UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK

Facultad de Arquitectura e Ingeniería

Maestría en Diseño Mecánico

Mención en Fabricación De Autopartes De Vehículos

Diseño e implementación de un prototipo toma fuerza para Suzuki samurái mediante elementos finitos.

Nota del Autor
Cristhian Garzón, Facultad de Arquitectura e Ingeniería, Universidad Internacional SEK.
Director: Dr. Edilberto Llanes.
Codirector: PhD. Javier Martínez.
Cualquier correspondencia concerniente a este trabajo puede dirigirse a:
cgarzon.mdm@uisek.edu.ec

Declaración Juramentada

Yo, Cristhian Garzón, con cédula de identidad 050343917-6, declaro bajo juramento que el trabajo aquí desarrollado es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado a calificación profesional; y que se ha consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración, cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

El presente trabajo pertenece al programa Desarrollo Tecnológico y a la línea de Innovación en el Diseño de Procesos y Productos en el Ecuador Impacto en la industria a fin a la Facultad de Arquitectura e Ingeniería.

Aprobado

CRISTHIAN MAURICIO GARZÓN JERÉZ

CI: 0503439176

Índice de contenido

Declaración Juramentada 2

Índice de contenido 3

Índice de tabla. 6

Índice de figura. 8

Resumen 12

Abstract 13

Introducción 14

Antecedentes. 14

Planteamiento del Problema. 15

Justificación. 15

Objetivo General y Específicos. 17

Estado del Arte 18

Toma fuerza. 18

Tipos de Toma fuerza. 19

Partes principales una toma de fuerza en caja de transferencia. 22

Modo de accionamiento TDF 23

Principios generales. 25

Velocidad angular y numero de ranuras. 25

Requisitos de torque y potencia en caballos de fuerza de la toma de fuerza. 26

Aplicación de TDF 27

Ejes acanalados o nervados. 30

Ranurado de flancos rectos. 30

Ranurados con flancos envolventes. 31

Ranurado con dentado entallado. 31

Materiales para ejes y engranajes. 31

Acero. 32

Normalización de los aceros. 33

Clasificación de los aceros al carbono. 35

Tratamiento térmico del acero 35

Aceros de venta en Ecuador para fabricar ejes 37

Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles 38

Cabrestantes. 39

Cabrestante con engranajes planetarios. 39

Cabrestante con engranajes rectos. 40

Cabrestante con engranaje de tornillo sinfín. 41

Método. 42

Método para ensayo de torque y potencia del motor. 44

Método para el dimensionamiento del eje. 49

Método para dimensionamiento de sección transversal no circular. 54

Método para ranuras de flancos rectos. 55

Método para ranuras de flancos envolventes. 59

Método para selección del rodamiento 62

Método para análisis estático mediante elementos finitos. 64

Método para determinar parámetros de la aplicación. 73

Resultados. 77

Resultados del ensayo torque y potencia. 77

Parámetros iniciales de diseño 78

Resultados del eje. 79

Resultados del dimensionamiento de sección transversal no circular. 80

Resultados del perfil de eje ranurado de flancos rectos. 80

Resultados del perfil de eje ranurado de flancos envolventes. 81

Resultados del rodamiento. 83

Resultados del análisis mediante elementos finitos. 83

Resultados de parámetros de la aplicación. 92

Análisis de costos del prototipo. 92

Discusión de Resultados. 97

Conclusiones. 100

Recomendaciones. 101

Bibliografía 103

Anexos 105

Índice de tabla.

Tabla 1. Características de los tipos de TDF.....25

Tabla 2. Grupo de aleaciones según la norma AISI.....34

Tabla 3. Datos ensayo torque y potencia. 50

Tabla 4. Factor de aplicación Ka.....51

Tabla 5. Tabla de materiales 52

Tabla 6. Factor de vida útil 52

Tabla 7. *Vida útil deseada del acoplamiento*. 53

Tabla 8. Factor para calcular torsión en eje redondo con dos caras planas. 54

Tabla 9. Factor de distribución de cargas.....56

Tabla 10. *Comparación de los tipos de rodamientos*.....63

Tabla 11. Duración recomendada de los rodamientos. 63

Tabla 12. Tipo de superficie (S).....75

Tabla 13. Gradiente a superar (G).....75

Tabla 14. Datos ensayo torque y potencia. 77

Tabla 15. Parámetros del motor. 78

Tabla 16. Parámetros iniciales de diseño. 78

Tabla 17. Resultados para el eje.....79

Tabla 18. Parámetros iniciales de diseño. 80

Tabla 19. Control de la deformación de los dientes ranurados 80

Tabla 20. Geometría del eje y cubo nervado bajo la norma DIN 5472 80

Tabla 21. Control de la deformación de los dientes ranurados 81

Tabla 22. Geometría de flancos envolventes bajo la norma DIN 5480 82

Tabla 23. Control de la deformación de los dientes envolventes.....82

Tabla 24. Parámetros iniciales de diseño. 83

Tabla 25. Resultados para el rodamiento. 83

Tabla 26. Resultados del Índice de Factor de Seguridad para el ACERO AISI 4340. 84

Tabla 27. Resultados del Índice de Factor de Seguridad para el ACERO AISI 1020. 85

Tabla 28. Resultados del Índice de Factor de Seguridad para el ACERO AISI 1015. 85

Tabla 29. Parámetros de mallado del estudio. 86

Tabla 30. Resultados de Tensión de von Mises en el acople del cubo ranurado. 86

Tabla 31. Resultados del Índice de Factor de Seguridad en el acople del cubo ranurado. .87

Tabla 32. Resultados de Tensión de von Mises en el eje. 87

Tabla 33. Resultados del Índice de Factor de Seguridad en el eje. 88

Tabla 34. Resultados de Tensión de von Mises en el eje ranurado. 89

Tabla 35. Resultados del Índice de Factor de Seguridad en el eje nervado. 89

Tabla 36. Resultados de Tensión de von Mises en el eje ranurado de involuta. 90

Tabla 37. Resultados del Índice de Factor de Seguridad en el eje nervado de involuta. 91

Tabla 38. Eje ranurado 92

Tabla 39. Acople ranurado 93

Tabla 40. Carcaza del eje 93

Tabla 41. Carcaza de acople 93

Tabla 42. Componentes mecánicos 93

Tabla 43. Elementos del prototipo. 94

Índice de figura.

Figura 1. Trasmisión con toma de fuerza montaje lateral. 18

Figura 2.Toma de fuerza controlada por motor 19

Figura 3.Toma de fuerza controlada por embrague 20

Figura 4. Esquema de trasmisión Mack con toma fuerza 21

Figura 5. Esquema general de un TDF acoplada a la caja de transferencia. 22

Figura 6. Esquema de la caja de transferencia con embrague dependiente 23

Figura 7. Cilindro neumático. 23

Figura 8. Sistema para accionamiento de cable. 24

Figura 9. Accionamiento por palanca 24

Figura 10. Relación rpm 26

Figura 11. Diagrama de torque 26

Figura 12. Todoterreno Willys con montaje de cortacésped 28

Figura 13.Jeep Willys con montaje de equipo de suelda 28

Figura 14. Principales accesorios para el sector agrícola 29

Figura 15.Toma fuerza con aplicación de wincha mecánica. 29

Figura 16. Árbol nervado 30

Figura 17. Eje nervado de flancos rectos 30

Figura 18. Ejes nervados con flancos de envolvente. 31

Figura 19. Ejes nervados con dientes entallados. 31

Figura 20. Sistema de asignación de aceros. 33

Figura 21.Tratamientos térmicos de acero. 36

Figura 22. Cabrestante con sistema de engranajes planetarios 40

Figura 23. Cabrestante Warn M8274 40

Figura 24. Cabrestante con tornillo sin fin 41

Figura 25. Vehículo de prueba. 45

Figura 26.Dinamómetro de chasis..... 46

Figura 27. Posicionar ruedas a rodillos. 47

Figura 28. Fijación del vehículo al dinamómetro. 48

Figura 29. Ventilador de torre 48

Figura 30. Eje redondo con dos caras planas. 54

Figura 31. Medida del eje de ranuras envolvente. 59

Figura 32. Numero de ranuras envolventes..... 59

Figura 33. Factores por duración y velocidad, para rodamientos de bolas. 64

Figura 34. Modelo mecánico del cubo ranurado y el acople. 65

Figura 35. Modelo mecánico del eje ranurado. 65

Figura 36. Creación del análisis de estudio. 65

Figura 37. Selección del tipo de análisis. 66

Figura 38. Selección del material. 67

Figura 39. Aplicación de geometría fija sobre el acople del cubo ranurado. 67

Figura 40. Aplicación de geometría fija sobre el eje ranurado. 68

Figura 41. Aplicación de geometría fija sobre el eje ranurado de involuta. 68

Figura 42. Aplicación de geometría fija sobre el eje. 69

Figura 43. Aplicación de la carga externa-torsión y la gravedad sobre el acople del cubo ranurado..... 69

Figura 44. Aplicación de la carga externa-torsión y la gravedad sobre el eje ranurado. 70

Figura 45. Aplicación de la carga externa-torsión y la gravedad sobre el eje ranurado de involuta. 70

Figura 46. Aplicación de la carga externa-torsión y la gravedad sobre el eje..... 71

Figura 47. Creación del mallado. 71

Figura 48. Mallado sobre el modelo del cubo ranurado con el acople. 72

Figura 49. Mallado sobre el modelo del eje ranurado.....72

Figura 50. Mitsubishi MK1 implementado wincha mecánica. 73

Figura 51. Medición de parámetros de cabrestante.....74

Figura 52. Sistema toma fuerza en Suzuki Samurái. 74

Figura 53. Grafica de Potencia y Torque vs RPM 77

Figura 54. Dimensiones de eje y cubo bajo norma DIN 5472. 81

Figura 55. Dimensiones de eje y cubo bajo norma DIN 5480 82

Figura 56. Resultados del estudio correspondiente a la Tensión de von Mises en el acople del cubo ranurado. 86

Figura 57. Resultados del estudio correspondiente a el Índice del Factor de Seguridad en el acople del cubo ranurado. 87

Figura 58. Resultados del estudio correspondiente a la Tensión de von Mises en el eje. 88

Figura 59. Resultados del estudio correspondiente a el Índice del Factor de Seguridad en el eje. 88

Figura 60. Resultados del estudio correspondiente a la Tensión de von Mises en el eje ranurado.....89

Figura 61. Resultados del estudio correspondiente a el Índice del Factor de Seguridad en el eje ranurado. 90

Figura 62. Resultados del estudio correspondiente a la Tensión de von Mises en el eje ranurado de involuta.....91

Figura 63. Resultados del estudio correspondiente a el Índice del Factor de Seguridad en el eje ranurado.....91

Figura 64. Tornado TDF Winch (Bolt On) Kit 94

Figura 65. Toma fuerza y cable Twin Stick (V2R).....95

Figura 66. Materiales utilizados para la fabricación del prototipo.....95

Figura 67. Procesos de manufactura utilizados en la fabricación del prototipo.....95

Figura 68. Prototipo del sistema de implementado de toma fuerza. 96

Resumen

En automotriz una toma fuerza es un sistema que aprovecha la energía de una fuente de alimentación para transmitir la energía mecánica en alguna herramienta que el vehículo automotor lo requiera. Del mismo modo la toma fuerza (TDF) diseñado para Suzuki Samurái es un dispositivo mecánico conectado al sistema de engranaje de la caja de cambios del vehículo utilitario para tomar su fuerza motriz. Para ejemplificar este concepto se menciona las aplicaciones del TDF como son: bombas de agua, compresores neumáticos, generador de electricidad y cabrestantes. El proyecto nace debido a que en el mercado automotriz nacional no existe el sistema toma fuerza para vehículos utilitarios. El objetivo de este proyecto es la fabricación de un prototipo toma fuerza para Suzuki samurái mediante elementos finitos para validad el diseño conceptual. La simulación computacional da paso a la obtención del modelo de la toma fuerza para Suzuki, donde por medio del computador se observa nuestro prototipo y como es su funcionamiento; A su vez se realiza los cálculos necesarios para determinar medidas y materiales. Después de tener su modelo en tres dimensiones con sus medidas geométricas, se procede a realizar un análisis estático por elementos finitos que permite realizar una comparación de materiales mediante el índice del factor de seguridad, mismo que se validará con los cálculos analíticos de la etapa del diseño conceptual del prototipo.

Palabras claves: recursos energéticos, vehículo automotor, ingeniería de la producción, producto industrial, fabricación asistida por computador, metalurgia.

Abstract

In automotive a power take-off is a system that uses the energy of a power source to transmit the mechanical energy in some tool that the automotive vehicle requires. The same way the power takes off (PTO) designed for Suzuki is a mechanical device connected to the gear system of the utility vehicle gearbox to take the driving force. To exemplify this concept, it refers to the PTO applications such as: water pumps, pneumatic compressors, electricity generator and winches. The project was born because in the national automotive market there is no system that takes force for utility vehicles. The objective of this project is the manufacture of a prototype. The computer simulation gives way to the model of the TDF for Suzuki, where the computer means our prototype and how it works; In turn, the necessary calculations are made to determine the measurements and materials. After having its model in three dimensions with its geometrical measurements, perform a static analysis by finite elements that allows a comparison of materials through the safety index, which will be validated with the analytical calculations of the conceptual design stage of the prototype.

Keywords: energy resources, automotive vehicle, production engineering, industrial product, computer-aided manufacturing, metallurgy.

Introducción

Antecedentes.

El primer uso documentado de una toma de fuerza data desde 1919, cuando se utilizó una TDF para alimentar un compresor de aire para inflar neumáticos en un automóvil Cadillac. En la década de 1930, las aperturas de toma de fuerza (TDF) eran un estándar en las transmisiones de camiones y las tomas de fuerza se usaban para propulsar cabrestantes, volquetes y camiones de basura.

En 1981, Muncie Power, hasta entonces distribuidor de la línea Chelsea de Dana, se asoció con Tulsa Winch Company y comenzó la fabricación de nuevos diseños de TDF bajo el nombre de Muncie. En 1986, Muncie compró las instalaciones de fabricación de Tulsa a su empresa matriz. En 1999, Muncie se unió al Interpump Group para convertirse, junto con otros dos fabricantes de TDF de Interpump Group, en PZB e Hydrocar, una de las entidades de fabricación de toma de fuerza más grandes del mundo. La toma de fuerza original era una sola unidad con un engranaje que se deslizaba en la malla con un engranaje de transmisión, lo que daba como resultado la rotación del eje de salida.

Las TDF de engranaje único todavía se comercializan actualmente, aunque su popularidad se ve enormemente disminuida. Las TDF de engranaje único son económicas y fáciles de reparar. Sin embargo, carecen de muchas de las características, como la capacidad de aceptar bombas hidráulicas de acoplamiento directo que son populares entre los instaladores de equipos de camiones. Las TDF de engranaje único también están limitadas por sus capacidades de torque y potencia.

Planteamiento del Problema.

La comunidad Suzuki en Ecuador alcanza los 2632 miembros de los cuales gran mayoría tiene vehículos Suzuki Samurái que tienen wincha eléctrica la cual se considera con un alto costo y baja eficiencia debido a que necesitan una fuente de energía adicional.

Se considera punto de análisis la factibilidad para que un vehículo tenga la capacidad de levantar objetos pesados, sin embargo, no se cuenta con un estudio técnico que avale la capacidad, resistencia, soporte o límites de trabajo y la posibilidad de exposición a riesgos físicos. En vehículos utilitarios la importación de equipamiento es alto, debido a que la industria automotriz no produce elementos que cumplan estándares o que busquen la mejora continua.

Además, con el crecimiento del parque automotor existe una gran demanda de piezas y partes automotrices en el país, y para poder cumplir con los estándares de producción se ha optado por la importación, sin comprobar mediante un estudio utilizando herramientas computacionales de diseño mecánico y demostrar que muchos de estos productos pueden ser fabricados en el Ecuador con mejores beneficios.

Justificación.

En Ecuador, los productos que agrupan la mayor cantidad de las importaciones entre el año 2007 y 2011 son: Manufacturas de fundición, hierro o acero con un 27 %, le sigue reactores nucleares, calderas, máquinas, aparatos y artefactos mecánicos con un 26 % y máquinas, aparatos, material eléctrico y sus partes con un 15 %. Torres (2015).

Debido a la alta demanda de artefactos mecánicos en el sector productivo, el presente proyecto tiene un enfoque para crear un prototipo de un sistema de toma fuerza diseñado para vehículos mediante un convenio con IMPROMEC, una empresa especializada en ingeniería

mecánica y procesos de mecanizado ubicada en Quito en el sector Sur (siendo proveedores para empresas como Nestlé, General Motors, AYMESA entre otras).

La empresa cuenta con una división para vehículos todo terreno, que tiene como objetivo la repotenciación de vehículos extremos para carreras, que van desde suspensiones, hasta modificación de motores, cajas y su nueva línea es la adaptación de TDF para winchas de carrera.

Los sistemas toman fuerza son utilizados comúnmente en camiones y tractores debido a que fueron creados para realizar actividades mediante la fuerza del motor. En vehículos todo terreno estos sistemas también se desarrollaron, pero su principal uso fue en winchas manuales. La demanda de este tipo de sistemas se encuentra relacionado con vehículos todo terreno que buscan obtener una wincha que no necesite la utilización de energía eléctrica.

En el aspecto teórico se busca canalizar la información de sistemas toma fuerza debido a que en Ecuador existen vehículos utilitarios que disponen de este sistema y se tiene como parámetros requeridos en base al torque y la velocidad lineal de la aplicación TDF.

En la fabricación se busca optimizar costos, comparado con en el mercado internacional donde se tienen altos costos sumando las importaciones y tasas arancelarias, además comprobar por medio del análisis de elementos finitos las propiedades del material a utilizar en el desarrollo del sistema.

En Ecuador, se posee la maquinaria y la materia prima para poder fabricar este elemento, presentando un área de oportunidad para solucionar el problema.

Objetivo General y Específicos.

Objetivo General.

- Implementación de un prototipo toma fuerza para Suzuki samurái mediante cálculo analítico y análisis por elementos finitos para la adaptación de un cabrestante.

Objetivos Específicos.

- Recopilar información en medios electrónicos del sistema toma fuerza proponiendo un diseño conceptual.
- Establecer los parámetros iniciales de diseño en base al ensayo torque y potencia bajo la norma SAE J1349.
- Validar el diseño conceptual del prototipo de toma fuerza para la aplicación de una wincha mecánica.
- Dimensionar bajo normas de diseño mecánico para perfiles de ejes nervados el sistema toma fuerza
- Validar el diseño en la toma fuerza de Suzuki Samurái mediante el análisis por elementos finitos utilizando un software de modelamiento mecánico.
- Implementar un prototipo funcional para la aplicación de una wincha mecánica.

Estado del Arte

Toma fuerza.

La toma de fuerza es un dispositivo mecánico, que puede ser un eje directo de rotación o cajas de cambios mecánicos que se acoplan a las aberturas de las trasmisiones, y es usado para transferir la potencia del motor del vehículo a componentes auxiliares, en la mayoría de los casos a bombas hidráulicas. En algunas aplicaciones como: generadores, compresores de aire, bombas de vació, la toma fuerza proporciona la potencia directamente al componente accionado, en forma de un eje rotatorio.

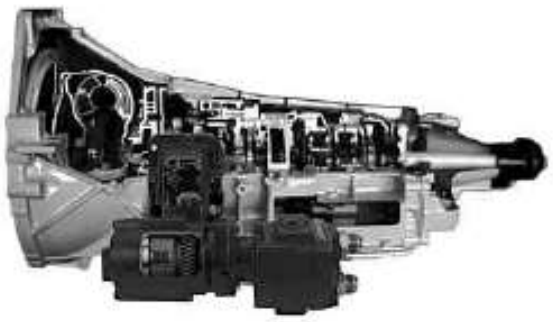


Figura 1. *Trasmisión con toma de fuerza montaje lateral.*

Fuente: MUNCIE (2016)

Las toma fuerzas según MUNCIE (2016) se dividen en dos clases: la primera es la de montaje lateral que se muestra en la Figura 1, debido a que en la trasmisión su salida es directamente por engranajes y si utilizan el eje intermedio de la trasmisión se llama “toma fuerza de eje intermedio lateral”, aunque también existen modelos que se acoplan a la parte trasera de las trasmisiones; mencionados como “toma fuerza de eje intermedio trasero”. En vehículos comerciales a menudo existe la necesidad de energía para suministrar unidades auxiliares. El flujo de potencia puede cambiarse por completo a una toma de fuerza, puede dividirse en una derivación de unidad de vehículo. Para la presente investigación es importante conocer las marcas de vehículos que utilizan sistemas TDF en vehículos comerciales, y por lo general estos son catalogados dentro de la clase vehículo utilitario

deportivo (SUV) o más conocido como todoterreno. A continuación, se detallan los siguientes:

- Mercedes Benz
- Suzuki
- Land Rover
- Mitsubishi
- Toyota
- Nissan

Tipos de Toma fuerza.

Según Lechner & Harald (1999) las tomas de fuerza reciben el movimiento del motor, y puede dividirse en dos grupos:

- Toma fuerza controlada por motor
- Toma fuerza controlada por embrague
- Toma fuerza en caja de transferencia.

Toma de fuerza controlada por el motor.

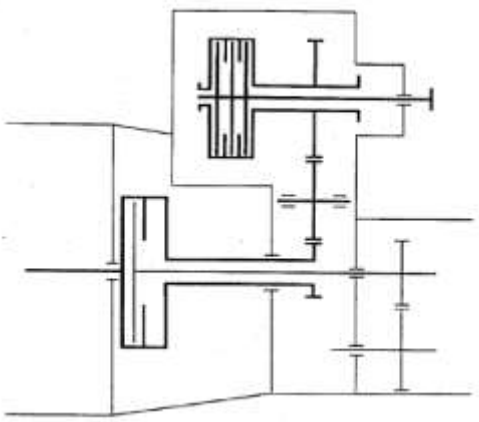


Figura 2.*Toma de fuerza controlada por motor*

Fuente: Lechner & Harald (1999)

Las tomas de fuerza controlada por el motor están ubicadas en el lado del embrague del motor como se muestra en la Figura 2, vistas en la dirección del flujo de potencia. Esto se logra usando un eje hueco a través del cual pasa el eje de transmisión principal. La toma de fuerza es, por lo tanto independiente del enganche por fricción del embrague de accionamiento. Dado que el flujo de potencia no pasa por la caja de engranajes principal, se puede lograr un flujo de potencia mucho mayor con una toma de fuerza controlada por el motor que con una controlada por embrague. Este diseño puede funcionar igualmente con el vehículo estacionario o en movimiento.

Toma de fuerza controlada por embrague.

La toma fuerza controlada por motor por lo general es llamada tomas de fuerza dependiente, la potencia dividida en la unidad auxiliar se encuentra después del embrague maestro. La potencia fluye a la unidad auxiliar solo cuando el embrague maestro está activado.

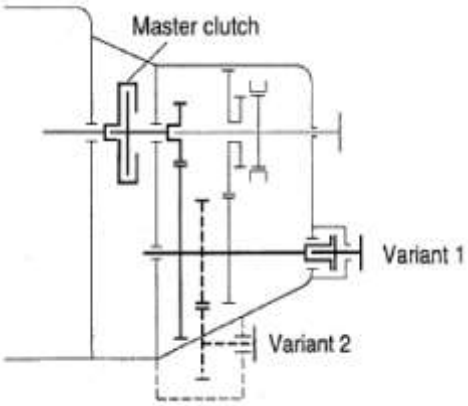


Figura 3.*Toma de fuerza controlada por embrague*

Fuente: Lechner & Harald (1999)

Las unidades auxiliares controladas por el embrague se pueden operar con el vehículo estacionario (transmisión en neutral) o con el vehículo en movimiento. Como están conectados a la contra flecha, constituyen una carga adicional en la transmisión, y

especialmente en los sincronizadores. La toma de fuerza puede tener una forma de una extensión axial del contra eje, variante 1, o una etapa de engranaje adicional en otro punto de la carcasa de transmisión, variante 2 como se muestra en la Figura 3.

