Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro
B	e	A	P	I	W	i
mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,40	0,99	0,78	0,56	0,56	0,75
	1,50	1,05	0,83	0,58	0,58	0,75
	1,80	1,23	0,96	0,66	0,66	0,73
	2,00	1,34	1,05	0,70	0,70	0,72
25	1,40	1,27	1,00	1,16	0,93	0,95
	1,50	1,35	1,06	1,22	0,97	0,95
	1,80	1,59	1,25	1,39	1,11	0,94
	2,00	1,74	1,36	1,49	1,19	0,93
30	1,40	1,55	1,22	2,08	1,39	1,16
	1,50	1,65	1,30	2,20	1,47	1,15
	1,80	1,95	1,53	2,53	1,68	1,14
	2,00	2,14	1,68	2,73	1,82	1,13
40	1,40	2,11	1,66	5,18	2,59	1,57
	1,50	2,25	1,77	5,49	2,75	1,56
	1,80	2,67	2,09	6,39	3,19	1,55
	2,00	2,94	2,31	6,95	3,47	1,54
	2,50	3,59	2,82	8,23	4,12	1,51
	3,00	4,21	3,30	9,36	4,68	1,49
	4,00	5,35	4,20	11,18	5,59	1,45
50	1,40	2,67	2,10	10,42	4,17	1,97
	1,50	2,85	2,24	11,07	4,43	1,97
	1,80	3,39	2,66	12,95	5,18	1,96
	2,00	3,74	2,93	14,15	5,66	1,95
	2,50	4,59	3,60	16,96	6,78	1,92
	3,00	5,41	4,25	19,50	7,80	1,90
	4,00	6,95	5,45	23,84	9,54	1,85
60	1,50	3,45	2,71	19,52	6,51	2,38
	1,80	4,11	3,22	22,95	7,65	2,36
	2,00	4,54	3,56	25,15	8,38	2,35
	2,50	5,59	4,39	30,36	10,12	2,33
	3,00	6,61	5,19	35,17	11,72	2,31
	4,00	8,55	6,71	43,65	14,55	2,26
	70	1,50	4,05	3,18	31,46	8,99
1,80		4,83	3,79	37,09	10,60	2,77
2,00		5,34	4,19	40,73	11,64	2,76
2,50		6,59	5,17	49,43	14,12	2,74
3,00		7,81	6,13	57,56	16,45	2,72
4,00		10,15	7,97	72,22	20,64	2,67
75		1,50	4,35	3,42	38,92	10,38
	1,80	5,19	4,07	45,95	12,25	2,98
	2,00	5,74	4,50	50,50	13,47	2,97
	2,50	7,09	5,56	61,40	16,37	2,94
	3,00	8,41	6,60	71,65	19,11	2,92
	4,00	10,95	8,59	90,29	24,08	2,87
	90	1,80	6,27	4,92	80,71	17,94
2,00		6,94	5,45	88,87	19,75	3,58
2,50		8,59	6,74	108,57	24,13	3,56
3,00		10,21	8,01	127,32	28,29	3,53
4,00		13,35	10,48	162,02	36,01	3,48
100	1,80	6,99	5,48	111,62	22,32	4,00
	2,00	7,74	6,07	123,01	24,60	3,99
	2,50	9,59	7,53	150,65	30,13	3,96
	3,00	11,41	8,96	177,08	35,42	3,94
	4,00	14,95	11,73	226,46	45,29	3,89
	5,00	18,36	14,41	271,36	54,27	3,84
	6,00	21,63	16,98	312,00	62,40	3,80
125	3,00	14,41	11,31	354,53	56,73	4,96
	4,00	18,95	14,87	457,33	73,17	4,91
	5,00	23,36	18,33	552,87	88,46	4,87
	6,00	27,63	21,69	641,41	102,63	4,82
135	3,00	15,61	12,25	449,88	66,65	5,37
	4,00	20,55	16,13	581,80	86,19	5,32
	5,00	25,36	19,90	705,16	104,47	5,27
	6,00	30,03	23,58	820,25	121,52	5,23
150	3,00	17,41	13,67	622,76	83,03	5,98
	4,00	22,95	18,01	807,92	107,72	5,93
	5,00	28,36	22,26	982,37	130,98	5,89
	6,00	33,63	26,40	1146,43	152,86	5,84