Toma de fuerza en caja de transferencia.

La toma fuerza en caja de transferencia es una variante de la controlada por embrague y se menciona como un tipo debido a que primero se encuentra la caja de velocidades y después el transfer (ver la Figura 4), solo se da en vehículos utilitarios. En la versión de dos velocidades de la caja de transferencia se puede instalar una brida para una toma de fuerza además de los puntos de salida para los ejes delantero y trasero. El punto de salida está en la parte posterior de la caja de transferencia.

Figura 4. *Esquema de trasmisión Mack con toma fuerza*

Fuente: Staff (2018)

La toma de fuerza se puede conectar y desconectar independientemente de los cambios de marcha o la relación de transmisión fuera de carretera adicional en la caja de transferencia. La toma de fuerza también puede usarse cuando el vehículo está parado. Para este fin, se debe engranar un engranaje y colocar la caja de transferencia en punto muerto.

Partes principales una toma de fuerza en caja de transferencia.

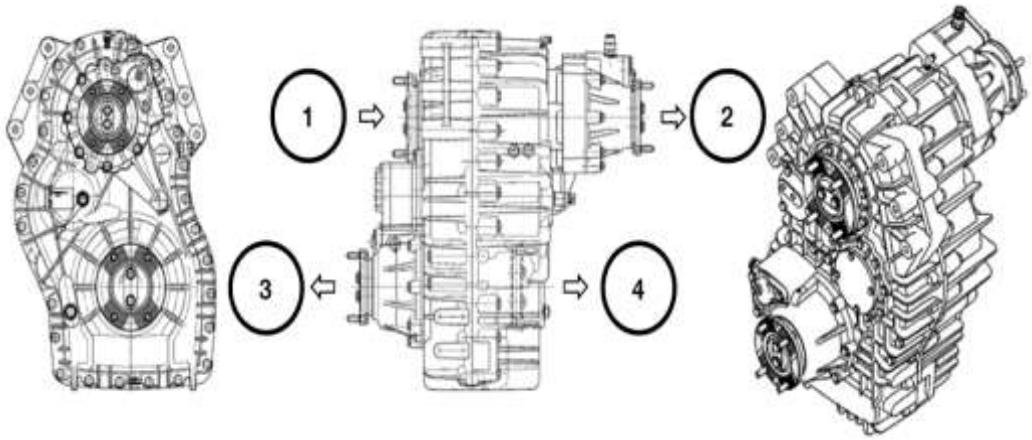


Figura 5*. Esquema general de un TDF acoplada a la caja de transferencia.*

Fuente: MAN Truck & Bus AG (2017)

Las partes principales de la toma fuerza de engranaje único en caja de transferencia se pueden observar en la Figura 5:

1. Ingreso a caja de transferencia.
2. TDF.
3. Salida a eje frontal.
4. Salida a eje posterior.

MAN Truck & Bus AG (2017) determina la relación de transmisión entre el motor y la caja de cambios por la relación del par de engranajes entre el eje principal y el contra eje. Si se montan tomas de fuerza idénticas en diferentes cajas de engranajes, sus factores de velocidad variarán según la relación de caja de cambios básica, la relación 1:1 por lo general se encuentra establecida en 4 marcha donde se tiene el mayor momento torsor a entregar en la toma fuerza debido a su relación, En la Figura 6 se observa las fechas de engranajes y las partes que componen el mecanismo de caja con embrague dependiente.

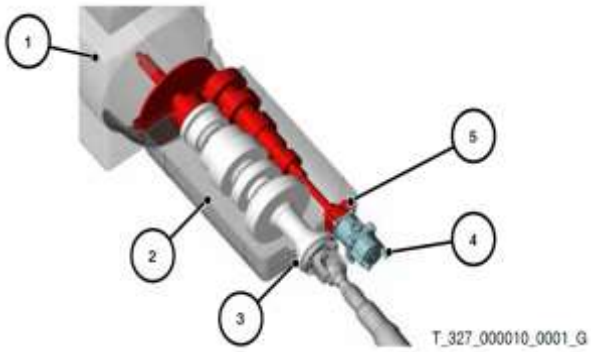


Figura 6. *Esquema de la caja de transferencia con embrague dependiente*

Fuente: MAN Truck & Bus AG (2017)

1. Motor.
2. Caja de transferencia.
3. Brida de salida principal.
4. Bomba.
5. TDF

Modo de accionamiento TDF

Domínguez & Ferrer (2012) propone para el accionamiento de sistemas mecánicos en ejes como la toma de fuerza se puede acoplar por medio de un cable, una palanca, circuitos neumáticos. El sistema presión de aire es un sistema neumático tiene un mecanismo, usando un cilindro neumático como se muestra en la Figura 7, integrado en la carcasa para acoplar mecánicamente el eje al cubo. El sistema no requiere ajuste y opera en el rango de 80-120 psi. La presión de operación óptima es de 85 psi.

Figura 7. *Cilindro neumático.*

Los sistemas mecánicos por lo general no utilizan ninguna fuente de poder y esta es su principal ventaja. El sistema de accionamiento por cable parecido al de varillas, que requiere bajo mantenimiento, versatilidad y sencillez. El accionamiento por cable suprime todo el varillaje por un cable de acero que se desplaza por el interior de una camisa especial hasta llegar al sistema de accionamiento como el de la Figura 8. La fuerza de accionamiento se trasmite desde la palanca que acciona el conductor, a través del cable, a la horquilla del sistema TDF.

Figura 8. *Sistema para accionamiento de cable.*

Fuente: MUNCIE (2016)

La Figura 9 muestra el accionamiento por palancas o varillas, utilizado en maquinaria agrícola principalmente. La fuerza trasmitida depende de la longitud de las palancas y la relación a su punto de apoyo. Un funcionamiento suave del sistema requiere un mantenimiento y engrase regular de las articulaciones y puntos de apoyo.

Figura 9. *Accionamiento por palanca*

Fuente: ewillys.com (2017)

Principios generales.

Velocidad angular y numero de ranuras.

En primer lugar, el estándar internacional ISO_500-1 (2014) con el tema: tractores agrícolas - montados en la parte trasera tomas de fuerza 1,2,3,4. Refiere al número de nervaduras para el eje a determinadas revoluciones en la siguiente Tabla 1.

Tabla 1.

Características de los tipos de TDF

Tipo TDF	Número y tipo de ranuras	Frecuencia nominal de rotación del TDF min-1
1	6 ranuras rectas	540 1000
2	21 ranuras envolventes	1000
3	20 ranuras envolventes	1000
4	22 ranuras envolventes	1030

Fuente: ISO_500-1 (2014)

La velocidad del eje de salida de la toma fuerza depende de factores como la velocidad rotacional del motor, la relación de la caja de trasmisión, la velocidad de la línea de paso y la relación del engranaje interno de la toma fuerza y para simplificar su selección se calcula los datos de la transmisión. Las tomas de fuerza según la relación de velocidad del eje de salida al motor del vehículo. Como referencia rápida de tomas de fuerza se ve la velocidad de la toma de fuerza expresada tienen un porcentaje de la velocidad del motor. La Figura 10 es la relación para determinar la velocidad de la toma de fuerza en revoluciones por minuto (RPM) si se multiplica la velocidad del motor por el porcentaje de la toma de fuerza.

Figura 10. *Relación rpm*

Fuente: MUNCIE (2016)

MUNCIE (2016) determina que los componentes accionados por la toma de fuerza tienen un rango de velocidad de funcionamiento, y se selecciona la toma de fuerza que se adapte correctamente la velocidad de funcionamiento deseada del motor con la velocidad de entrada requerida del componente. Esto se puede determinar si se consultan las especificaciones escritas del componente accionado o consultando al proveedor de la toma de fuerza. La tolerancia para 540 rpm es ± 10 y para 1000 rpm ± 50.

Requisitos de torque y potencia en caballos de fuerza de la toma de fuerza.

El Torque es la magnitud de la fuerza multiplicada por la distancia desde su punto de aplicación hasta un eje de rotación, observe la Figura 11. La potencia es la medida de cuanto trabajo se puede realizar en un tiempo específico.

Además de cumplir con los requisitos de velocidad y rotación del componente accionado, la toma de fuerza también debe cumplir con los requisitos de torque y potencia en caballos de fuerza de la aplicación.

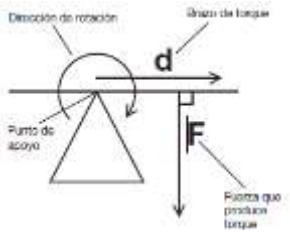


Figura 11. *Diagrama de torque*

Fuente: MUNCIE (2016)

Por lo general, esta información se puede encontrar en el manual de usuario del equipo, o contactando al fabricante o distribuidor. También hay fórmulas matemáticas que se pueden usar para calcular estos requisitos. Es importante recordar dos cosas sobre las capacidades de torque y de potencia para las aplicaciones:

- La potencia en caballos de fuerza es directamente proporcional a la velocidad del eje de salida de la toma de fuerza, y las capacidades publicadas están a 1000 RPM.
- El torque es constante. La capacidad de torque que se muestra es la máxima en cualquier velocidad del eje.

Aplicación de TDF

Para empezar este tema, se debe mencionar el Jeep agrícola Willys CJ-2A de 1946 que estableció una reputación respecto a la capacidad de hacer múltiples cosas. Cuando se desarrolló, ni los diseñadores ni los militares tenían una idea totalmente clara de su lugar en la doctrina militar, ni de sus capacidades. Después de casi cinco años de guerra, todas las partes tenían una idea mucho mejor de lo que era capaz el jeep y las prestaciones para el sector civil. Allen (2017)

A continuación, se detallan las aplicaciones correspondientes a la toma fuerza en el vehículo utilitario.

- La Figura 12 es el cortacésped con barra de hoz K&K que se puede usar para pasto, paja o heno. Era el mismo tipo de equipo usado con tractores y cosechadoras autopropulsadas en la agricultura. Se eleva y baja mecánicamente al igual que la altura de corte. El poder vino de la toma de fuerza central del Jeep en la parte trasera de la caja de transferencia.

Figura 12. *Todoterreno Willys con montaje de cortacésped*

Fuente: Allen (2017)

- En los procesos de soldadura, la soldadora de arco eléctrico GE es tan venerada como el Jeep. En la Figura 13 se observa a un soldador operando la suelda. El dispositivo soldador GE vino en muchas configuraciones, incluido un kit que lo alimenta desde la toma de fuerza central de un jeep. Farnsworth y Middlekauff hicieron el kit para adaptarlo al Jeep. El precio de este kit completo costaba la mitad que el Jeep, pero si era una empresa comercial que necesitaba llevar a un soldador a una ubicación remota, el soldador montado en Jeep pronto le devolvió el dinero.

Figura 13*.Jeep Willys con montaje de equipo de suelda*

Fuente: silodrome (s.f.)

- La principal aplicación de la toma fuerza en el Jeep fue para el sector agrícola y sus productos autorizados por jeep se muestran en la Figura 14.

Figura 14. *Principales accesorios para el sector agrícola*

Fuente: Allen (2017)

Una aplicación típica de un cabrestante de montaje frontal puede ahorrar tiempo, problemas y atascos. En este caso, la toma de fuerza STC-3 de Ramsey proporciona al cabrestante el poder de Jeep Wagoneer para despejar un tronco de árbol caído de una carretera estrecha como muestra la Figura 15.

Figura 15.*Toma fuerza con aplicación de wincha mecánica.*

Fuente: Pascal (2016)

Ejes acanalados o nervados.

Los ejes acanalados o nervados se utilizan cuando la chaveta no puede trasmitir la potencia. Se trata de un eje cilíndrico donde en su longitud se realizan acanaladuras integradas que tienen la misma función de las chavetas, pero se utilizan para mayores potencias. En la Figura 16 se puede observar su forma característica. Las estrías generalmente se hacen con lados rectos o cortados con perfil envolvente. La norma SAE define estándares tanto para dientes de ranuras de forma cuadrada como para dientes con forma de involuta.

Figura 16. *Árbol nervado*

Fuente: Arenas & León (2012)

A continuación, se presenta la clasificación por Niemann (1973) para ejes acanalados.

Ranurado de flancos rectos.

Son aptos para trasmitir grandes pares, sin embargo, no trasmiten grandes velocidades de rotación. La Figura 17 muestra las dimensiones necesarias para su creación. Sus dimensiones vienen definidas según la norma DIN ISO 14 y para cargas medias, según la norma DIN 5462, DIN 5463 y DIN 5464.

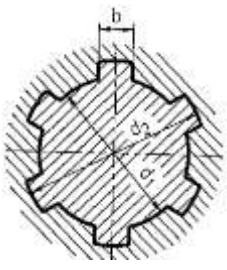


Figura 17. *Eje nervado de flancos rectos*

Fuente: Niemann (1973)

Ranurados con flancos envolventes.

La ranura con flancos envolventes (ver Figura 18) permiten grandes velocidades de rotación y buen centraje. Se proyectan y fabrican con las mismas técnicas que el dentado de engranajes. Sus dimensiones vienen definidas por la norma DIN 5480 y ISO 4156.

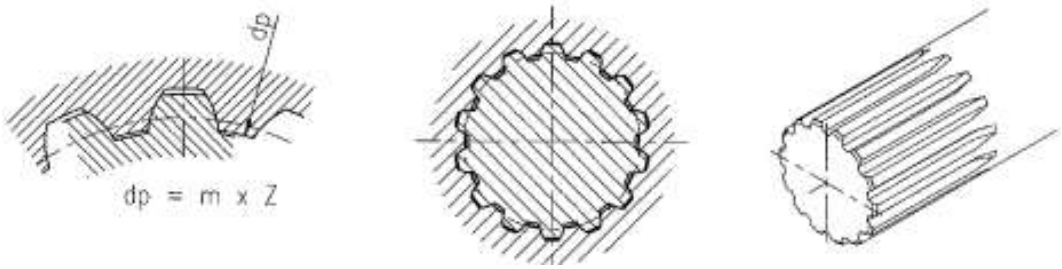


Figura 18. *Ejes nervados con flancos de envolvente.*

Fuente: Arenas & León (2012)

Ranurado con dentado entallado.

Un caso particular del dentado de envolvente es el dentado entallado. En la Figura 19 se muestra vistas y dimensiones. Es más económico de fabricación, pero permite menos variación de dimensiones, sus dimensiones vienen definidas según la norma DIN 5481. En la designación se utiliza la letra A cuando se refiere al perfil del curvo nervado o la letra B cuando se refiere al perfil del eje nervado.

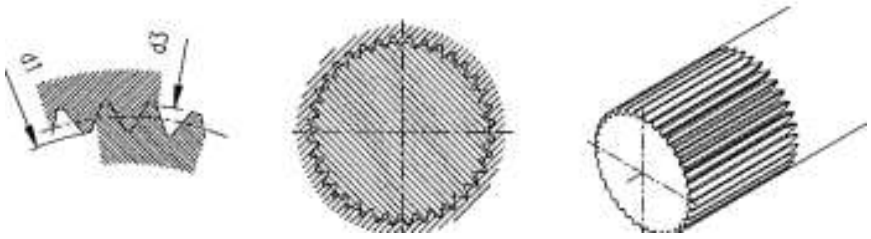


Figura 19*. Ejes nervados con dientes entallados.*

Fuente: Niemann (1973)

Materiales para ejes y engranajes.

Es posible que el acero es el material de mayor uso en la fabricación de ejes y arboles debido a que sus propiedades mecánicas como: mayor resistencia, mayor rigidez durabilidad

y factibilidad de fabricación además de ser un material dúctil. El acero es una aleación de carbono y hierro. La presencia de este último elemento en la aleación define sus propiedades mecánicas. Para ampliar un poco más esta definición se enseñará los tipos de aceros que existen y su clasificación para fabricación de las piezas de interés. *Arenas & León (2012).*

Acero.

Mott (2006) senala que el termino acero indica las aleaciones por las que esta compuesto; como hierro, carbono, manganezo y uno o mas elementos importantes.

Los aceros se definen como aleaciones con base en hierro con una cantidad de carbono variable hasta del 2.11% en peso de su composición; el carbono tiene un gran efecto en sus propiedades como: la resistencia, dureza, ductilidad. Las aleaciones con un porcentaje de carbono superior se les conoce como fundiciones de hierro. Además de estos dos elementos, los aceros poseen otros elementos aleantes que le confieren propiedades mecánicas específicas, pudiendo ser utilizados en diversos campos de la industria. Los elementos principales de aleación contenidos en los diversos aceros son: fosforo, azufre, silicio, níquel, cromo, molibdeno y vanadio.

En el Anexo 3 se detallan los aceros que forman parte del grupo de aleaciones mediante la dureza britnell de 180 a 400 HB, que corresponden a resistencias a la tensión aproximadas de 450 a 1378 MPa. El endurecimiento total arriba de 400 HB no se recomienda debido a el funcionamiento inconsistente de los engranajes en servicio. Se usa de manera general cementación, donde se tiene una dureza superficial mayor que 400 HB y para las durezas mayores que 250 HB, se prefiere un acero aleado al medio carbono, con buena capacidad de endurecimiento. Los ejemplos son AISI 3140, 4140, 4340 6150 y 8650.

Normalización de los aceros.

La producción de aceros mundial tiene normas que regulan su composición impuesta por cada país y fabricante sin embargo la designación debe designar un porcentual al carbono y aleaciones mediante normas establecidas por los países. Las normas SAE-AISI (USA), ISI (Inglaterra), DIN (Alemania). Para América latina el sistema de codificación más utilizado es normalizado por el Instituto Americano de Hierro y Acero (AISI) tiene un sistema de designación de cuatro números para el acero al carbón y aleado.

El sistema de designación AISI establece cuatro dígitos para acero al carbón y aleado. Arenas & León (2012) indican que los dos primeros indican la variedad de acero o la cantidad de elementos de aleación. Si los dos primeros números son 10XX, quiere decir que es un acero al carbono; cuando es 40XX, los aceros son al molibdeno; cuando empiezan con 80XXX son aceros al níquel-cromo-molibdeno, etc. (refiérase a la Tabla 2) Las dos últimas cifras indican la cantidad de carbono presente en la aleación en decimas de porcentaje como se muestra en la Figura 20 es la forma general de la designación. Arenas & León (2012)

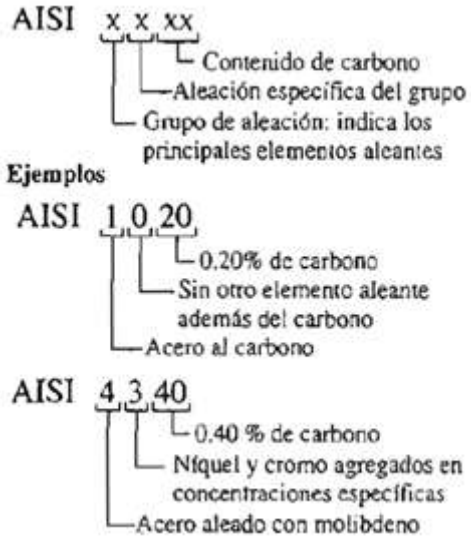


Figura 20. *Sistema de asignación de aceros.*

Fuente: Mott (2006)

Tabla 2.
Grupo de aleaciones según la norma AISI

Aleaciones
G10 Acero al carbono simple
G11 Acero al carbono con carbono y azufre
G13 Acero al manganeso
G23 Acero al níquel
G25 Acero al níquel
G31 Acero al níquel-cromo
G33 Acero al níquel-cromo
G40 Acero al molibdeno
G41 Acero al cromo-molibdeno
G43 Acero al níquel-cromo-molibdeno
G46 Acero al níquel-molibdeno
G48 Acero al níquel-molibdeno
G50 Acero al cromo
G51 Acero al cromo
G52 Acero al cromo
G61 Acero al cromo-vanadio
G86 Acero al cromo-níquel-molibdeno
G87 Acero al cromo-níquel-molibdeno
G92 Acero al manganeso-silicio
G94 Acero al níquel-cromo-molibdeno

Fuente: Budynas &Keith (2008)

Clasificación de los aceros al carbono.

Mott (2006) clasifica a los aceros básicamente de acuerdo al uso y a su composición de carbono, si el contenido de carbono aumenta también aumentan sus propiedades de resistencia y ductilidad, la selección de aceros se ve reflejado por las propiedades mecánicas. Los aceros al carbón se agrupan en las siguientes categorías:

Acero bajo al carbón: El porcentaje de carbono es 30%. Estos aceros disminuyen la resistencia, pero tienen ductilidad para dar forma. Si su propiedad mecánica al desgaste es problema se puede carburar para aumentar su contenido de carbono en la superficie externa y mejorar sus propiedades.

Acero medio al carbón: Contiene de 30% a 50% de carbono. La mayor parte de los elementos de maquina con este porcentaje tienen una resistencia de moderada a alta, con requisitos de ductilidad eficiente y dureza moderada.

Acero alto al carbón: El alto contenido de carbono va desde 50% hasta 95%, proporcionando mejores propiedades de desgaste y se utilizan en herramentales con filos cortantes duraderos como cuchillos, cinceles y muchos componentes de implementos agrícolas. Además, las superficies están sometidas a abrasión constante.

Tratamiento térmico del acero

El tratamiento térmico es un proceso de control de temperatura y tiempo en el que se liberan esfuerzos residuales y modifican las propiedades mecánicas como la tenacidad, dureza y ductilidad. En la Figura 21 se muestra los ciclos de temperatura y tiempo. El símbolo RT es la temperatura medioambiental y LC temperatura inferior critica donde comienza la transformación de ferrita y austenita durante el calentamiento. La temperatura UC es la temperatura critica donde la trasformación es completa. La temperatura varía según la compensación del acero. El acero al trabajar en caliente o frio introduce esfuerzos

residuales y el material adquiere mayor dureza debido a la operación de trabajo y cambia su estructura.

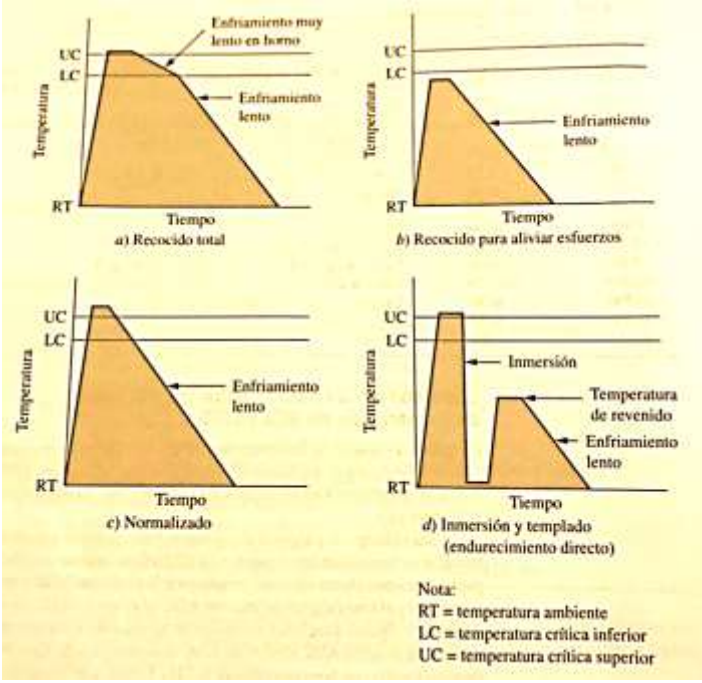


Figura 21*.Tratamientos térmicos de acero.*

Fuente: Mott (2006)

El recocido total y el normalizado son operaciones de calentamiento mayor a sus temperaturas críticas que permiten que el material se trasforme de acuerdo al diagrama de equilibrio. La temperatura para el recocido es de 100°F después se aplica el factor tiempo suficiente para que el carbón se disuelve y se difunda a través del material y se enfría lentamente al elemento. Por lo general el recocido cambia sus propiedades mecánicas como hacerlo más dúctil, eliminar los esfuerzos residuales y refinar la estructura.

Budynas &Keith (2008) dice que el normalizado es un proceso del recocido. La temperatura para el normalizado es menor a la del recocido completo, este proceso produce una estructura de grano más gruesa, que se puede maquinar con mayor facilidad si el material es bajo en carbono. La temperatura del normalizado es ambiental, como el enfriamiento es

más rápido que el recocido total para el equilibrio el material es más duro en comparación con el recocido total. El enfriamiento a temperatura ambiental equivale a un temple más alto. El recocido para aliviar esfuerzos se utiliza para que el elemento llege a una uniformidad por lo general se utiliza cunado se realiza un proceso de suelda o manufactura. La temperatura del tratamiento es de 1000°F y después se le somete a temperatura ambiental.

La rapidez de enfriamiento controlado se llama templado, el medio común para realizar este proceso es el agua, salmuera, aceites minerales especiales. La selección de este medio se debe a la rapidez del temple. La mayoría de aceros para maquinas requieren un temple en aceite o agua. El templado da propiedades de alta resistencia y mayor dureza el proceso, que consiste en después de llegar a la temperatura críticas, realizar la inmersión que consiste en volver a calentar a la temperatura que va de 400°F y de 1300°F para después exponerlo a temperatura ambiental.

Aceros de venta en Ecuador para fabricar ejes

Juan Espinosa (2011) realizo un estudio acerca de las importaciones de acero en Ecuador donde menciona las principales empresas productoras y importadoras de acero como: Adelca, Andec, Conduit, Ideal, Kubiec, Novacero, Tugalt, Ivan Bohman. Sin embargo, cuando se hace necesario la compra de un determinado producto resulta practico obtenerlo por intermedio de empresas que se dedican a la comercialización e industrialización de aceros especiales de alta calidad. La selección del acero se basa en propiedades de resistencia y ductilidad, pero además el diseñador debe tener claro parámetros como: las propiedades de los materiales que se encuentran disponibles en el mercado, el tratamiento térmico que se les va a realizar y tener claro estos conceptos le ayudará al fabricante a predecir el diseño, el tratamiento térmico necesario y el costo de fabricación por pieza.

A continuación, se describirán y se tomarán como referencia los productos ofrecidos por la compañía general de acero Iván Bohman que se encuentran en el Anexo 1.

Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles

Los materiales con el 5% o más de elongación son considerados dúctiles, un material dúctil se deforma considerablemente antes de llegar a su fractura; antes de la fractura el esfuerzo de fluencia tiene un valor similar al esfuerzo ultimo de tensión.

La teoría de la energía de distorsión máxima predice la falla por fluencia, cuando la energía de deformación total excede la energía de deformación correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del material. La fluencia no es un fenómeno de compresión o tensión simple, sino más bien una relación con la distorsión angular del elemento forzado. La manipulación matemática en el desarrollo de la teoría de energía de distorsión, indican una situación de esfuerzo complejo y se pueden presentar mediante la ecuación (1) donde σ' es el esfuerzo de von Mises, S_y es la resistencia a fluencia del material y n es el factor de seguridad.

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \tag{1}$$

La ecuación (2) es usada para un esfuerzo axial y se presenta a continuación.

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{0.5} \tag{2}$$

La teoría de la distorsión predice falla por tensión y compresión aplicado al elemento mecánico y concuerda con todos los datos del comportamiento dúctil. Budynas &Keith (2008) afirma que esta teoría es la más empleada para los materiales dúctiles y recomienda para los problemas de diseño. La ecuación (3) relaciona la resistencia a la fluencia cortante cuando el caso es cortante puro.

$$(3\tau_{xy}^2)^{0.5} = S_y \quad \text{o} \quad \tau_{xy} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = S_y 0.577 \tag{3}$$

Entonces, la resistencia a la fluencia cortante definida por la teoría de la energía de distorsión es la ecuación (4) que se encuentra establecida por alrededor de 15% mayor que el valor $0.5S_y$ determinado por el esfuerzo cortante máximo.

$$S_{sy} = 0.577\, S_y \tag{4}$$

Cabrestantes.

El cabrestante es un dispositivo mecánico, compuesto por un rodillo impulsado por una fuente de energía, la misma puede ser eléctrica, hidráulica y mecánica, el mismo que al unirse ca un cable sirve para arrastrar o desplazar objetos y grandes cargas. En su sistema mecánico el cabrestante está compuesto de un tren de engranajes que determina la velocidad o torque, según su configuración tiene características y beneficios. Comprender la relación de engranajes ayuda a la selección del cabrestante necesario para el vehículo utilitario.

Cray (2018) menciona que el trabajo del sistema de engranajes es cambiar su salida dependiendo de lo que el diseñador necesite, en lo general siempre se reduce la velocidad de salida y se eleva el torque. Cuanto mayor es la reducción, más revoluciones tiene que girar el motor para una revolución de un husillo y menos tiene que trabajar el motor para esa revolución. La diferencia en los sistemas de engranajes radica principalmente en su eficiencia de transferencia. A continuación, se presenta una clasificación por su sistema de engranajes:

Cabrestante con engranajes planetarios.

Los efectos en los engranajes planetarios son inusuales si se permite que los ejes del engranaje giren respecto de otros. Los sistemas de engranajes planetarios tienen una eficiencia del 65% y necesitan mecanismo de frenado debido a que liberan el carrete cuando están cargados. Los tres planetarios constan de las siguientes partes corona, planeta, satélite y

los porta satélites como se puede observar en la Figura 22.Los engranajes planetarios proporcionan fuerza, buena resistencia a las cargas de torsión. Budynas & Keith (2008).

Figura 22. *Cabrestante con sistema de engranajes planetarios*

Fuente: Cray (2018)

Cabrestante con engranajes rectos.

Los engranajes rectos trasmiten potencia en ejes paralelos, con una relación de velocidad angular constante, Hall (1988). La eficiencia de los engranajes rectos es de 75%. El valor de la relación de velocidades es el mismo que se obtendría con dos cilindros imaginarios presionados uno contra el otro y girando sin deslizar en su línea de contacto. En cabrestantes WARN M8274 tiene engranaje recto debido a sus características de diseño

Figura 23. *Cabrestante Warn M8274*

Fuente: Cray (2018)

Cabrestante con engranaje de tornillo sinfín.

El tornillo sinfín se muestra en la Figura 24 y tiene dos componentes: el tornillo sinfín y la corona. Budynas & Keith (2008) dice que el sentido de rotación depende del tornillo sinfín y sus dientes en base a la inclinación hacia la izquierda o la derecha o en casos bidireccional. Los engranajes sinfín por lo general se utilizan para disminuir la salida de los ejes. La eficiencia del tornillo sinfín en trasferencia es de 35% a 40%. Además, cuando el ángulo en los dientes es menor a 5° posee autobloqueo sin importar la carga, pero esto significa que para desenrollar el cable debe poseer un embrague. Los engranajes de tornillo sinfín ofrecen la mayor reducción dentro de la familia de los engranajes y la confiabilidad más alta pero la velocidad de cabrestante más lenta. El sistema de tornillo sinfín es el menos complejo debido a que no necesita un sistema de frenos. El principal inconveniente de un sistema de tornillo sin fin es la notable reducción de la velocidad de la línea general, especialmente en una situación de enrollamiento de cable sin carga. Aquí, el planetario tiene una ventaja.

Figura 24. *Cabrestante con tornillo sin fin*

Fuente: Cray (2018)

Método.

El tipo de investigación para el estudio de la toma fuerza para Suzuki Samurái va a ser la ingeniería concurrente; la misma que comprende integración de metodologías, procesos, recursos humanos, herramientas y métodos que apoyen el desarrollo de un producto. Este tipo de ingeniería se denomina multidisciplinaria, la cual incluye aspectos de sistemas bases de datos, cálculos y diseño asistido por computador, mecanizado e ingeniería asistida por computador. Además, al ser una técnica de administración que permite optimizar los ciclos de diseñó. Es por esto que es de amplia aplicación en la industria y sobre todo en el sector automotriz. Melvin (2017) dice que la meta de la ingeniería concurrente es que el producto salga bien la primera vez, facilitando los mecanismos para que esto suceda. El costo inicial de diseño es alto comparado para un diseño convencional, pero al final de corregir los errores y rediseños serán menores.

La fase inicial de desarrollo de un producto se puede denominar diseño conceptual o etapa de síntesis del diseño. Esta se considera como la etapa donde la creatividad toma un papel determinante y dados los objetivos de la presente investigación, conviene precisar algunos elementos que ayuden a comprenderla de mejor manera.

En primer lugar, es necesario decir que el diseño conceptual es una fase crucial en el desarrollo de productos, en particular cuando se trata de diseñar productos innovadores o cuando se requiere generar un diseño totalmente nuevo de un producto existente Mulet (2003). El impacto de las decisiones tomadas en esta fase son determinantes para el resto del proceso, hasta el punto de que un concepto pobre de un producto es prácticamente imposible de mejorar en etapas posteriores.

Es claro, entonces que el término diseño conceptual hace referencia a la etapa donde se conciben o nacen las ideas del sistema o elemento que solucionará un problema identificado.

Se acepta que esta fase depende de la creación de asociaciones contextúales entre conceptos intuitivos y aprendidos, de la aplicación de la intuición, la heurística en la solución cuasiracional en un área determinada y de la exteriorización de las imágenes mentales en representaciones observables.

En el diseño conceptual se inicia con las especificaciones que circunscriben al producto deseado, los requerimientos técnicos, las condiciones de realización y las restricciones. Todo ello se trasforma en ideas funcionales, principios apropiados físicos y de trabajo, organizaciones estructurales y representación de las formas materiales para contrastarlas respecto a los requerimientos y efectuar preselecciones. En el diseño conceptual es importante para la investigación conocer el tipo de toma fuerza que se encuentran en el estudio del arte; los parámetros para establecer el TDF se encuentran establecidas en fórmulas matemáticas y tablas de información que mediante el uso de la herramienta de investigación permite recopilar datos importante, las cuales se encuentran establecidas en fuentes bibliográficas y electrónicas; Adicionalmente contiene una recopilación de fuente bibliográfica que permitirá un apoyo para futuras investigaciones de este sistema. A continuación, se detalla sistemáticamente los componentes y las partes necesarias para el cálculo del TDF.

En lo referente al prototipado virtual después de la conceptualización de la toma fuerza para Suzuki Samurái se realiza un modelado para conocer cómo va a quedar el producto y esto se logra mediante la utilización del Software de modelamiento mecánico Solid Works. Por su parte este software permite utilizar rodamientos y piezas estandarizadas que a su vez permiten tener un producto con perspectiva realista.

Análisis y verificación es la parte principal de esta investigación debido a que mediante la herramienta Solid Works se realiza el análisis de tensión para el ensayo de torsión que

permite conocer si los elementos que componen la toma fuerza se encuentran diseñados adecuadamente y comprobar el factor de seguridad de diseño.

El diseño detallado y creación de planos se encuentran en el diseño conceptual. De igual forma en el Anexo 11 se detallará en láminas las medidas, ajustes y tolerancias para los componentes del sistema TDF. El prototipado rápido en este proyecto será la fabricación de las piezas en tornos y fresadoras convencionales, donde se estimarán costos de prototipo. La preparación para fabrica se quedará en el documento como un escrito de tiempo de mecanizado, costo de materiales para conocer el precio del producto. Al finalizar el proyecto se tendrá un prototipo de toma fuerza funcional que permita obtener parámetros y mediante la aplicación en un vehículo Suzuki Samurái, se establecerán los parámetros de funcionamiento adecuados.

A continuación, se detalla simultáneamente las especificaciones, requerimientos técnicos y condiciones para establecer el diseño.

Método para ensayo de torque y potencia del motor.

Para establecer parámetros de trabajo y geometría de la toma fuerza se realizó un ensayo de torque y potencia mediante un dinamómetro de chasis bajo la norma SAE J1349. Esta norma establece la base para el rango de potencia del motor, las condiciones de entrada de aire, el método para la corrección de la potencia observada a plena carga y la base para determinar la potencia utilizando un dinamómetro de chasis.

Equipos.

Para realizar el ensayo de torque y potencia, se utilizan los equipos de medición con los que cuenta el Centro de Transferencia Tecnológica “CCICEV” y el vehículo utilitario Suzuki Samurái mismos que se describen a continuación:

Vehículo de pruebas.

El vehículo utilitario para realizar el ensayo torque y potencia es un Suzuki Samurái, las especificaciones técnicas del mismo se indican en el Anexo 7. En la Figura 25 se muestra el vehículo utilizado en las pruebas.

Figura 25. *Vehículo de prueba.*

Dinamómetro de chasis LPS 3000.

Los dinamómetros de chasis miden la potencia en las ruedas. El motor genera un torque que se transfiere de la caja de velocidades a través del embrague. La caja de velocidades transfiere el torque a su vez al diferencial que de nuevo impulsa a la flecha que se acoplan a las ruedas. Todos estos dispositivos absorben parte de la potencia y como resultado, la potencia que llega a las ruedas es substancialmente menor de la que sale del motor. La potencia en las ruedas es lo que determinará el desempeño del vehículo.

Las partes que componen al dinamómetro de chasis son:

- Juego de rodillos.
- Freno de corrientes parásitas.
- Chasis del dinamómetro.
- Cardán.

- Bomba hidráulica.
- Cilindros hidráulicos.
- Ventiladores.
- Sistema de adquisición de datos.
- Elementos complementarios: pupitre de comunicaciones, pantalla LCD, CPU, control remoto, caja de interfaz, extractor de gases.

Con el dinamómetro de chasis se puede realizar diferentes pruebas para obtener curvas características del motor como: control del tacómetro, adaptación de carga, potencia y torque del motor.

Figura 26*.Dinamómetro de chasis.*

Aspectos para considerar antes de realizar las pruebas.

- Comprobación del correcto funcionamiento de los sistemas tanto de enfriamiento y de combustible.
- Verificación de las condiciones de las conexiones eléctricas de todos los equipos a utilizar, a fin de evitar cortos circuitos o fallas durante las pruebas.
- Revisión de los niveles de agua y aceite del motor de prueba.

- Esperar 2 minutos, para que el dinamómetro adquiera la temperatura de trabajo y las lecturas registradas tengan buena exactitud.
- Verificación de la conexión adecuada de los termopares en el motor con el objetivo de que cuando se ejecuten las pruebas no se presenten fallas como desconexiones o mediciones incorrectas.
- Encender el sistema de enfriamiento conforme a la siguiente secuencia: ventilador de la torre, alimentación al dinamómetro, alimentación a la torre.
- Encienda el motor de pruebas y detecte situaciones anormales como ruido y fugas de agua o gasolina, aplique acciones correctivas inmediatas.
- Si no existe ninguna situación anormal inicie la prueba.

Procedimiento para la realización de la prueba.

Una vez realizados los pasos descritos anteriormente, el motor debe alcanzar la temperatura de trabajo (de 70 a 90°C) en 5 minutos aproximadamente.

1. Encender el computador y conectar el banco de potencia.
2. Posicionar las ruedas motrices en los rodillos (ver Figura 27).

Figura 27*. Posicionar ruedas a rodillos.*

3. Asegurar el vehículo con fajas de tensión en el eje delantero y trasero (ver Figura 28).

Figura 28. *Fijación del vehículo al dinamómetro.*

4. Conectar el sensor de velocidad en los cables de bujía.
5. Conectar la sonda de temperatura tipo k en lugar de la varilla de medición de aceite.
6. Ingreso de datos en el sistema bajo el siguiente procedimiento: seleccionar el vehículo, tipo de prueba y datos técnicos.
7. Posicionar el ventilador frente al vehículo (ver Figura 29).

Figura 29. *Ventilador de torre*

8. Encender el ventilador de torre.

9. Encender el vehículo y llegar a la temperatura de trabajo.
10. Acelerar hasta llegar a 1500 revoluciones por minuto sin aplicar carga, durante dos minutos aproximadamente o una vez que se estabilice el motor, se desacelera hasta la velocidad de ralentí.
11. Sincronizar la velocidad angular de las ruedas con los rodillos indicados a mediante el software del dinamómetro.
12. Acelere el vehículo hasta llegar a la marcha que tenga la relación 1:1 con la caja de cambios sin exceder los 5500 revoluciones por minuto.
13. Registrar las lecturas correspondientes en intervalos de incremento en la velocidad, hasta alcanzar las 5500 revoluciones por minuto (la velocidad máxima recomendada por el fabricante del motor es de 5200 revoluciones por minuto). Por cada incremento en la velocidad se debe esperar dos minutos, o bien hasta que el motor se estabilice antes de registrar las lecturas.
14. Una vez que se ha obtenido la última lectura, se descarga el dinamómetro y se desacelera el motor paulatinamente hasta llegar a tener el dinamómetro totalmente descargado y el motor en la velocidad de ralentí.
15. El motor se mantiene en ralentí durante 5 minutos aproximadamente para que este se enfríe y el proceso culmine.

Método para el dimensionamiento del eje.

1. Para empezar a desarrollar el método de dimensionamiento del eje y cubo nervado, debemos poseer los datos de momento de torsión que se encuentran registrados por el ensayo de torque y potencia bajo la norma SAE J1349 que se muestra en la Tabla 3, donde por medio de la velocidad angular se selecciona la potencia normal y el momento de torsión del vehículo para posteriores cálculos.

Tabla 3.
Datos ensayo torque y potencia.

n	V	P rueda	P motor	P normal	M normal	M normal
[rpm]	[mph]	[HP]	[HP]	[HP]	[lbf.ft]	[N.m]
965	13,20	4,50	7,20	10,40	56,60	76,73
1861	25,40	10,30	15,50	22,40	63,10	85,55
2760	37,70	14,60	23,10	33,40	63,50	86,09
3658	50,00	16,90	30,10	43,40	62,30	84,46
4553	62,20	13,70	32,70	47,20	54,50	73,89
5385	73,60	8,20	32,90	47,60	46,40	62,9

2. Especificar las condiciones de carga que cumplan con los requisitos de las especificaciones de la Tabla 4 para un Factor de aplicación (Ka).

   En el lado horizontal se tienen las fuentes de poder:

   Uniforme: motor eléctrico, turbina de vapor, turbina de gas.

   Choque ligero: motores hidráulicos.

   Choques moderados: motor de combustión interna.

   En el lado vertical se encuentra el tipo de carga:

   Uniforme: generador, transportador, elevación ligera, engranaje de una máquina herramienta de desplazamiento, ventilador, turbocompresor, mezclador para materiales con densidad constante, etc.

   Choques de ligero: generador, bomba de engranajes, bomba rotativa, etc.

   Choques moderados: accionamiento principal de una máquina herramienta, carretilla elevadora pesada, giro de grúa, ventilador de mina, mezclador para materiales de densidad variable, bomba de pistón, etc.

   Choques pesados: prensa, cizallas, calandra de caucho, laminador, excavadora de paletas, centrifugadora pesada, bomba de alimentación pesada, equipo de perforación.

Tabla 4.
Factor de aplicación Ka

Fuente de poder	Tipo de carga			
	Uniforme	Choque Ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1,00	1,20	1,50	1,80
Choque ligero	1,20	1,30	1,80	2,10
Choque moderado	2	2,20	2,40	2,80

Fuente: Mott (2006)

3. Especificar el Factor de seguridad S_f con respecto a la precisión y credibilidad de la información de entrada, la importancia del acoplamiento, la calidad de la producción y la precisión del cálculo, generalmente se elige en un rango de 1.3 a 2.5

   Valores de orientación para la elección de seguridad:

- 1.3 a 1.5: información de entrada muy precisa, perfecto conocimiento de las características del material, alta calidad y seguimiento exacto de la tecnología de producción; Acoplamientos insignificantes, daños a los que no provoca consecuencias graves.
- 1.5 a 1.8: cálculo menos preciso sin ninguna verificación experimental, menor precisión en la tecnología de producción, acoplamientos de menor importancia.
- 1.8 a 2.5 - Disminución de la precisión de los cálculos, determinación aproximada de las características del material, conocimiento inexacto de los efectos reales de la carga externa; Grandes diámetros de ejes, acoplamientos muy importantes, daños que podrían poner en peligro la vida humana o provocar grandes pérdidas materiales.

4. Seleccionar el valor de resistencia a la fluencia mediante el análisis de aceros para ejes y árboles que se encuentra en el estudio del arte.

Tabla 5.
Tabla de materiales

Material	Dureza	Resistencia a la fluencia (S_y)	Resistencia a la compresión admisible (σ_a)	Resistencia al corte admisible (τ_a)
	Brinell	MPa	MPa	MPa
Acero estructural	150-200	350	90	140
Acero al carbono	220-270	500	130	200
Aleación de acero	300-350	600	200	275
Acero endurecido superficial	650	650	250	275
Hierro fundido	400	400	135	140

Fuente: Mott (2006)

5. Calcule el esfuerzo al corte permisible mediante la ecuación (5)

$$\tau_a = (0.8) * (0.5) * S_y \quad (5)$$

6. Especifique la dirección de la carga durante la operación y el número de ciclos de torque, mediante esta selección se tiene el factor de vida útil del eje K_f que refleja los efectos de la dirección de carga y la vida útil deseada del acoplamiento (medido en número de arranques). Se determina de acuerdo con los valores empíricos dados en la siguiente Tabla 6:

Tabla 6.
Factor de vida útil

	Dirección de la carga	
Número de ciclos de Torque	Unidireccional	Bidireccional
10.000	1,0	1,0
100.000	0,5	0,4
1.000.000	0,4	0,3
10.000.000	0,3	0,2

Fuente: Mott (2006)

7. Mediante el número de arranques se determina el rango de operación de la máquina y el tiempo de operación.

Tabla 7.
Vida útil deseada del acoplamiento.

Especificación	Durabilidad
Maquinas domesticas raramente usadas	2000
Herramientas manuales eléctricas, máquinas para tiradas cortas	5.000
Máquinas para operación de 8 horas	10.000
Máquinas para operación de 16 horas	100.000
Máquinas para operación continua	1.000.000
Máquinas para operación continua con larga vida útil	10.000.000

8. Aplicando la ecuación (6) se determina el diámetro mínimo para la selección del eje, calculo que sirve para la selección del perfil del eje ranurado de flancos rectos y el eje ranurado de flancos envolventes.

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 * M_t * Ka * S_f * 10^3}{\pi * \tau_a * K_f}} \quad (6)$$

Dónde:

d_{min}: Diámetro mínimo del eje [mm].

M_t: Momento de torsión [N.m].

Ka: Factor de aplicación.

S_f: Factor de seguridad.

τ_a: Esfuerzo de corte permisible [Mpa].

K_f: Factor de vida útil del eje.

9. La ecuación (7) determina el esfuerzo cortante sometido a torsión calculado del eje donde d_c es el diámetro impuesto por la medida del eje de entrada de la toma fuerza.

$$\tau_c = \frac{16 * T * 10^3 * K_a}{\pi * {d_c}^3 * K_f} \quad (7)$$

10. Calcular la tensión de von Mises mediante la siguiente ecuación:

$$. \sigma' = \sqrt{3\tau_c^2} \quad (8)$$

11. El factor de seguridad del eje se calcula mediante la ecuación (9), donde se tiene la resistencia a la fluencia (S_y) y la tensión de von Mises (σ').

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (9)$$

Método para dimensionamiento de sección transversal no circular.

1. Determinar el valor de la altura (h) del punto medio hasta la cara plana y el valor r conocido por la mitad del diámetro seleccionado anteriormente. Véase Figura 30.

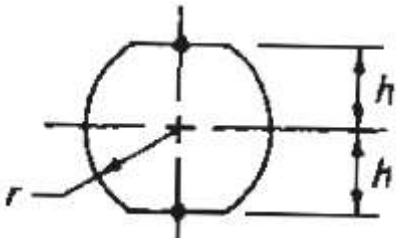


Figura 30. Eje redondo con dos caras planas.

Fuente: Mott (2006)

2. Se aplica ecuación (10) para determinar el valor Q mediante la *Tabla 8* y en la Figura 30, el punto negro (.) indica la ubicación del esfuerzo a la torsión máximo.

$$\frac{h}{r} \quad (10)$$

Tabla 8.
Factor para calcular torsión en eje redondo con dos caras planas.

$h/_r$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
C_3	0,44	0,67	0,93	1,19	1,39	1,57
C_4	0,47	0,6	0,81	1,02	1,25	1,57

Fuente: Mott (2006)

3. La Ecuación (11) determina el valor Q que es utilizado para el cálculo de resistencia a la torsión.

$$Q = C_4 * r^3 \tag{11}$$

4. Determine el valor del esfuerzo máximo de torsión mediante la siguiente ecuación:

$$\tau_c = \frac{T}{Q} \tag{12}$$

5. Calcular la tensión de von Mises mediante la ecuación (8)
6. Finalmente, utilice la ecuación (9) para determinar el factor de seguridad (F_s)

Método para ranuras de flancos rectos.

1. A partir del cálculo del diámetro mínimo establecido por la ecuación (2), se selecciona un perfil mediante la comparación del diámetro d3 que se encuentra en el Anexo 5. Para validar si cumple la condición D_{min}<d3.
2. Especifique el número de nervaduras (N) mediante la Tabla 1,donde se relaciona el número de estrías con la velocidad angular bajo la norma ISO_500-1 (2014).
3. El diámetro medio es calculado aplicando la ecuación (3), los valores de diámetro interno d y externo D están establecidos en el paso anterior (refiérase al Anexo 5).

$$d_s = \frac{D + d}{2} \tag{13}$$

Dónde:

D: Diámetro externo del eje nervado [mm]

d: Diámetro interno del eje nervado [mm]

4. Para determinar el σ_{min} ,mediante la selección del material se selecciona la resistencia a la compresión admisible(σ_a) de la Tabla 5.

$$\sigma_{min} = \frac{\sigma_a}{2} \quad (14)$$

5. Especifique un factor de distribución de carga Km.

   El factor de distribución de carga se debe a imprecisiones en la producción y el ensamblaje, la carga no se distribuye uniformemente en todos los dientes de la ranura. La superficie de soporte de carga real del acoplamiento es más pequeña que la superficie de soporte de carga determinada teóricamente. La relación entre la superficie de soporte de carga teórica y real del acoplamiento se define por el coeficiente de distribución de la carga. Con respecto a la precisión del rodamiento, el tamaño del coeficiente está en rango de 0.6 a 0.8.

Tabla 9.
Factor de distribución de cargas.

Km	Diseño de acople
0.8	Acoplamiento fijo con longitudes cortas y alta precisión de rodamiento.
0.6 - 0.7	Acoplamiento con precisión normal de rodamiento.
0.5	Acoplamientos deslizantes con grandes longitudes de superficies de contacto y gran desalineación del acoplamiento.

Fuente: Mott (2006)

6. Una vez obtenida la presión mínima admitida, se procede a calcular la altura de conexión (hst) con la ecuación (15).

$$h_{st} = h - 2 * s \quad (15)$$

Dónde:

s: Dimensión del chaflan (refiérase al Anexo 5) [mm].

h: Altura de conexión mínima [mm].

7. Para el cálculo de la altura de la conexión mínima se aplica la ecuación (16).

$$h = \frac{D - d}{2} \tag{16}$$

Donde:

D: Diámetro externo del eje nervado [mm]

d: Diámetro interno del eje nervado [mm]

8. A partir de los valores obtenidos se utiliza la ecuación (17) para calcular la longitud mínima de las ranuras mediante la siguiente ecuación:

$$L_{min} = \frac{Mt * 10^3 * Ka * S_f}{d_s * \sigma_{min} * \frac{h_{st}}{2} * N * K_m * k_f} \tag{17}$$

Dónde:

L_{min}: Longitud mínima de las nervaduras [mm].

M_t: Momento de torsión [N*m].

Ka: Factor de aplicación.

S_v: Factor de seguridad.

d_s: Diámetro medio [mm].

P_{min}: Presión mínima admitida [mm].

h_{st}: Altura de conexión [mm].

N: Número de nervaduras.

K_m: Factor de distribución de carga

K_f: Factor de vida útil del eje.

9. Calcule mediante la ecuación (18) el esfuerzo de compresión resultante.

$$\sigma_c = \frac{Mt * 10^3 * Ka * Sf}{d_s * L * N * K_m * k_f} \quad (18)$$

Dónde:

σ_c: Presión calculada [Mpa].

M_t: Momento de torsión [N*m].

Ka: Factor de aplicación.

S_f: Factor de seguridad.

ds: Diámetro medio [mm].

l_f: Longitud activa de la chaveta [mm].

N: Número de nervaduras.

K_m: Factor de distribución de carga (0.6 a 0.8).

K_f: Factor de vida útil del eje.

10. Calcular el esfuerzo de corte en el material del eje donde (d) es el diámetro interno del eje ranurado.

$$\tau_c = \frac{Mt * 10^3 * Ka * Sf}{\pi * d * Kf} \quad (19)$$

11. Determinar la tensión de von Mises mediante la siguiente ecuación:

$$. \sigma' = (\sigma_c^2 + 3\tau_c^2)^{0.5} \quad (20)$$

12. Finalmente, el factor de seguridad del eje mediante la ecuación (9) donde se tiene la resistencia a la fluencia (S_y) y la tensión de von Mises (σ')

Método para ranuras de flancos envolventes.

Debido a la aplicación cabrestante las medidas del eje ranurado fueron tomadas directamente del acople, pero por otro lado determinar el factor de seguridad se realizó los cálculos correspondientes.

1. En la Figura 31 se aprecia las medidas tomadas del eje ranurado de flancos envolventes.

Figura 31. Medida del eje de ranuras envolvente.

2. El número de dientes podemos visualizar en la Figura 32.

Figura 32. Numero de ranuras envolventes

3. El diámetro medio se calcula aplicando la ecuación (3). Los valores de diámetro interno D_i y externo $D_o$están establecidos mediante las medidas del Software Mitcalc, basadas en la norma DIN 5480, (refiérase en el Anexo 10.)

$$d_s = \frac{D_o + D_i}{2} \tag{21}$$

Dónde:

D_o: Diámetro externo del eje nervado [mm]

D_i: Diámetro interno del eje nervado [mm]

4. Para determinar el σ_{min},mediante la selección del material, se utiliza la resistencia a la compresión admisible(σ_a) de la Tabla 5.

$$\sigma_{min} = \frac{\sigma_a}{2} \tag{22}$$

5. Para el cálculo de la altura de la conexión mínima se aplica la ecuación (23).

$$h = \frac{D_o + D_i}{2} \tag{23}$$

Donde:

D_o: Diámetro externo del eje nervado [mm]

D_i: Diámetro interno del eje nervado [mm]

6. A partir de los valores calculados se utiliza la ecuación la longitud mínima de las ranuras mediante la siguiente ecuación:

$$L_{min} = \frac{Mt * 10^3 * Ka * S_f}{d_s * \sigma_{min} * h * N * K_m * k_f} \tag{24}$$

Dónde:

σ_{min}: Longitud mínima de las nervaduras [mm].

M_t: Momento de torsión [N*m].

Ka: Factor de aplicación.

S_v: Factor de seguridad.

d_s: Diámetro medio [mm].

P_{min}: Presión mínima admitida [mm].

h_{st}: Altura de conexión [mm].

N: Número de nervaduras.

K_m: Factor de distribución de carga

K_f: Factor de vida útil del eje.

7. Finalmente, se calcula mediante la ecuación (25) la presión mínima admitida

$$\sigma_c = \frac{Mt * 10^3 * Ka * Sf}{d_s * L * N * K_m * k_f} \quad (25)$$

Dónde:

P_{min}: Presión mínima admitida [mm].

M_t: Momento de torsión [N*m].

Ka: Factor de aplicación.

S_v: Factor de seguridad.

d_s: Diámetro medio [mm].

l_f: Longitud activa de la chaveta [mm].

N: Número de nervaduras.

K_m: Factor de distribución de carga (0.6 a 0.8).

K_f: Factor de vida útil del eje.

13. Calcular el esfuerzo de corte resultante en el material del eje mediante la ecuación (26) donde Di es el diámetro interno, medida que se encuentra en el Anexo 10.

$$\tau_c = \frac{Mt * 10^3 * Ka * Sf}{\pi * D_i * Kf} \quad (26)$$

14. Para determinar la tensión de von Mises se aplica la ecuación (20).
15. Entonces, el factor de seguridad del eje mediante la ecuación (9) donde se tiene la resistencia a la fluencia (S_y) y la tensión de von Mises (σ').

Método para selección del rodamiento

1. Para iniciar con la selección del rodamiento se debe calcular la carga radial en base a la ecuación (27).

$$F = \frac{T}{d} \quad (27)$$

Dónde:

F: Carga radial [lbf].

T: Momento Torsor [lbf-ft].

d: Radio del eje del diámetro sometido al Momento Torsor [ft].

2. Especificar el factor de rotación V, cuyo valor es 1.0 si el giro se produce en la pista interior del rodamiento, y 1.2 si el giro se produce en la pista exterior.
3. Especificar la carga equivalente aplicada a una carga radial R, considerando si el giro es dado en la pista interior o exterior con la ecuación (28).

$$P = V * R \quad (28)$$

4. Seleccionar el tipo de rodamiento a utilizar en base a la Tabla 10.

Tabla 10.
Comparación de los tipos de rodamientos.

Tipo de rodamiento	Capacidad de carga radial	Capacidad de carga de empuje	Capacidad de desalineamiento
Una hilera de bolas con ranura profunda	Buena	Regular	Regular
Doble hilera de bolas, ranura profunda	Excelente	Buena	Regular
Contacto angular	Buena	Excelente	Mala
Rodillos cilíndricos	Excelente	Mala	Regula;
Agujas	Excelente	Mala	Mala
Rodillos esféricos	Excelente	Regular a buena	Excelente
Rodillos cónicos	Excelente	Excelente	Mala

Fuente: Mott (2006)

5. Determinar la duración del diseño del rodamiento en base a la Tabla 11.

Tabla 11.
Duración recomendada de los rodamientos.

Aplicación	Duración de diseño $\boldsymbol{L_{10}}$, h
Electrodomésticos	1000 2000
Motores de aviación	1000-4000
Automotores	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores, máquinas industriales en general	20 000- 30 000
Bombas y compresores	40 000 - 60 000
Equipo crítico en funcionamiento durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: Mott (2006)

6. Calcular la duración de diseño en base a la velocidad, aplicando la ecuación (29).

$$L_d = L_{10} * N \tag{29}$$

Dónde:

L_d: Duración de diseño [h].

L_{10}: Duración de diseño esperada [h].

N: Velocidad [rpm].

7. Establecer el factor de duración y velocidad para el rodamiento en base a la Figura 33.

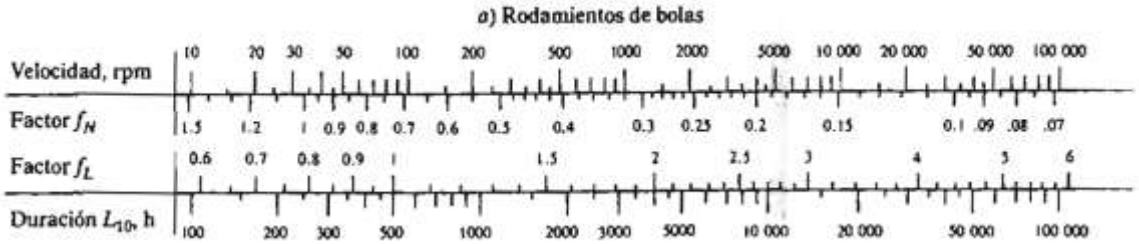


Figura 33. Factores por duración y velocidad, para rodamientos de bolas.

Fuente: Mott (2006)

8. Calcular la capacidad de carga dinámica básica C, con la ecuación (30).

$$C = P_d * \frac{f_L}{f_N} \tag{30}$$

Dónde:

C: Capacidad de carga dinámica básica [h].

P_d: Carga de diseño [lbf].

f_N: Factor de velocidad.

f_L: Factor por duración.

9. Seleccionar el rodamiento en base los parámetros calculados.

Método para análisis estático mediante elementos finitos.

1. Creación de los modelos mecánicos en base al Anexo 11, utilizando el software de modelamiento mecánico SolidWorks.

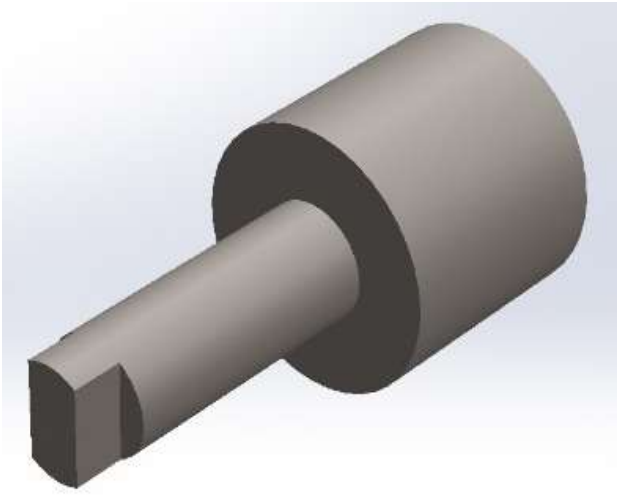


Figura 34. *Modelo mecánico del cubo ranurado y el acople.*

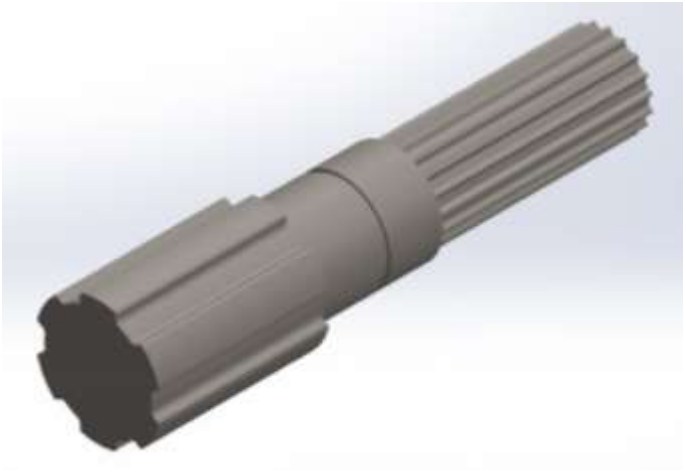


Figura 35. *Modelo mecánico del eje ranurado.*

2. Creación del estudio de análisis.

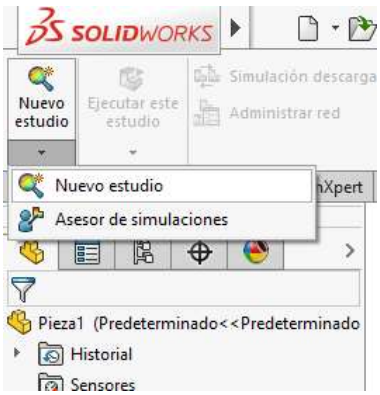


Figura 36. *Creación del análisis de estudio.*

3. Selección del tipo de análisis a realizar sobre el modelo mecánico, para este caso Análisis estático.

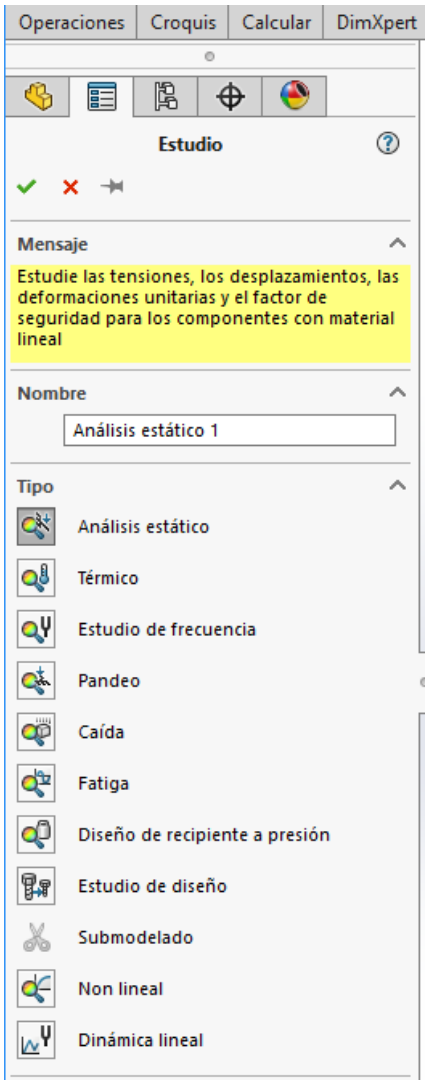


Figura 37. *Selección del tipo de análisis.*

4. Selección del material.

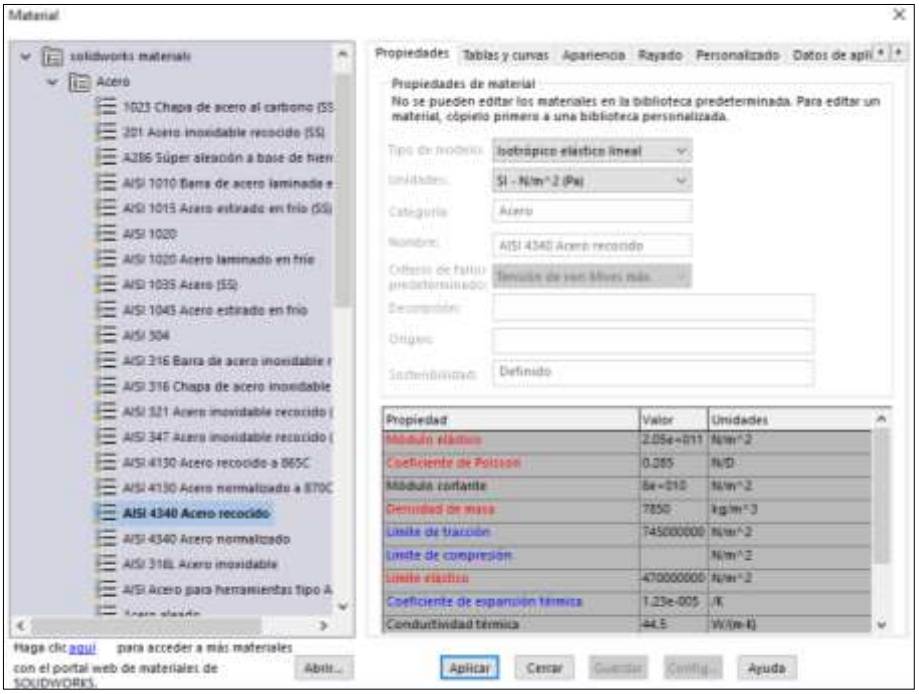


Figura 38. *Selección del material.*

5. Seleccionar mediante el asesor de sujeciones una geometría fija sobre los elementos.

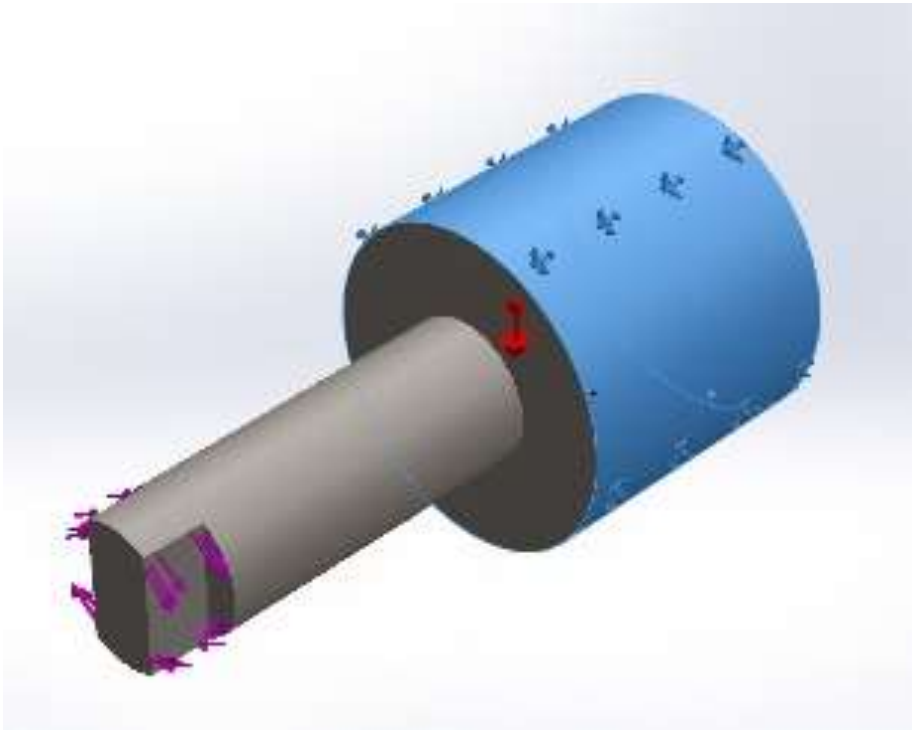


Figura 39. *Aplicación de geometría fija sobre el acople del cubo ranurado.*

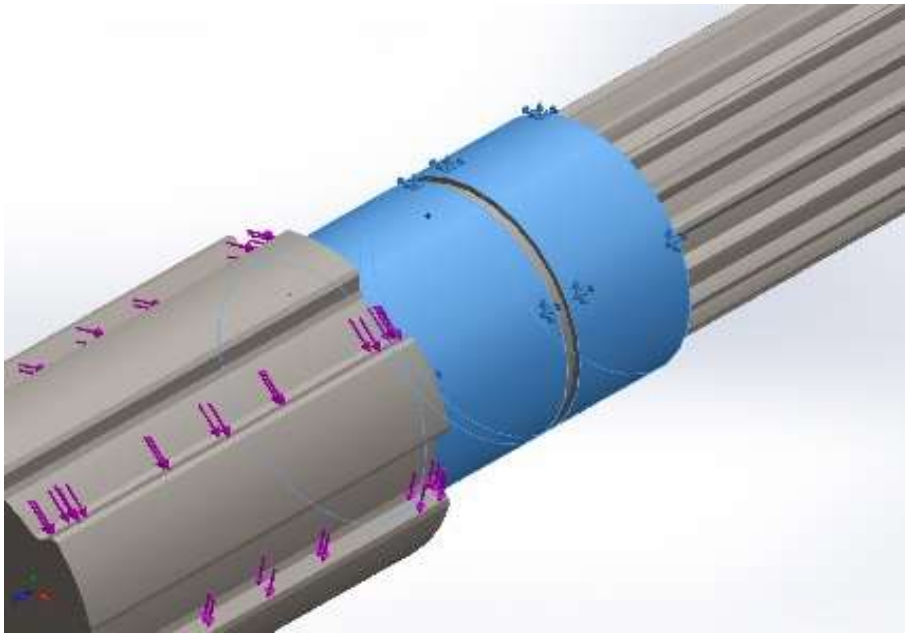


Figura 40. *Aplicación de geometría fija sobre el eje ranurado.*

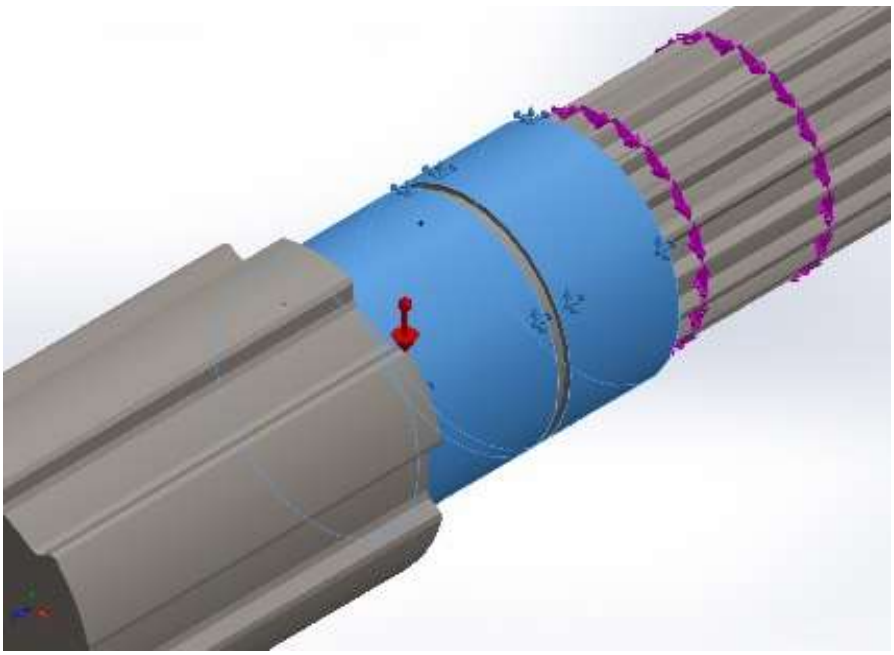


Figura 41. *Aplicación de geometría fija sobre el eje ranurado de involuta.*

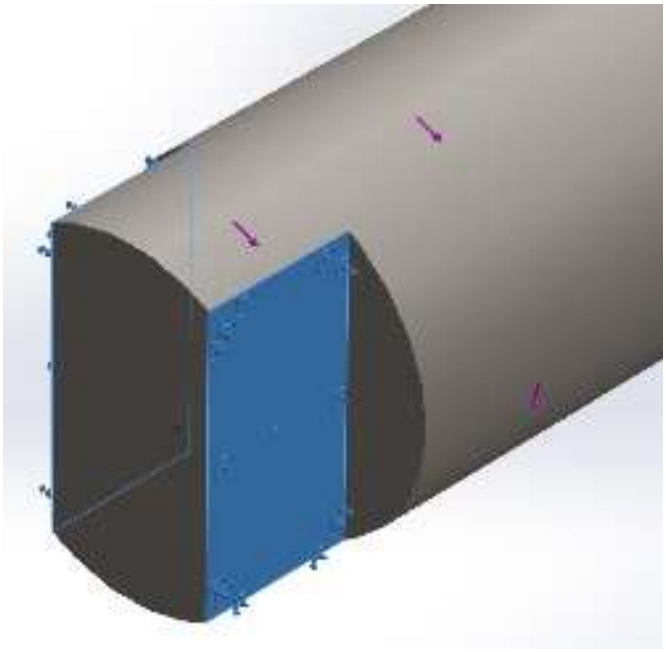


Figura 42. *Aplicación de geometría fija sobre el eje.*

6. Seleccionar mediante el asesor de cargas externas la torsión aplicada al modelo.

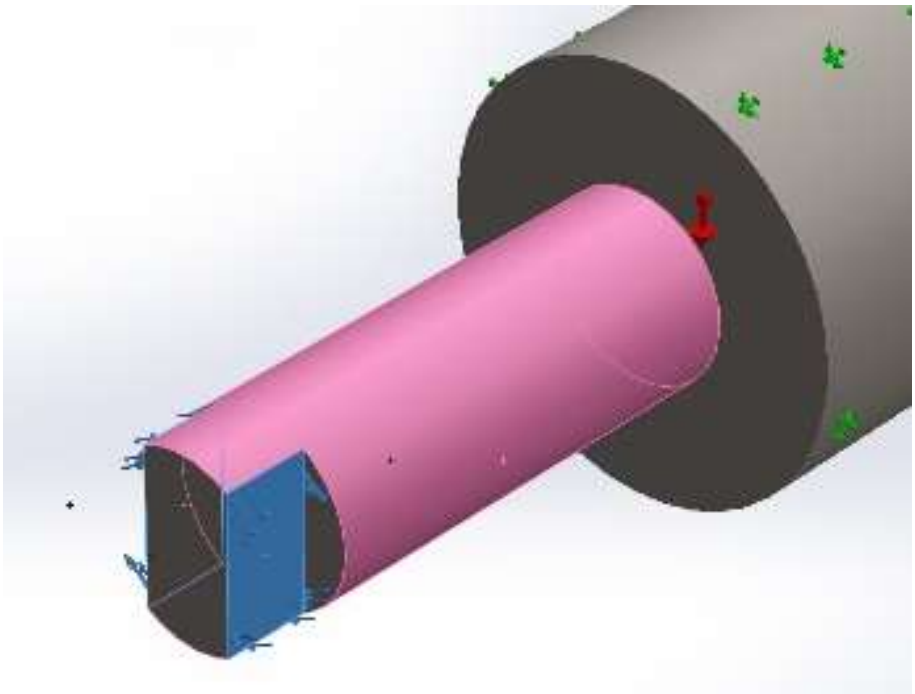


Figura 43. *Aplicación de la carga externa-torsión y la gravedad sobre el acople del cubo ranurado*

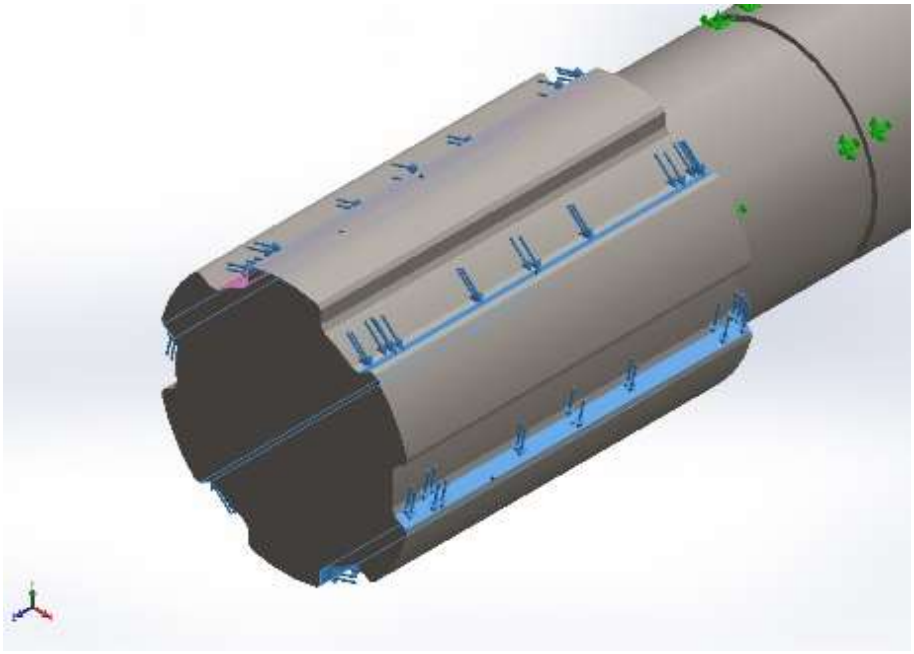


Figura 44. *Aplicación de la carga externa-torsión y la gravedad sobre el eje ranurado.*

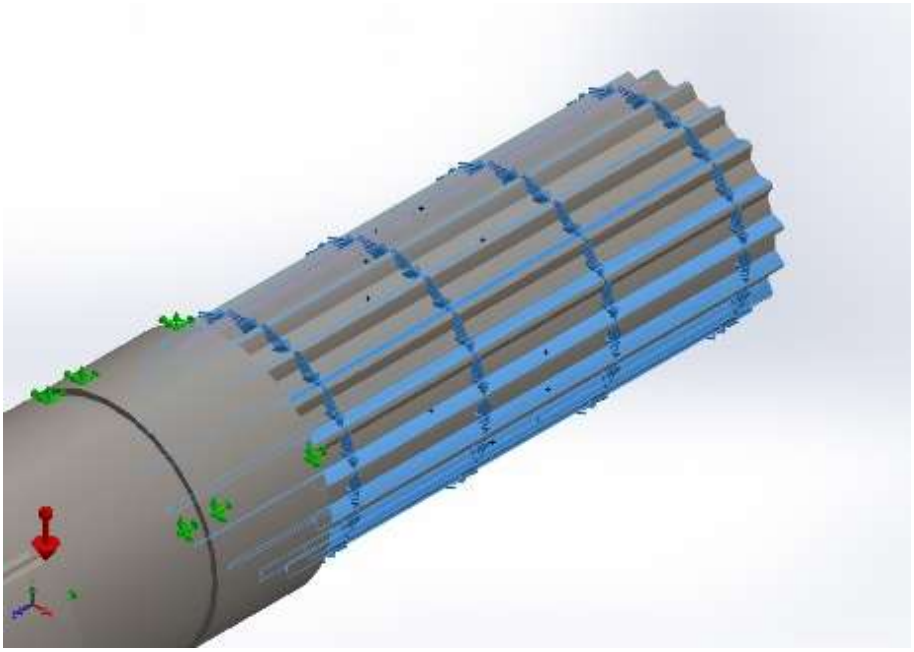


Figura 45. *Aplicación de la carga externa-torsión y la gravedad sobre el eje ranurado de involuta.*

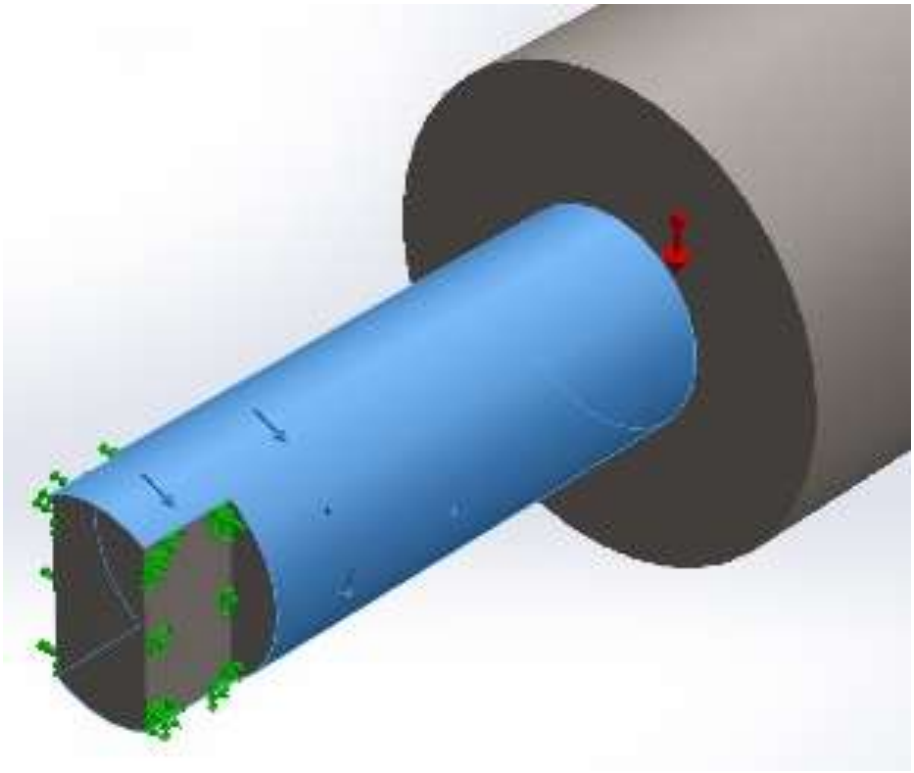


Figura 46. *Aplicación de la carga externa-torsión y la gravedad sobre el eje.*

7. Selección de los parámetros del mallado para realizar la ejecución del estudio.

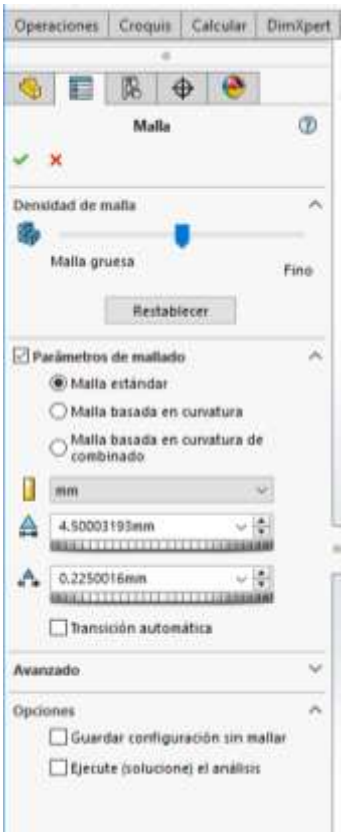


Figura 47. *Creación del mallado.*

8. Mallado sobre el modelo mecánico creado.

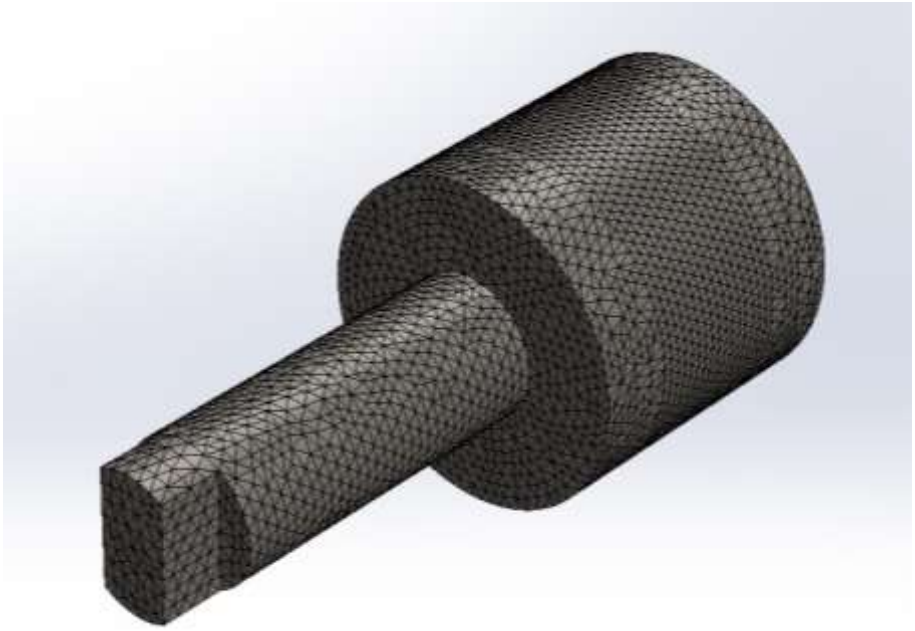


Figura 48. *Mallado sobre el modelo del cubo ranurado con el acople.*

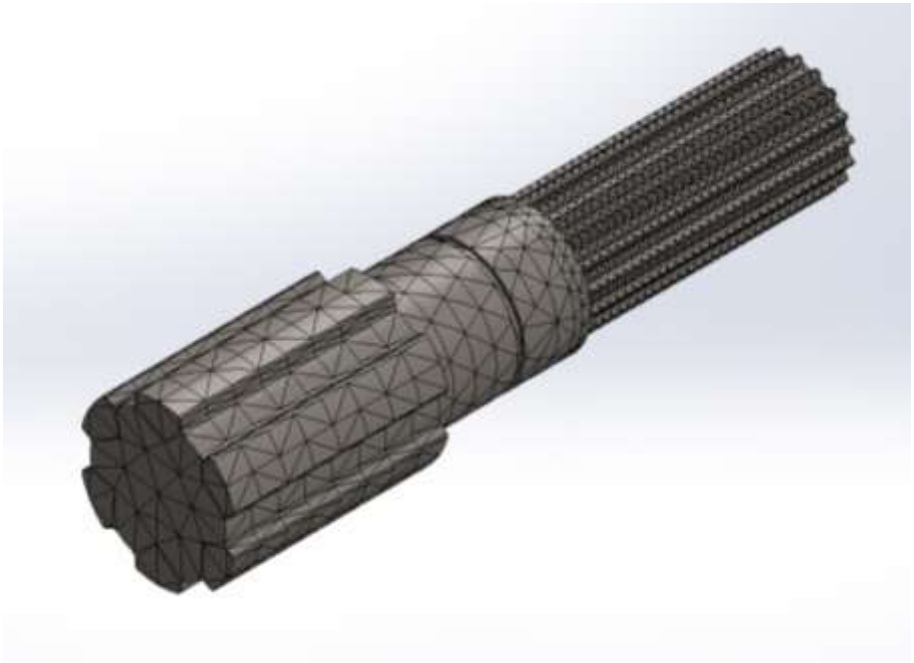


Figura 49. *Mallado sobre el modelo del eje ranurado.*

9. Ejecutar el análisis estático sobre el modelo mecánico.
10. Obtener los resultados del estudio referentes a la tensión de von Mises y el factor de seguridad mínimo.

Método para determinar parámetros de la aplicación.

Las consideraciones previas son: la capacidad de carga y la velocidad, donde se consideran en la primera vuelta del tambor obteniendo una menor velocidad, pero la mayor fuerza; la fuerza requerida de tiro se establece mediante los parámetros generales de una wincha. Para la aplicación se eligió un cabrestante con tornillo sin fin de un Mitsubishi MK1 Pajero 1989, que tiene un peso aproximado de 1530 Kg, dato obtenido de Carsopedia (2016). En la Figura 50 se presenta el vehículo utilitario con la wincha mecánica. En la relación del tren de engranaje no se tomó en cuenta la relación del transfer debido a que por medio de la posición neutral se tienen una conexión directa a la caja de velocidades.

Figura 50. *Mitsubishi MK1 implementado wincha mecánica.*

Fuente: retro_rides (2014)

En la presente investigación se instaló la wincha mecánica del montero en el vehículo Suzuki Samurái. Para obtener los parámetros mecánicos del cabrestante, número de dientes de la corona del tornillo sinfín.

Figura 51. *Medición de parámetros de cabrestante.*

En la Figura 52 se puede observar la wincha mecánica de montero adaptada en el Suzuki Samurái.

Figura 52. *Sistema toma fuerza en Suzuki Samurái.*

1. La ficha técnica de Suzuki Sj413 refiérase al Anexo 7 contiene el peso del vehículo Wt para calcular la fuerza de tiro requerida mediante la ecuación (31), donde S es el tipo de superficie por atravesar y G es el gradiente de inclinación a superar.(Refiérase a la Tabla 12)

$$RPF = (Wt \times S) + (Wt \times G) \quad (31)$$

Dónde:

Wt: Peso del vehículo

S: Tipo de superficie por atravesar. (Tabla 12)

G: Inclinación de la superficie. (Tabla 13)

Tabla 12.
Tipo de superficie (S)

Tipo de superficie	Arrastre de superficie (S)
Metal	0,15
Arena	0,18
Grava	0,20
Arena Suave	0,22
Barro	0,32
Pantano	0,52
Arcilla	0,52

Fuente: COME UP (2017)

Tabla 13.
Gradiente a superar (G)

Gradiente	Angulo (0)	Gradiente (G)
5%	3°	0,06
10%	6º	0,11
20%	11“	0,2
30%	17“	0,3
50%	26“	0,44
70%	35“	0,58
100%	45“	0,71

Fuente: COME UP (2017)

2. En el Anexo 8 se observa que los cabrestantes presentan especificaciones correspondientes a la carga en la primera línea de tiro a 0, 2000 LB (907 Kg), 4000 LB (1814 Kg), 6000 LB (2722 *Kg*) y 8000 LB (3630 Kg) donde se selecciona en base a la fuerza de tiro calculada.
3. Una vez seleccionada la fuerza de tiro se procede a calcular mediante la ecuación (32) la fuerza neta externa.

$$W = RPF * (9.81) \quad (32)$$

4. La ecuación (33) permite calcular el momento torsor que se produce en el tambor del cabrestante mecánico donde W es la fuerza neta externa y r es el radio en metros.

$$M = W * r \quad (33)$$

5. La potencia útil mínima necesaria para remolcar la carga fijada se calcula mediante la ecuación (34).

$$P = \frac{M * 2\pi * w * 745.7}{60 * 1000} \quad (34)$$

Dónde:

P: Potencia útil. (hp)

M: Momento torsor. [N.m]

w: Velocidad angular. (rpm) véase Tabla 3

6. La velocidad angular que se selecciona en la Tabla 3 mediante la norma ISO_500-1 (2014).
7. Calcule mediante la ecuación de velocidad angular utilizando la ecuación (35).

$$v = 2\pi * \omega * r \quad (35)$$

Dónde:

ω: Velocidad angular [rpm]

r: Radio del tambor [m]

Resultados.

Resultados del ensayo torque y potencia.

En el Centro de Transferencia Tecnológica para la Capacitación e Investigación en Control de Emisiones Vehiculares se realizó un ensayo de torque y potencia bajo la norma SAE J1349 mediante el dinamómetro de chasis y un vehículo utilitario Suzuki Samurái con un motor de 4 cilindros disposición en línea donde se obtuvo los siguientes resultados que se encuentran en la Tabla 14.

Tabla 14.
Datos ensayo torque y potencia.

n	V	P rueda	P motor	P normal	M normal	M normal
[rpm]	[mph]	[HP]	[HP]	[HP]	[lbf.ft]	[N.m]
965	13,20	4,50	7,20	10,40	56,60	76,73
1861	25,40	10,30	15,50	22,40	63,10	85,55
2760	37,70	14,60	23,10	33,40	63,50	86,09
3658	50,00	16,90	30,10	43,40	62,30	84,46
4553	62,20	13,70	32,70	47,20	54,50	73,89
5385	73,60	8,20	32,90	47,60	46,40	62,9

La Figura 53, presenta los datos registrados en cada prueba, así como las gráficas de Par torsional vs RPM, Potencia vs RPM.

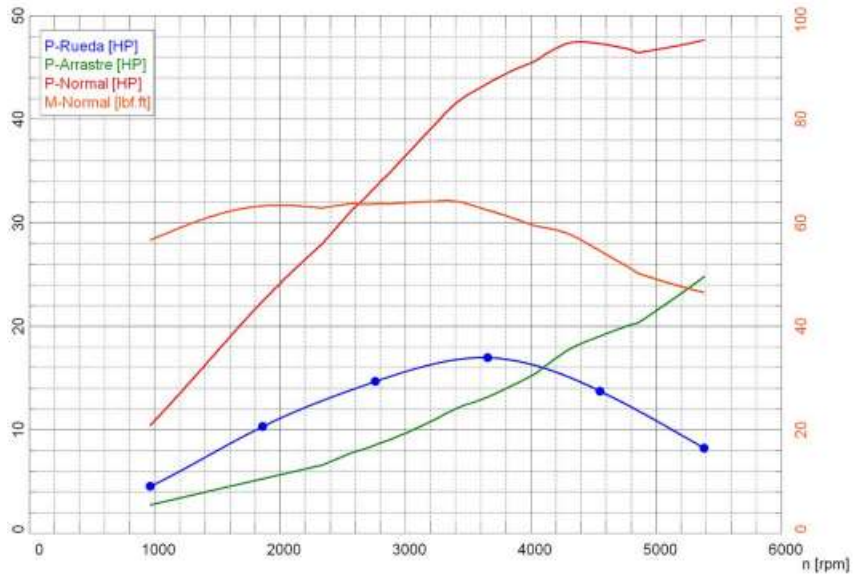


Figura 53. *Grafica de Potencia y Torque vs RPM*

Los parámetros iniciales del motor se encuentran establecidos bajo la norma ISO 500-1 que permite que un eje de 6 ranuras opere a una velocidad de 1000 rpm ± 50, mediante este dato se define en la Tabla 15 para realizar los respectivos cálculos y análisis para la fabricación de un prototipo toma fuerza para Suzuki Samurái.

Tabla 15.
Parámetros del motor.

Parámetro	Magnitud	Unidad
n	965	rpm
P motor	7.20	HP
P normal	10.40	HP
M normal	76.73	N-m

Parámetros iniciales de diseño

Los parámetros de diseño se presentan en la Tabla 16:

Tabla 16.
Parámetros iniciales de diseño.

Parámetros			Unidades
Momento de torsión	Mt	76.73	N.m
Factor de aplicación	Ka	2	
Factor de seguridad	Sf	2	
Factor de distribución de carga	Km	0.8	
Factor de vida útil del eje	Kf	1	

El momento de torsión determinado por 1000 rpm ± 50, establece en el diseño del prototipo toma fuerza con una potencia límite de 10,40 hp con un momento torsional aproximado de 76,73 N.m.

El factor de aplicación (Ka) se elige con base a la fuente de poder y el tipo de carga. La fuente de poder es motor de combustión interna como Choque moderado y el tipo de carga es Uniforme debido a que el eje ranurado se considera un engranaje de dientes rectos, y además también es un generador de energía dependiente del motor del vehículo.

El factor de seguridad inicial se considera para el diámetro mínimo que permite la selección del eje ranurado y envolvente, generalmente se encuentra en el rango de1.5 a 3. La selección en base a la precisión de los cálculos, y conocimientos inexactos de la carga externa. Para este caso de factor de seguridad es 2.

El factor de distribución de carga es 0.8 debido a imprecisiones que se pueden tener al momento de la producción y el ensamblaje de la toma fuerza.

La vida útil del elemento se evalúa en número total de arranques con 10.000 donde se especifica una máquina de 8 horas de operación y también se selecciona la dirección de la carga que en nuestro caso es bidireccional con un factor de 1.0.

Estos parámetros involucran el diseño total del elemento y se relacionan con los cálculos matemáticos en el método para realizar los componentes mecánicos.

Resultados del eje.

El cálculo inicial para el dimensionamiento de la toma fuerza es el eje. En la siguiente Tabla 21 se presenta un diámetro mínimo donde el factor de seguridad de diseño impuesto es 2 y las medidas para selección del ranurado de flancos rectos y envolventes. El diámetro elegido se basa en la medida del eje de entrada de la toma de fuerza. La teoría de distorsión par materiales dúctiles menciona que el elemento puede soportar una tensión máxima de 127.13 Mpa con un factor de seguridad de 3.70.

Tabla 17.
Resultados para el eje.

Parámetros		Eje	Unidades
Diámetro mínimo	d_{min}	19.85	mm
Diámetro elegido	d_c	22	mm
Torsión calculada	τ_c	73.4	Mpa
Tensión de von Mises	σ'	127.13	Mpa
Factor de seguridad	Fs	3.70	

Resultados del dimensionamiento de sección transversal no circular.

Los parámetros iniciales que se encuentran en la Tabla 18 hacen referencia a la Figura 30, donde mediante el método de dimensionamiento de sección transversal no circular se realizó un análisis de la deformación de los dientes ranurados que se presenta en la Tabla 19, obteniendo un factor de seguridad de 2.21.

Tabla 18.
Parámetros iniciales de diseño.

Parámetros		Magnitud	Unidades
Altura desde centro hasta la cara plana	h	5.5	MPa
Radio del eje	r	11	mm
Valor para hallar C4	C_4	0.47	
Valor para calcular la tensión máx.	Q	634.14	mm

Tabla 19.
Control de la deformación de los dientes ranurados

Parámetros		Eje	Unidades
Torsión calculada	τ_c	121.00	MPa
Tensión de von Mises	σ'	209.58	MPa
Factor de seguridad	Fs	2.24	

Resultados del perfil de eje ranurado de flancos rectos.

En la Tabla 16 se puede observar los parámetros iniciales y en base a las normativas para cargas medias DIN 5472 se obtuvo las siguientes dimensiones de la presente Tabla 20, donde se puede observar las medidas. En la Figura 54 se aprecia la forma y dimensiones del perfil.

Tabla 20.
Geometría del eje y cubo nervado bajo la norma DIN 5472

Parámetros		Eje	Cubo	Unidades
No. De dientes	n	6	6	
Diámetro interior	d	24 j6	24 H7	mm
Diámetro exterior	D	28 a11	28 H13	mm
Ancho del diente	b	8 h9	8 D9	mm
Chaflan (radio)	s	0.4	0.4	mm
Longitud mínima funcional	Lmin	31.6	31.6	mm
Longitud de ranura elegida	L	38	38	mm
Diámetro min.	Di		44.8	mm
Diámetro máx.	Da		50.4	mm
Diámetro elegido	De		50	mm

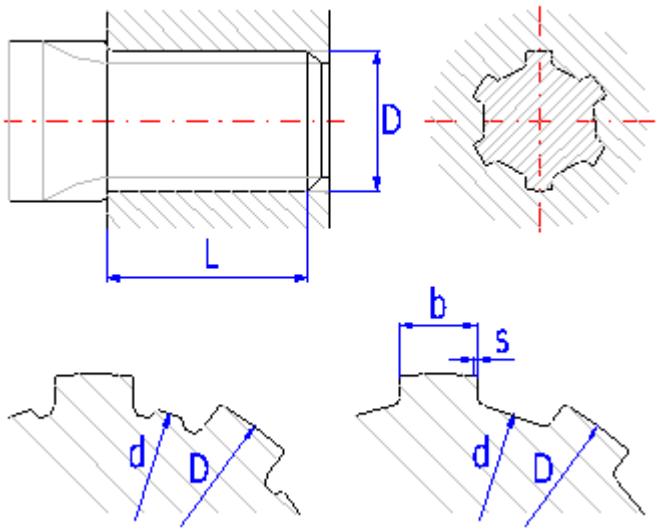


Figura 54. Dimensiones de eje y cubo bajo norma DIN 5472.

La Tabla 21 contiene los valores de compresión calculados en los dientes del engranaje y la torsión que se somete el eje de dientes ranurados. En este caso la teoría de von Mises aplicada a las dos tensiones que se somete el eje con un valor antes de su deformación de 111.79 Mpa y un factor de seguridad de 2.41

Tabla 21.
Control de la deformación de los dientes ranurados

Parámetros		Eje	Unidades
Torsión calculada	τ_c	56.54	Mpa
Compresión calculada	σ_a	53.93	MPa
Tensión de von Mises	σ'	111.79	Mpa
Factor de seguridad	Fs	4.20	mm

Resultados del perfil de eje ranurado de flancos envolventes.

En la Tabla 16 se puede observar la geometría del perfil de involuta con 18 dientes. En este análisis se calculó la geometría de la salida de la toma fuerza, debido a que las medidas fueron encontradas mediante medición directa de la pieza. Además, en la Figura 55 se muestran las cotas para su dimensionamiento.

Tabla 22.
Geometría de flancos envolventes bajo la norma DIN 5480

Parámetros				Unidades
Modulo/No. De dientes	m/n	1	18	
Paso/Diámetro base	D/Db	18	15.59	mm
Diámetro externo de ranura	Do/Dre	19,8	17.8	mm
Diámetro interno de ranura	Di/Dri	18	20	mm
Grosor de diente/Ranura de diente	tv/sv	2,09	2.09	mm
Paso/Forma	p/Cf	3,14	0.1	mm
Diámetro referencia	Dd	20		mm
Longitud mínima funcional	Lmin	19,3		mm
Longitud de ranura elegida	L	20		mm

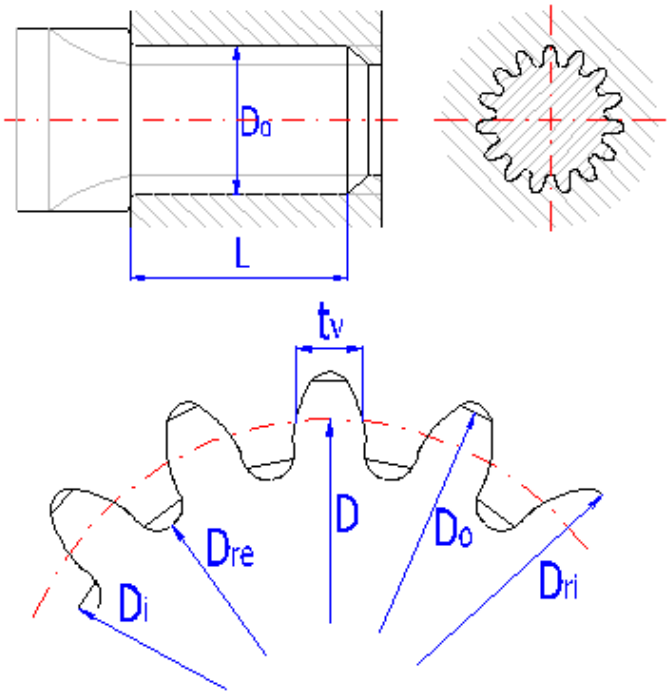


Figura 55. Dimensiones de eje y cubo bajo norma DIN 5480

La torsión que se somete al eje tiene un valor de 134.01 MPa y la compresión en los 18 dientes es de 234.03 MPa. El factor de seguridad para este eje ranurado envolvente es de 2.01.

Tabla 23.
Control de la deformación de los dientes envolventes

Parámetros		Eje	Unidades
Torsión calculada	τ_c	134.01	Mpa
Compresión calculada	σ_a	29.83	MPa
Tension de von Mises	σ'	234.03	Mpa
Factor de seguridad	Fs	2.01	mm

Resultados del rodamiento.

En la Tabla 24 se puede observar los parámetros iniciales de selección y los resultados de la selección en la Tabla 25.

Tabla 24.
Parámetros iniciales de diseño.

Parámetro	Magnitud	Unidad
Momento de torsión	56.60	lbf*ft
Radio del eje	11.00	mm
Factor de rotación V	1.00	
Factor por velocidad f_N	2.15	
Factor por duración f_L	0.32	
Velocidad del eje	965.00	rpm

Tabla 25.
Resultados para el rodamiento.

Parámetro	Magnitud	Unidad
Carga radial	1568.33	lbf
Carga equivalente	1568.33	lbf
Duración de diseño Ld	$289.5*10^6$	rev
Capacidad de carga dinámica	10537.21	lbf

Resultados del análisis mediante elementos finitos.

Para iniciar con el análisis mediante elementos finitos del prototipo, se realiza una comparación con tres tipos de materiales incluyendo al material del diseño correspondiente al Acero AISI 4340 con tratamiento térmico recocido en el elemento crítico de diseño correspondiente al eje con el cubo enraizado, considerado de esta manera, debido a que este elemento se acopla al transfer del vehículo donde se puede transmitir la potencia mecánica total en base a los requerimientos de la aplicación.

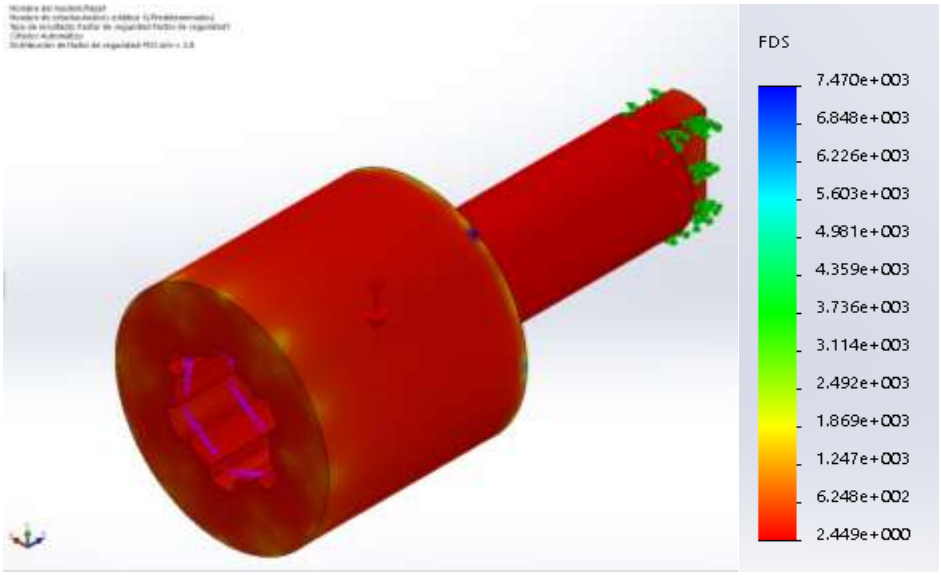


Figura 56. *Resultado del índice de distribución de factor de seguridad mínimo para el ACERO AISI 4340.*

Tabla 26.
Resultados del Índice de Factor de Seguridad para el ACERO AISI 4340.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad	Automático	2.449e+000	7.470e+003

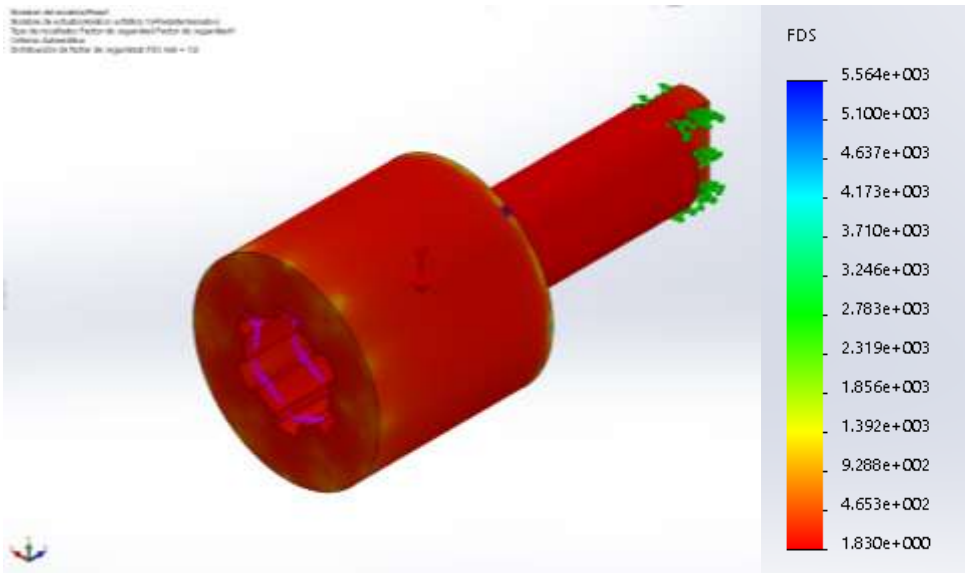


Figura 57. *Resultado del índice de distribución de factor de seguridad mínimo para el ACERO AISI 1020.*

Tabla 27.
Resultados del Índice de Factor de Seguridad para el ACERO AISI 1020.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad	Automático	1.830e+000	5.564e+003

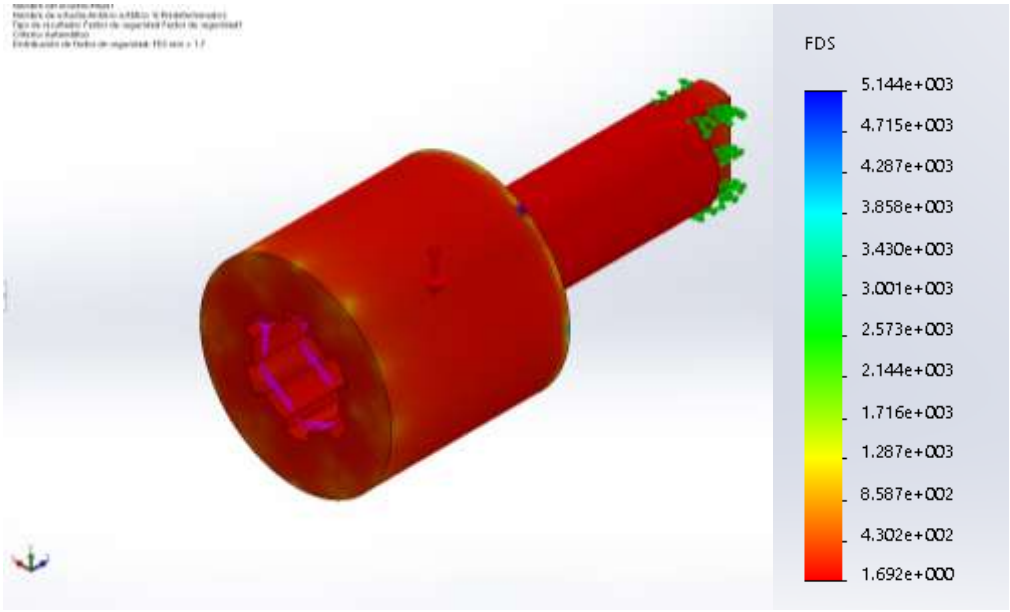


Figura 58. *Resultado del índice de distribución de factor de seguridad mínimo para el ACERO AISI 1015.*

Tabla 28.
Resultados del Índice de Factor de Seguridad para el ACERO AISI 1015.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad	Automático	1.692e+000	5.144e+003

El material para utilizar en el estudio que cumple con el nivel de endurecimiento requerido en aceros para la fabricación de este tipo de prototipos y disponibilidad comercial en el mercado local es el acero AISI 4340 con tratamiento térmico recocido.

Para iniciar con el análisis estático mediante elementos finitos utilizando el software para modelamiento mecánico SolidWorks, se establecieron los siguientes parámetros referente al mallado del estudio.

Tabla 29.
Parámetros de mallado del estudio.

Tipo de malla	Malla sólida
Mallado utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño máximo de elemento	14.1691 mm
Tamaño mínimo del elemento	2.83381 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Una vez definido los parámetros requeridos se ejecuta el análisis y se obtienen los resultados correspondientes a la tensión de von Mises (ver Figura 59) y el factor de seguridad mínimo evaluado en base a la teoría de distorsión de la energía (ver Figura 60) en el acople del cubo ranurado.

Tabla 30.
Resultados de Tensión de von Mises en el acople del cubo ranurado.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	9.346e+001N/m^2 Nodo: 6093	1.921e+008N/m^2 Nodo: 17330

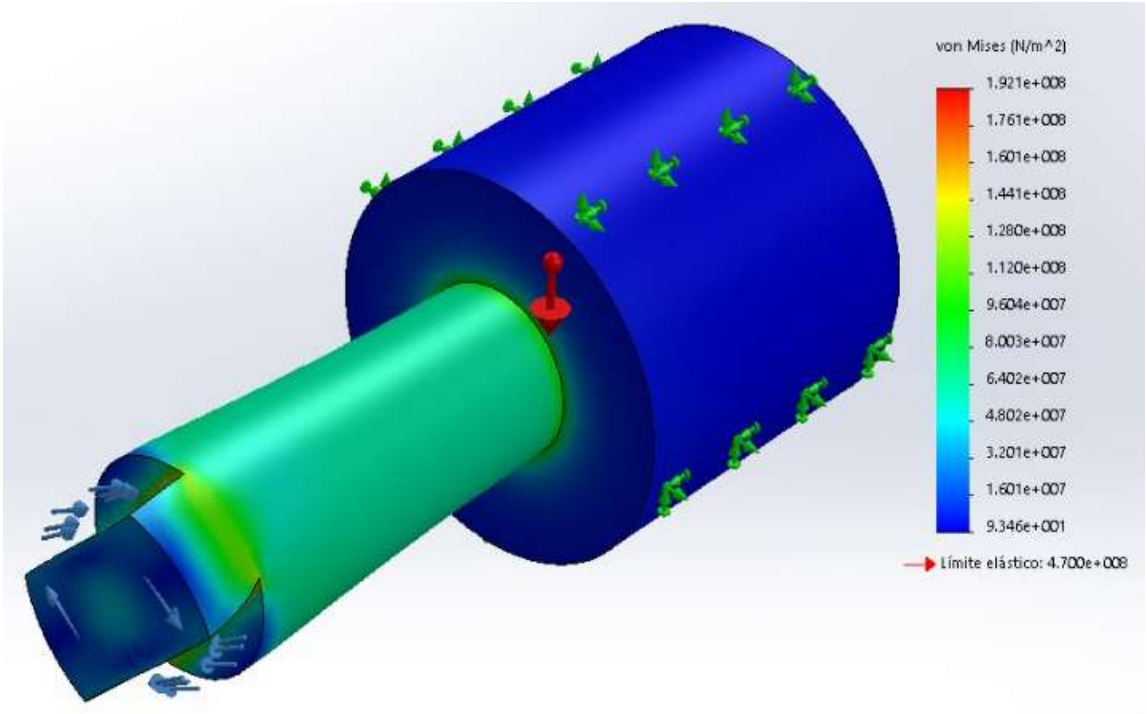


Figura 59. *Resultados del estudio correspondiente a la Tensión de von Mises en el acople del cubo ranurado.*

Tabla 31.
Resultados del Índice de Factor de Seguridad en el acople del cubo ranurado.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad	Automático	2.447e+000 Nodo: 17330	5.029e+006 Nodo: 6093

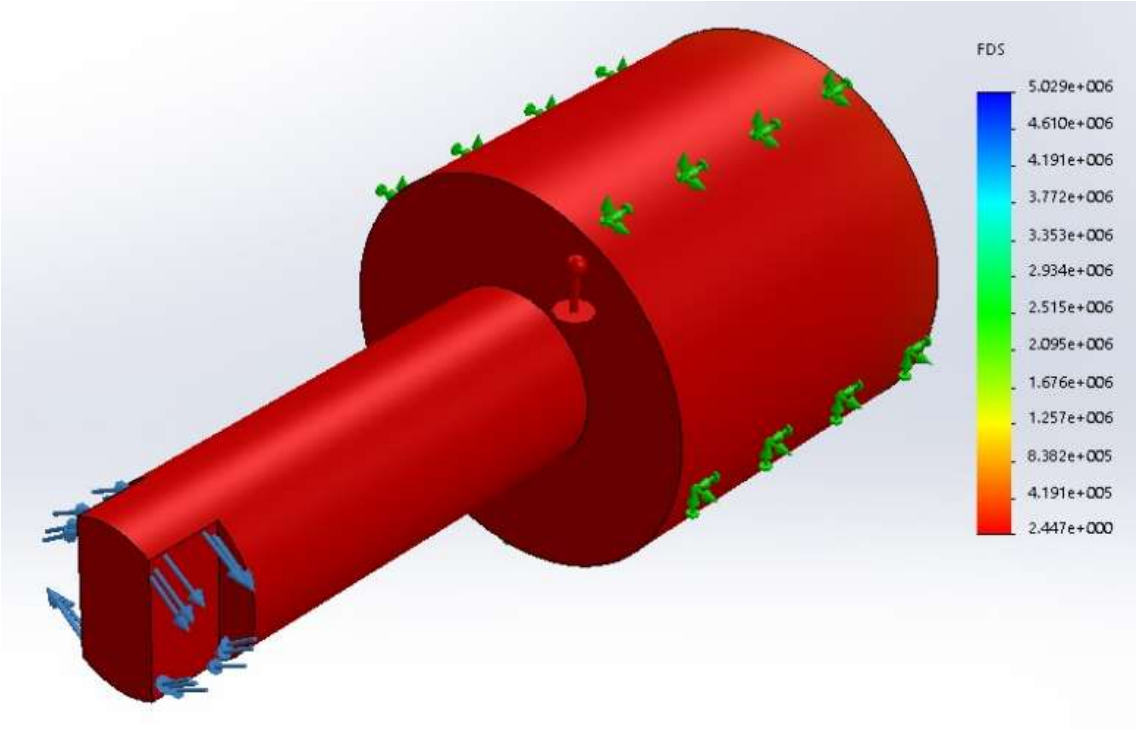


Figura 60. *Resultados del estudio correspondiente a el Índice del Factor de Seguridad en el acople del cubo ranurado.*

El siguiente elemento de estudio es el eje tomando como referencia los parámetros de la Tabla 29, se ejecuta el análisis obteniendo los resultados correspondientes a la tensión de von Mises (ver Figura 61) y el factor de seguridad mínimo (ver Figura 62) evaluado en base a la teoría de distorsión de la energía en el elemento.

Tabla 32.
Resultados de Tensión de von Mises en el eje.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	5.425e+001N/m^2 Nodo: 29	1.214e+008N/m^2 Nodo: 2573

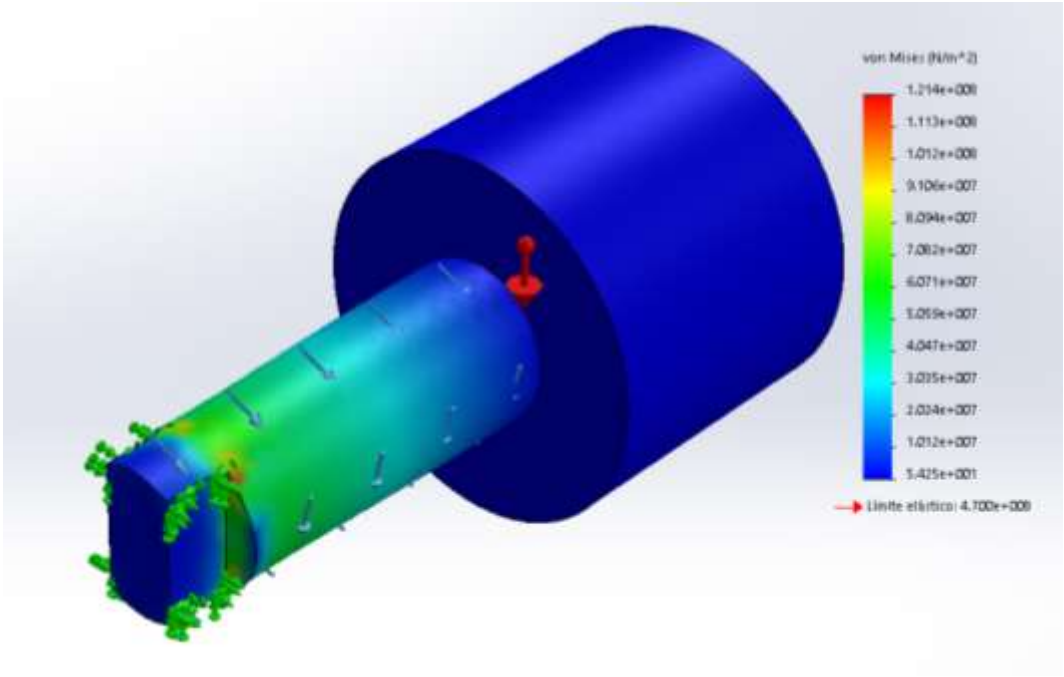


Figura 61. *Resultados del estudio correspondiente a la Tensión de von Mises en el eje.*

Tabla 33.
Resultados del Índice de Factor de Seguridad en el eje.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	3.871e+000 Nodo: 2573	8.664e+006 Nodo: 29

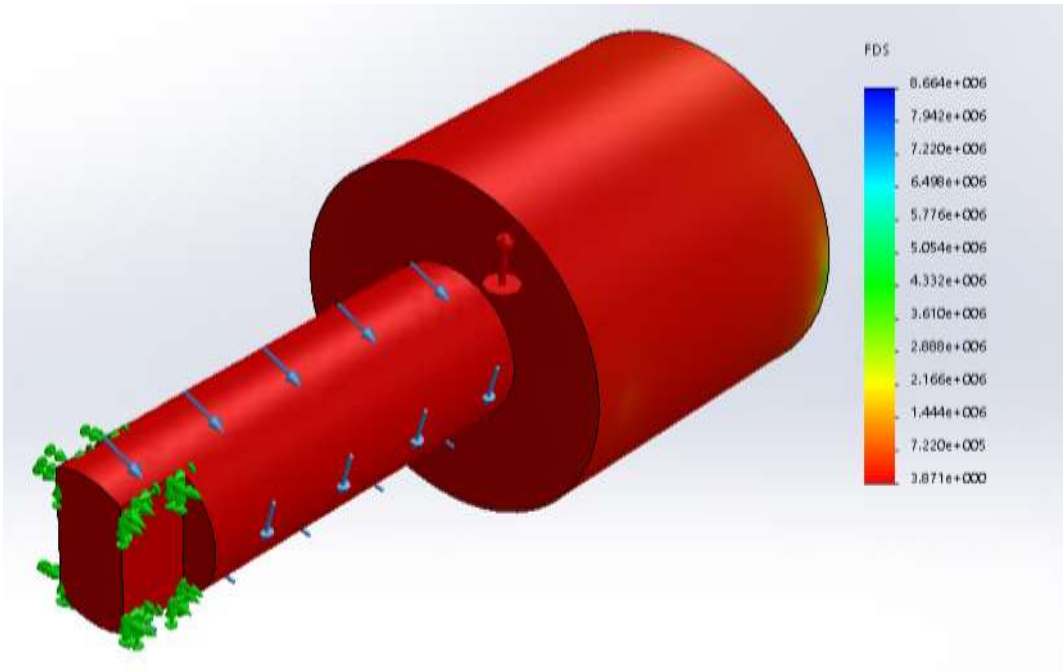


Figura 62. *Resultados del estudio correspondiente a el Índice del Factor de Seguridad en el eje.*

El siguiente elemento de estudio es el eje nervado como referencia los parámetros de la Tabla 29, se ejecuta el análisis obteniendo los resultados correspondientes a la tensión de von Mises (ver Figura 63) y el factor de seguridad mínimo (ver Figura 64) evaluado en base a la teoría de distorsión de la energía en el elemento.

Tabla 34.
Resultados de Tensión de von Mises en el eje ranurado.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	2.898e-004N/m^2 Nodo: 97641	1.048e+008N/m^2 Nodo: 32021

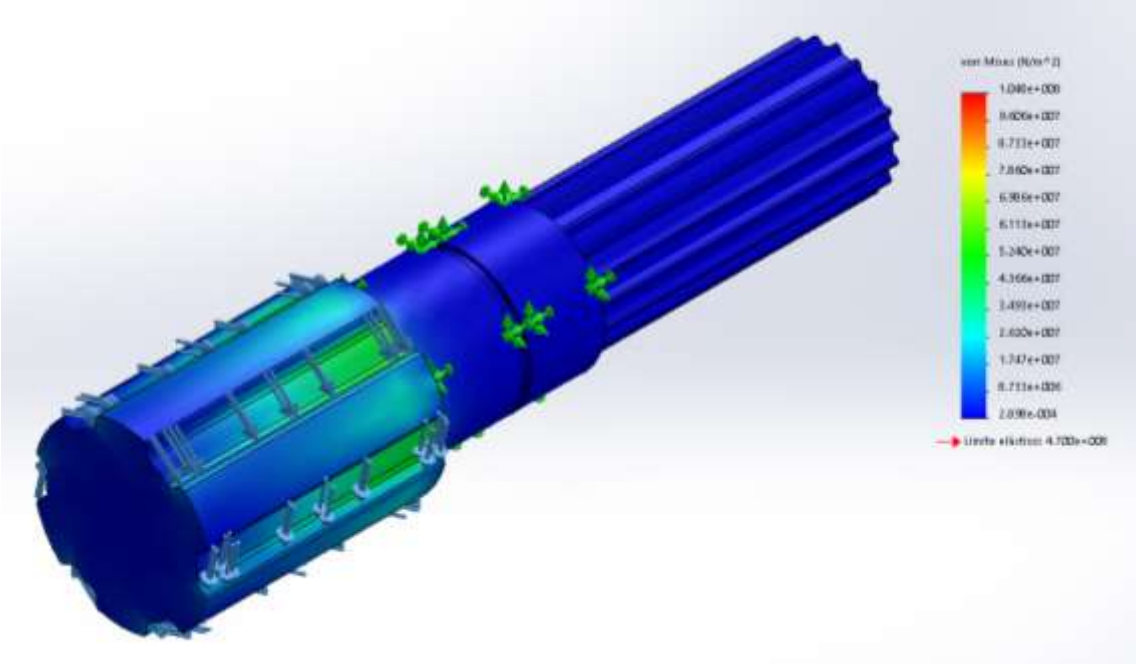


Figura 63. *Resultados del estudio correspondiente a la Tensión de von Mises en el eje ranurado.*

Tabla 35.
Resultados del Índice de Factor de Seguridad en el eje nervado.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	4.485e+000 Nodo: 32021	1.622e+012 Nodo: 97641

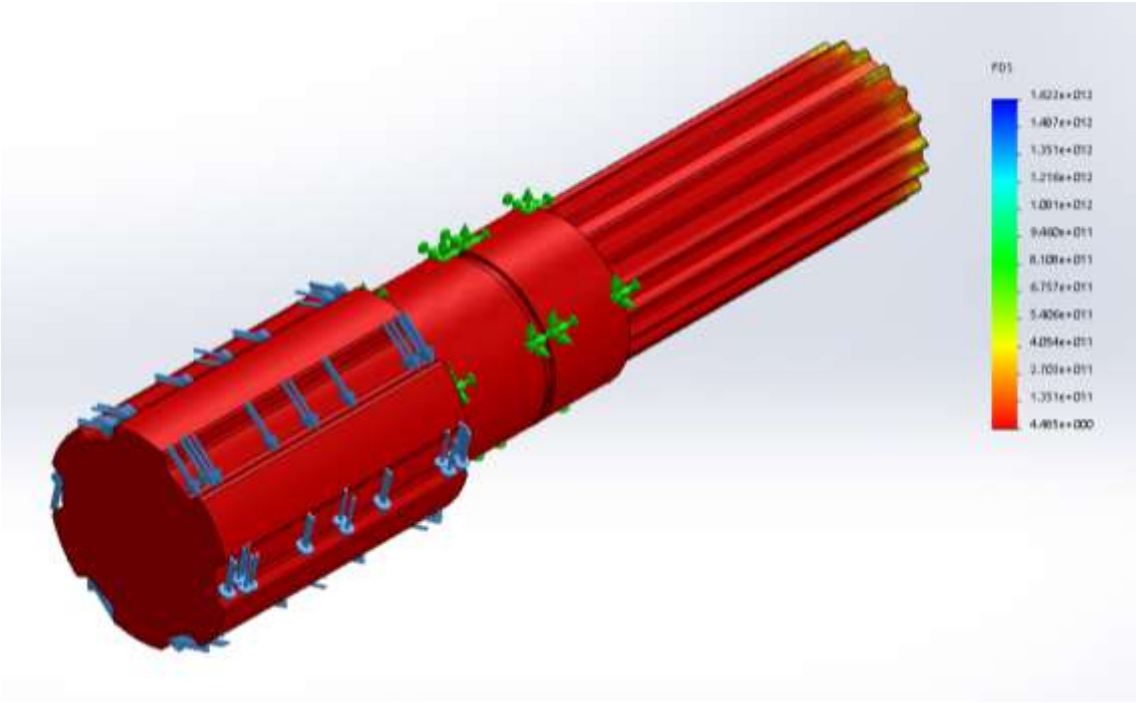


Figura 64. *Resultados del estudio correspondiente a el Índice del Factor de Seguridad en el eje ranurado.*

El siguiente elemento de estudio es el eje nervado de revoluta como referencia los parámetros de la Tabla 29, se ejecuta el análisis obteniendo los resultados correspondientes a la tensión de von Mises (ver Figura 65) y el factor de seguridad mínimo (ver Figura 66) evaluado en base a la teoría de distorsión de la energía en el elemento.

Tabla 36.
Resultados de Tensión de von Mises en el eje ranurado de involuta.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	1.586e+001N/m^2 Nodo: 6499	2.253e+008N/m^2 Nodo: 38898

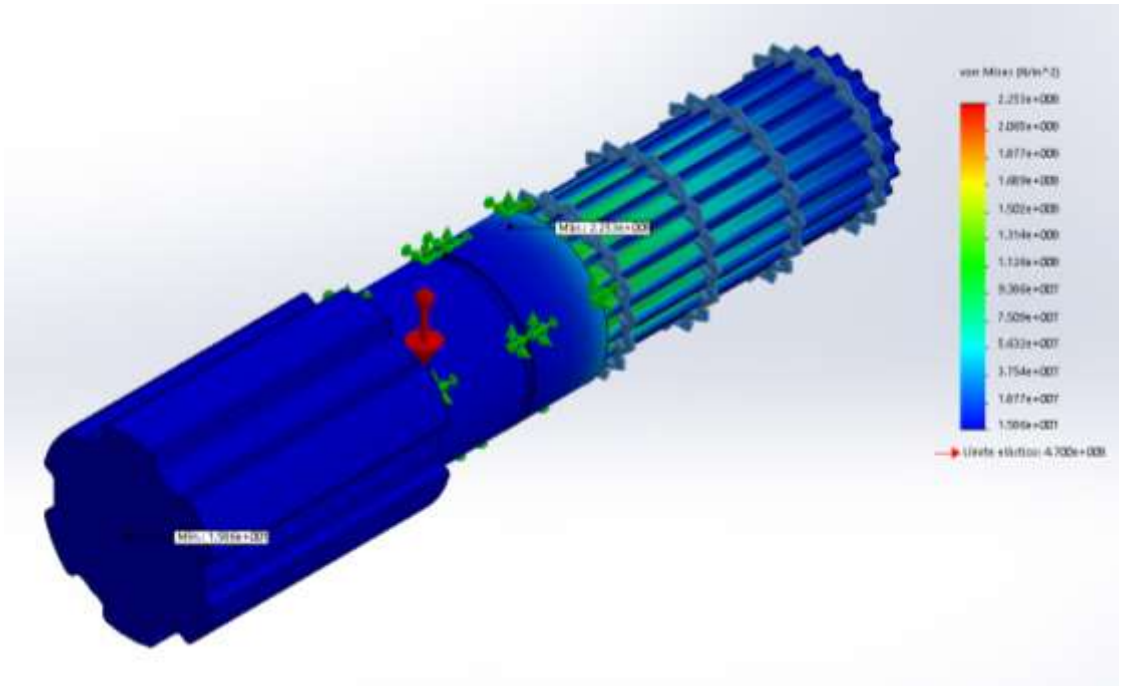


Figura 65. *Resultados del estudio correspondiente a la Tensión de von Mises en el eje ranurado de involuta.*

Tabla 37.
Resultados del Índice de Factor de Seguridad en el eje nervado de involuta.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	2.086e+000 Nodo: 38898	2.963e+007 Nodo: 6499

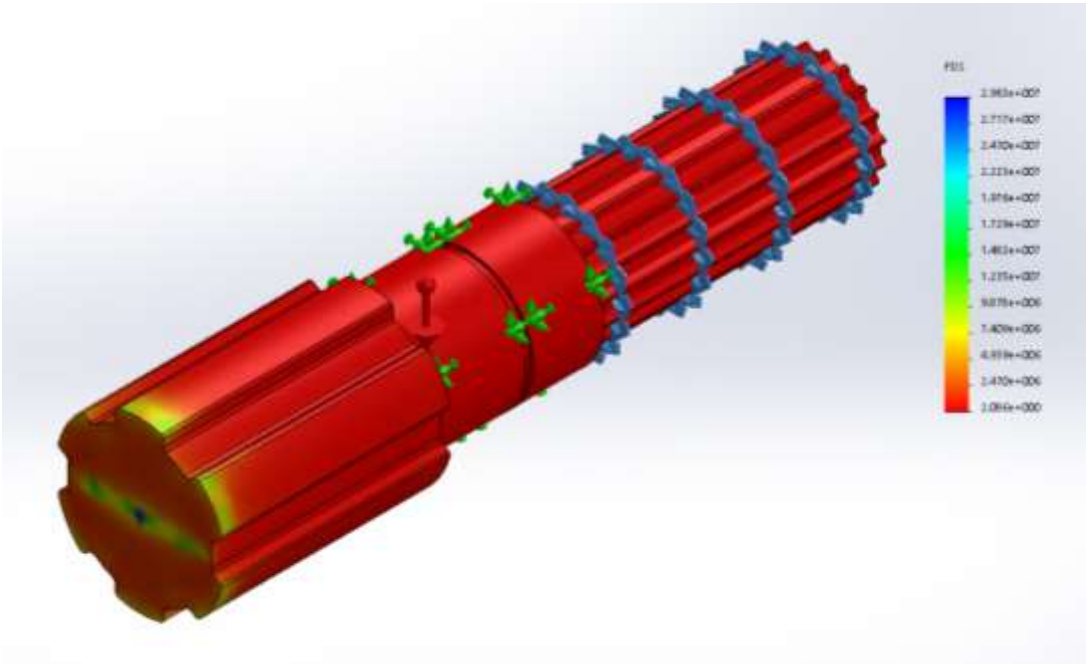


Figura 66. *Resultados del estudio correspondiente a el Índice del Factor de Seguridad en el eje ranurado.*

Resultados de parámetros de la aplicación.

Los parámetros que se utilizaron para los diferentes cálculos son críticos, debido a que el vehículo puede estar en las condiciones de terreno extremo para lo cual se asignaron una superficie a ser atravesada como pantano y para la pendiente a ser atravesada un ángulo de 45 grados con un peso bruto del vehículo de 1320. El resultado de la fuerza de tiro es 1623,6 Kg y permitió la selección de la fuerza de tiro para cálculos cuyo valor es 1810 Kg.

Para el dimensionamiento del eje se establece velocidad angular de 1000±50 rpm. La velocidad lineal para 950 rpm es 6,82 metros por minuto y para 1000 rpm es 7,18 metros por minuto. Estableciendo una comparación con un cabrestante comercial de alto desempeño cuya velocidad se encuentra dentro del rango (refiérase al Anexo 8).

La potencia útil mínima necesaria para remolcar la carga fijada es de 3 hp cuyo valor no excede la potencia entregada por el motor y manejada por el sistema toma fuerza.

Análisis de costos del prototipo.

En el análisis de costo se realizará una comparación con dos empresas dedicadas a la fabricación de TDF y se estimará los costos del producto terminado en base a los parámetros determinados en la presente investigación.

Tabla 38.
Eje ranurado

Designación	Unidades	Cantidad	Precio Parcial	Precio Total
Acero SAE 4340	gr	41,38	0,30	12,41
Torneado	h	0,15	25,00	3,75
Mecanizado de dientes	dientes	6,00	2,00	12,00
Rectificado	h	0,15	25,00	3,75
Tratamiento térmico	kg	0,04	30,00	1,23
Mecanizado de dientes	dientes	18,00	2,00	36,00
			TOTAL	69,14

Tabla 39.
Acople ranurado

Designación	**Unidades**	**Cantidad**	**Precio Parcial**	**Precio Total**
Acero SAE 4340	gr	91,04	0,30	27,31
Torneado	h	0,30	25,00	7,50
Mecanizado de dientes	dientes	6,00	2,00	12,00
Rectificado	h	0,15	25,00	3,75
Tratamiento térmico	kg	0,09	30,00	2,73
Fresado	h	0,30	25,00	7,50
			TOTAL	60,79

Tabla 40.
Carcaza del eje

Designación	Unidades	Cantidad	Precio Parcial	Precio Total
Acero SKF 280	gr	91,04	0,35	31,86
Torneado	h	1,13	25,00	28,25
Mecanizado de dientes	dientes	6,00	2,00	12,00
Rectificado	h	0,15	25,00	3,75
Fresado	h	0,20	25,00	5,00
			TOTAL	80,86

Tabla 41.
Carcaza de acople

Designación	**Unidades**	**Cantidad**	**Precio Parcial**	**Precio Total**
Acero SKF 280	gr	129,30	0,35	45,26
Torneado	h	1,44	25,00	36,00
Rectificado	h	0,15	25,00	3,75
Fresado	h	0,20	25,00	5,00
			TOTAL	90,01

Tabla 42.
Componentes mecánicos

Designación	**Cantidad**	**Precio Parcial**	**Precio Total**
Reten Payen 22X58X5	2,00	4,00	8,00
Rodamiento SKF 22X56X16	2,00	22,00	44,00
		TOTAL	52,00

Tabla 43.
Elementos del prototipo.

Elementos	Precio
Eje ranurado	69,14
Acople ranurado	60,79
Carcaza de eje	80,86
Carcaza de acople	90,01
Componentes mecánicos	52,00
TOTAL	352,81

La Tabla 38, Tabla 39, Tabla 40, Tabla 41, Tabla 42 corresponden a los costos por partes del toma fuerza que se resumen en la Tabla 43.

Kamo oko vidi off road industries es una tienda de accesorios 4x4 extremo ubicada en Croacia su tienda en línea está en la página http://custom4x4parts.com/, donde el TDF para Suzuki tiene un precio de $1700 dólares de los estados unidos de américa.

Figura 67. *Tornado TDF Winch (Bolt On) Kit*

Sector 4 Offroad Innovations con ubicación en Estados Unidos ofrecen piezas de 4x4 difíciles de encontrar y totalmente funcionales como son la toma fuerza para Suzuki Samurái, cuyo kit tiene un valor de $1450 dólares de los estados unidos de américa. La página web de esta casa comercial es http://www.s4offroad.com/Suzuki-Parts.html.

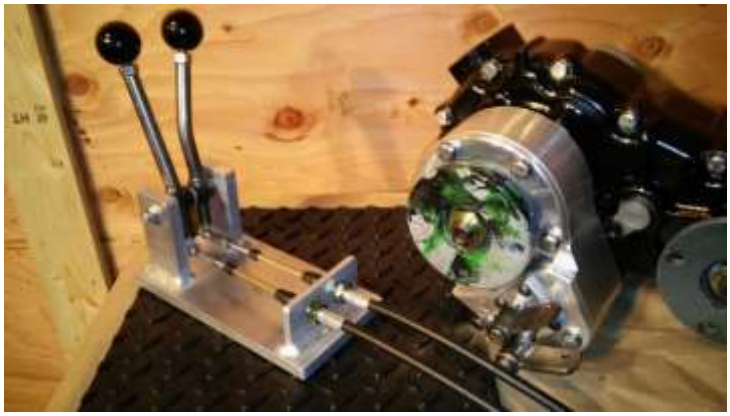


Figura 68. *Toma fuerza y cable Twin Stick (V2R)*

Los modelos comerciales tienen un valor que oscila entre $1450 a $1700, evidenciando que costo del prototipo fabricado tiene un valor menor y se podría integrar en el mercado nacional que abarque este tipo de accesorios.

A continuación, se puede apreciar los materiales, procesos utilizados en la fabricación, y elementos terminados del sistema de toma fuerza implementado en el vehículo utilitario.

Figura 69. *Materiales utilizados para la fabricación del prototipo.*

Figura 70. *Procesos de manufactura utilizados en la fabricación del prototipo.*

Figura 71. *Prototipo del sistema de implementado de toma fuerza.*

Discusión de Resultados.

Ramachandran (2016) realiza una comparación de los aceros EN8, SAE 4340, EN24, SAE 4140, SAE 6150 donde se analiza las propiedades mecánicas de los materiales en base a un estudio de fallo y de esta manera validar la selección del material del diseño mecánico. Para seleccionar el material en la presente investigación se tomó como referencia a los materiales que cumplen con las propiedades mecánicas requeridas por el diseño del prototipo de toma de fuerza, siendo estos el acero AISI 4340, AISI 1020, AISI 1015 donde se pudo verificar que el material con el mayor índice de factor de seguridad mínimo obtenido con el software de modelamiento mecánico SolidWorks bajo los parámetros de estudio es el acero AISI 4340, basado en estudio de fallo utilizando el teorema de la distorsión de energía, comprobando de esta manera el material seleccionado para el diseño mecánico del prototipo.

Para la presente investigación se ha tomado como referencia a Ramachandran (2016) donde realiza un analis del rediseño del eje de martillo forjado, cuyo estudio radica en las causas y el analisis de fallo debido a la fatiga en el eje, realizando un calculo analitico y verificación con un programa de simulación de ingeniería y modelamiento mecánico denominado ANSYS, del cual se establecio que el material que satisface las condiciones para la fabricación del eje es el acero SAE 6150, debido a que los estudios realizados satisfacen los requerimientos iniciales del diseño. La metodologia de diseño aplicada a la investigación antes mencionada, esta relacionada con el diseño del sistema de toma fuerza donde se realiza el calculo analitico de todos los elementos que componen el sistema, utilizando un material que satisface las condiciones de diseño correspondiente al Acero AISI 4340, debido a sus propiedades mecanicas y factibilidad para el desarrollo de los componentes que conforman el propotipo de la presente investigación, validado el diseño mecánico mediante un analisis por elementos finitos utilizando el software para modelamiento mecánico SolidWorks tomando en cuenta las condiciones de funcionamiento en base a la aplicación del prototipo. Los

parametros de referencia para la validación utilizados en el diseño del sistema fueron la tensión de vonMises y el factor de seguridad minimo basado en la teoria de la energía de distorsión.

Thomas (2011) realiza una comparación sobre el desempeño del sistema toma de fuerza en modo hidráulico y mecánico en base al consumo de combustible y la potencia de salida. El mencionado análisis de eficiencia se realiza con un sistema de adquisición de datos procesados en computadora utilizando un dinamómetro, donde se demuestra que el sistema toma de fuerza en el modo hidráulico alcanza un 75% de la potencia alcanzada por el equivalente mecánico, implicando un requerimiento de mayor potencia en el motor para el sistema accionado en el modo hidráulico. El resultado de la investigación mencionada se usa como referencia para definir el modo de operación del sistema toma fuerza en el presente proyecto, debido a que se utiliza un acoplamiento mecánico directo del cabrestante al sistema de toma fuerza, y de esta manera se puede establecer que el modo de operación mecánico del prototipo presentaría una mayor eficiencia en cuanto a potencia requerida por un modo de operación hidráulico.

Barsoum (2012) realiza un estudio donde presenta un marco modelado para obtener resistencia del eje ranurado endurecido por inducción, considerando los aspectos geométricos y materiales donde calcula la fuerza de torsión, y es validado mediante un análisis por elemento finitos para seis diferentes geometrías de las ranuras de los ejes. La comprobación del diseño en la investigación mencionada, valida la utilización de un análisis por elementos finitos para comprobar el diseño del prototipo utilizando cálculos

matemáticos, tomando como referencia las normativas para selección de este tipo de elementos en específico. Además, en la investigación mencionada, define que el número de dientes ranurados afecta el nivel de torque estático que produce el eje, y el ángulo de presión

tiene una menor influencia sobre la resistencia del elemento a la torsión, demostrando que en la presente investigación se seleccionó el perfil en base a la normativa DIN 5472 para ejes ranurados y DIN 5480 para ejes envolventes, y no fue determinante el ángulo de presión en la etapa de selección de los perfiles.

Jaramillo (2016) realiza el análisis de fatiga mediante el método de los elementos finitos, donde hace referencia a la influencia de los parámetros de mallado en el análisis, entregando como resultado que la malla fina obtiene una mayor aproximación a los datos calculados analíticamente, sin embargo requiere un mayor tiempo de procesamiento y esfuerzo de cálculo, parámetro que valida la utilización de mallado fino para el análisis por elementos finitos del sistema toma de fuerza de la presente investigación obteniendo resultados con mayor precisión.

Conclusiones.

- La fundamentación y conceptualización del diseño del prototipo del sistema toma de fuerza, utilizando los medios electrónicos recopilados, permitió definir los parámetros iniciales de diseño, los materiales posibles a utilizar, modos de operación del sistema y aplicaciones utilizadas generalmente en este tipo de sistemas, entregando un marco de referencia para el desarrollo e implementación del sistema.
- El desarrollo del ensayo torque y potencia bajo la normativa SAE J1349 realizado en el vehículo utilitario, permitieron obtener los datos iniciales reales para proceder con el diseño del sistema toma de fuerza y de esta manera validar los datos que se encuentran en las hojas de datos técnicas del vehículo utilitario. Además, que al utilizar un ensayo basado en normativa, entrega una alta confiabilidad de los datos iniciales utilizados para el estudio, definiendo de esta manera una condición para establecer un factor de seguridad adecuado en la etapa de diseño.
- La definición de las etapas de desarrollo del prototipo del sistema de toma fuerza mediante el diseño conceptual, permitieron definir los parámetros iniciales tomando en consideración la aplicación del prototipo a utilizar y métodos requeridos para desarrollo de la etapa de diseño de todos los elementos, siguiendo con la etapa de validación de diseño utilizando herramientas computaciones de análisis, la etapa de fabricación que permitieron estimar un costo del prototipo con su respectivo análisis y finalmente en la implementación. Todas las etapas desarrolladas en la presente investigación conforman el diseño conceptual que permite entregar un prototipo funcional en base a la etapa de diseño y validación.
- La selección del perfil de eje y cubo nervado elementos que constituyen principalmente el prototipo del sistema de toma fuerza, mediante las normativas DIN 5472 para ejes ranurado, y la norma DIN 5480 para eje de ranuras envolventes del

sistema a implementar en el vehículo utilitario, permitieron el desarrollo de la presente investigación para su posterior validación.

- La validación del cálculo analítico y el proceso de selección para los elementos constitutivos del sistema de toma de fuerza mediante el análisis por elementos finitos utilizando una herramienta computacional para modelamiento mecánico, basado en las condiciones de funcionamiento de la aplicación a utilizar, permitieron establecer que todos los elementos fueron correctamente definidos en la etapa de diseño del prototipo, en base al índice de factor de seguridad mínimo utilizado como parámetro de validación.
- La fabricación del prototipo del sistema toma fuerza para una aplicación específica mediante procesos de manufactura convencionales, permitieron determinar los costos de fabricación, tomando en cuenta los materiales y procedimientos de fabricación mecánico a utilizar, buscando la optimización de los recursos en el desarrollo del prototipo para realizar un análisis de costos del prototipo utilizando una comparativa con los sistemas comercializados en el mercado internacional, entregando como resultado que el sistema desarrollado tiene un costo relativamente bajo, y presenta la factibilidad del ingreso al mercado comercial de este tipo de sistemas y futuras investigaciones.

Recomendaciones.

- En base al análisis realizado al sistema de toma fuerza fabricado, se pudo determinar ciertas mejoras en la fase de pruebas del prototipo de toma fuerza, como es el método de accionamiento, protecciones que el sistema deba contemplar y posibles mejoras referentes a la selección del material de construcción.

- Se recomienda realizar una comparación de varias aplicaciones utilizando el sistema de toma fuerza, y de esta manera validar la funcionalidad del diseño conceptual del prototipo del sistema de toma fuerza.

Bibliografía

Allen, J. (15 de Febrero de 2017). *jeepcollection*. Obtenido de http://www.jeepcollection.com/portfolio/1946-willys-cj-2a/

Arenas, E., & León, J. (2012). *Ejes y Árboles Manual de Diseño.* Colombia.

Barsoum, I. (Enero de 2012). *researchgate.* Obtenido de https://www.researchgate.net/publication/235944347_Strength_Optimization_of_Induction_Hardened_Splined_Shaft_-_Material_and_Geometric_Aspects

Bernal, J. (2005). *Diseño conceptual de productos asistido por ordenador.* Departament de Projectes d'Enginyeria.

Budynas, G., & Keith, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.* México,D.F.: McGraw-Hill Interamericana.

Carsopedia. (20 de Enero de 2016). *CARSOPEDIA*. Obtenido de https://carsopedia.com/es/catalog/mitsubishi/pajero/metal-top/2-5-td-1990-12738/

COME UP WINCH. (16 de 11 de 2017). Obtenido de http://www.comeupwinch.com/ab/download.php#.XItc7yhKiUk

Cray, A. (13 de Febrero de 2018). *offroaders.* Obtenido de http://www.offroaders.com/winch-tech/parts-of-a-winch/

Domínguez, E. J., & Ferrer, J. (2012). Embrague y convertidores de par. En E. J. Domínguez, & J. Ferrer, *Sistemas de trasmisión y frenado* (págs. 47-51). Editex.

Espinoza, J. (2011). REPOSITORIO UG. *LAS IMPORTACIONES DE ACERO EN EL ECUADOR:ANALISIS Y PERSPECTIVAS.* UNIVERSIDAD DE GUAYAQUIL, Guayaquil.

Hall, A. (1988). *Teoría y problemas de diseño de máquinas.* Mexico: McGraw-Hill.

ISO_500-1. (2014). *Agricultural tractors- Rear-mounted power take-off types 1,2,3 and 4.* Switzerland: International Standard.

Lechner, G., & Harald, N. (1999). *Automotive Transmissions:fundamentals,selection,design and aplication.* Berlin : Springer.

Melvin, C. (2017). Métodos de Investigación Académica. *Fundamentos de Investigación Bibliográfica.* Universidad de DCosta Rica, Costa Rica.

Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas.* Mexico: PRENTICE HALL INC.

Niemann. (1973). *ELEMENTOS DE MÁQUINAS.* Barcelona: Labor S.A.

Pascal. (8 de Febrero de 2016). *jeepwillysworld*. Obtenido de http://jeepwillysworld.com/blog/2016/02/08/1967-ramsey-winches-for-jeep/

Ramachandran, D. (2016). FAILURE ANALYSIS AND REDESIGN OF FORGING HAMMER SHAFT. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, (pág. 32). Germany.

retro_rides. (29 de Enero de 2014). *retro_rides*. Obtenido de http://forum.retro-rides.org/thread/162139/1989-pajero-factory-winch-goodness

silodrome. (s.f.). Obtenido de https://silodrome.com/wp-content/uploads/2018/10/Jeep-CJ2A.jpg

Staff. (23 de Enero de 2018). *truckinginfo*. Obtenido de https://www.truckinginfo.com/278402/mack-introduces-split-shaft-functionality-for-mdrive-hd-transmission

Thomas, R. (2001). *Development of a computer-controlled.* Pennsylvania, Estados Unidos.

Anexos

Anexo 1: Catalogo de aceros

ACEROS

Aceros bonificados para maquinaria

▸ Cód. IBCA: 705 ≡ 34 CrNiMo6 ≡ AISI 4340 ≡ AISI 4337

Información general

705 es un acero al molibdeno más cromo y níquel. El molibdeno tiene una solubilidad limitada y es un buen formador de carburos. Ejerce un fuerte efecto sobre la templabilidad y de manera semejante al cromo, aumenta la dureza y resistencia a alta temperatura de los aceros. Menos susceptibles al fragilizado debido al revenido, que los demás aceros aleados para maquinaria.

Al combinarse con níquel y cromo soporta altas exigencias de resistencia y tenacidad en secciones grandes. Su contenido de níquel le da más templabilidad, lo mismo que la resistencia en caliente.

705 combina alta resistencia mecánica (la mayor del mercado) con buena tenacidad. Este acero en forma standard es suministrado bonificado, por lo que no se requería luego un tratamiento térmico, sin embargo, si se desea mejores propiedades, puede ser templado al aceite. Suceptible de temple por inducción y también puede someterse a tratamiento de nitrurado.

Análisis típico %	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	V
34 CrNiMo6	0,30 - 0,38	≤ 0,30	0,50 - 0,80	0,025	0,025	1,30 - 1,70	1,30 - 1,70	0,15 - 0,30
AISI 4337	0,35 - 0,40	0,20 - 0,35	0,60 - 0,80	0,04	0,04	1,65 - 2,00	0,70 - 0,90	0,20 - 0,30
AISI 4340	0,38 - 0,43	0,15 - 0,35	0,60 - 0,80	0,03	0,04	1,65 - 2,00	0,70 - 0,90	0,20 - 0,30
Código de color	Dorado / Azul							
Equivalencias	**AISI / SAE** (4337 - 4340) **Din** (34CrNiMo6)			**W.Nr** (1.6582) **JIS** (SNCM1)		**AFNOR** (35NCD6)		

Aplicaciones

1.-Partes de gran resistencia para la industria automotriz, como:
- Ejes.
- Cardanes.
- Cigüeñales.
- Ejes de leva Tornillería de alta resistencia.

2.-Partes para la construcción de maquinaria de trabajo pesado como:
- Árbol para trituradoras.
- Ejes de transmisión de grandes dimensiones.
- Engranajes de temple por llama, inducción o nituración.
- Barras de torsión.
- Mandriles.
- Portaherramientas.

3.-Aplicaciones donde se requiere resistencia a la fatiga, como:
- En la construcción de equipo pesado para camiones, aviones, equipo militar, etc.

Propiedades mecánicas

En condición de suministro

Resistencia a la tracción	90 - 110 kg/mm²
Esfuerzo de cedencia	70 kg/mm²
Elongación, A5	min 12 %
Reducción de área, Z	min 45 %
Resistencia al impacto, KU	aprox. 20 J
Dureza	270 - 330 HB

Tratamiento térmico

Recocido blando

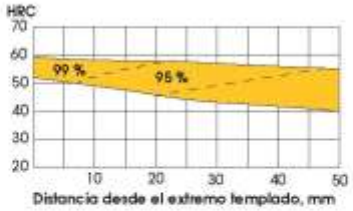
(650 - 700 °C): Mantener a la temperatura por 2 horas. Enfriar en el horno con una velocidad de 15 °C/h hasta los 600 °C y luego libremente al aire.

Alivio de tensiones

(450 - 650 °C): El acero templado tenaz deberá ser calentado hasta aproximadamente 50 °C por debajo de la temperatura usada para el revenido (como standard el 705 es suministrado revenido a 600 °C). Mantenerlo a esta temperatura durante 1/2 a 2 horas. Enfriar en el horno hasta los 450 °C y luego libremente al aire.

Temple

(830 - 850 °C). Con enfriamiento en aceite: El mantenimiento del tiempo en minutos cuando la superficie ha alcanzado la temperatura de temple es 0.7x espesor o diámetro en milímetros. Interrumpir el enfriamiento a los 125 °C y luego revenir inmediatamente.



▶ Cód. IBCA: 705 ≅ 34 CrNiMo6 ≅ AISI 4340 ≅ AISI 4337

Propiedades

Revenido

(500 - 700 °C): El tiempo de mantenimiento a la temperatura de revenido podría ser de 1 - 2 horas o una hora por pulgada de grueso. Partes de máquinas que requieran una resistencia alta, como por ej. engranajes, deberán ser revenidas a temperaturas más bajas, es decir de 200 a 250 °C, lo que dará dureza de aproximadamente 500 HB.

Tratamiento térmico

Nitruración

Se pueden lograr durezas de alrededor de 53 - 55 HRC. El proceso durá entre 48 y 72 horas, por lo cual la planeación del tratamiento debe hacerse con el tiempo necesario.

Medidas en stock

Redondo

Diámetro (mm)	Peso (kg/m)
20	2,5
22	3,0
25	3,9
28	4,9
30	5,7
32	6,5
35	7,7
38	9,1
40	10,1
45	12,8
50	15,8
55	19,1
60	22,7
65	26,6
70	30,9
75	35,4
80	40,3
85	45,5

Diámetro (mm)	Peso (kg/m)
90	51,0
105	69,5
110	76,2
115	83,3
120	90,7
125	98,4
130	106,5
135	114,8
140	123,5
150	141,8
160	161,3
170	182,1
180	204,1
200	252,0
230	333,3
250	393,8
300	567,0
350	771,8

* Medidas y pesos son teóricos IVAN BOHMAN C.A. facturará al peso del material una vez efectuado el corte

Anexo 2: Ensayo de torque y potencia resultados

CCICEV

Centro de Transferencia Tecnologica para la Capacitación e Investigación en Control de Emisiones Vehiculares

REGISTRO DE DATOS DE ENSAYO DE TORQUE Y POTENCIA

CODIGO: CCICEV-04-00-03-ETP	Revisión 1	**Nº**	CCICEV-04-00-03-2019-ETP - 005 - P1
	Página 1 / 1	**FECHA:**	31 de enero de 2019
TÉCNICOS RESPONSABLES	Fabián Iza		

OBJETIVO DE LA EVALUACIÓN		**TIPO DE EVALUACIÓN**			
Evaluación Inicial	X	Evaluación Regular		Prechequeo RTV*	
Reevaluación		Evaluación RTV*4_{ta} rev		Evaluación Tesis	X
No. Visita	1	Otros			

*RTV: Revisión Técnica Vehicular ** Los resultados expresados en el presente documento no pueden ser utilizados para aprobar ningún proceso de RTV

DATOS GENERALES DEL VEHÍCULO

Marca	SUZUKI	VIN Chasis / Placa:	SJ70301695 / HBV0918
Modelo:	SAMURAI	Kilometraje:	460896

MOTOR (Datos del fabricante)**

Posición de motor	DELANTERO	No. Motor	G13BA133693
No. de cilindros y disposición	4 EN LÍNEA	Versión	Sj413q
Maxima Potencia (kw/rpm)	47 Kw @ 6000 RPM	Máximo Torque (Nm/rpm)	100 N.m @ 3500 RPM
Sistema de enfriamiento	REFRIGERANTE	Neumáticos	215/75 R15
Tipo de aspiración	ATMOSFÉRICO		
Cilindrada [cm3]	1300	Transmisión (manual/automatica)	MANUAL
Combustible / Fuente de energía	GASOLINA	Categoría-Subcategoría-Clase	VEHÍCULO DEPORTIVO UTILITARIO
Tipo	M_1	Año modelo vehículo	1990
Tonelaje	0,75	País de origen	JAPON

**Opcional en RTV

Hora de inicio	12 h 00	**Hora final**	13 h 00	**Código equipo**	

RESULTADOS DEL DINAMÓMETRO DE CHASIS - TORQUE Y POTENCIA

Parámetros	**POTENCIA**			**TORQUE**		
	kw	**hp**	**rpm**	**Nm**	**lbf.ft**	**rpm**
PRUEBA 1	**34,7**	**46,6**	**4990**	**81,08**	**59,8**	**3280**
PRUEBA 2	**34,5**	**46,2**	**4420**	**83,93**	**61,9**	**3285**
PRUEBA 3	**35,5**	**47,6**	**5385**	**87,04**	**64,2**	**3330**
Norma de Corrección	**SAE J1349**					

OBSERVACIONES: _____

Técnico No 1 **Técnico No 2**

Firma Responsables: _____ _____ **Firma Responsable de Unidad:** _____

Nombres: Fabián Iza **Nombre :** Ing. Diego Lincango

Formato de registro primario para ensayo de torque y potencia / Los resultados aplican únicamente al ítem evaluado

Anexo 3: Propiedades de los aceros estructurales

Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión (ksi)	Resistencia a la tensión (MPa)	Resistencia de fluencia (ksi)	Resistencia de fluencia (MPa)	Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
4150	Recocido	106	731	55	379	20	197
4150	OQT 1300	127	880	116	800	20	262
4150	OQT 1000	197	1360	181	1250	11	401
4150	OQT 700	247	1700	229	1580	10	495
4150	OQT 400	300	2070	248	1710	10	578
4340	Recocido	108	745	68	469	22	217
4340	OQT 1300	140	965	120	827	23	280
4340	OQT 1000	171	1180	158	1090	16	363
4340	OQT 700	230	1590	206	1420	12	461
4340	OQT 400	283	1950	228	1570	11	555
5140	Recocido	83	572	42	290	29	167
5140	OQT 1300	104	717	83	572	27	207
5140	OQT 1000	145	1000	130	896	18	302
5140	OQT 700	220	1520	200	1380	11	429
5140	OQT 400	276	1900	226	1560	7	534
5150	Recocido	98	676	52	359	22	197
5150	OQT 1300	116	800	102	700	22	241
5150	OQT 1000	160	1100	149	1030	15	321
5150	OQT 700	240	1650	220	1520	10	461
5150	OQT 400	312	2150	250	1720	8	601
5160	Recocido	105	724	40	276	17	197
5160	OQT 1300	115	793	100	690	23	229
5160	OQT 1000	170	1170	151	1040	14	341
5160	OQT 700	263	1810	237	1630	9	514
5160	OQT 400	322	2220	260	1790	4	627
6150	Recocido	96	662	59	407	23	197
6150	OQT 1300	118	814	107	738	21	241
6150	OQT 1000	183	1260	173	1190	12	375
6150	OQT 700	247	1700	223	1540	10	495
6150	OQT 400	315	2170	270	1860	7	601
8650	Recocido	104	717	56	386	22	212
8650	OQT 1300	122	841	113	779	21	255
8650	OQT 1000	176	1210	155	1070	14	363
8650	OQT 700	240	1650	222	1530	12	495
8650	OQT 400	282	1940	250	1720	11	555
8740	Recocido	100	690	60	414	22	201
8740	OQT 1300	119	820	100	690	25	241
8740	OQT 1000	175	1210	167	1150	15	363
8740	OQT 700	228	1570	212	1460	12	461
8740	OQT 400	290	2000	240	1650	10	578
9255	Recocido	113	780	71	490	22	229
9255	Q&T 1300	130	896	102	703	21	262
9255	Q&T 1000	181	1250	160	1100	14	352
9255	Q&T 700	260	1790	240	1650	5	534
9255	Q&T 400	310	2140	287	1980	2	601

Nota: Propiedades comunes a todos los aceros al carbón y aleados:
Relación de Poisson: 0.27
Módulo de cortante: 11.5×10^6 psi; 80 GPa
Coeficiente de dilatación térmica: $6.5 \times 10^{-6} \cdot F^{-1}$
Densidad: 0.283 lb/pulg^3; 7680 kg/m^3
Módulo de elasicidad: 30×10^6 psi; 207 GPa

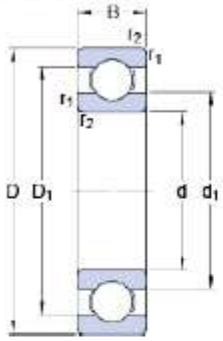
A-7

Anexo 4: Datos del rodamiento SKF 63/22

SKF

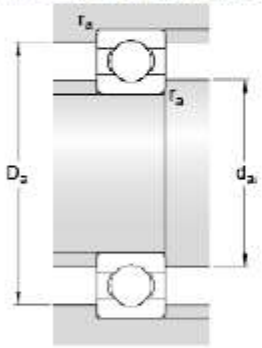
63/22

Dimensions



d		22	mm
D		56	mm
B		16	mm
d_1	≈	32.9	mm
D_1	≈	45.3	mm
$r_{1,2}$	min.	1.1	mm

Abutment dimensions



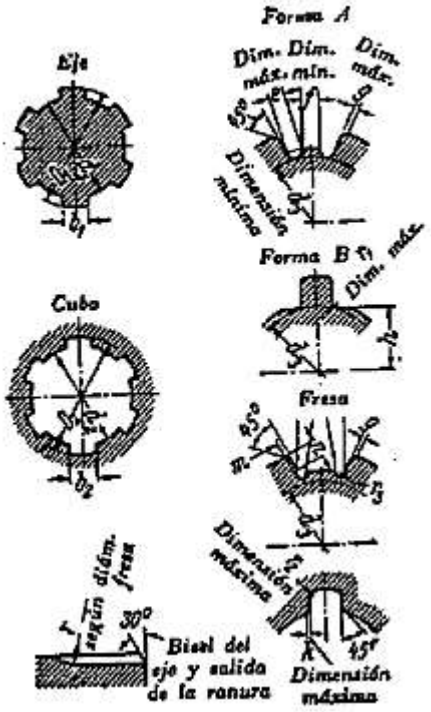
d_a	min.	29	mm
D_a	max.	47	mm
r_a	max.	1	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	58.6	kN
Basic static load rating	C_0	9.3	kN
Fatigue load limit	P_u	0.39	kN
Reference speed		28000	r/min
Limiting speed		18000	r/min
Calculation factor	k_r	0.03	
Calculation factor	f_0	12.4	

Anexo 5:Ejes con seis nervios. Extracto de la DIN 5472

Ejes con seis nervios. Extracto de la DIN 5472



Medidas nom. $d_1 \times D_1 \times b_1$			Eje								Cubo	
			d_a	e	f	g	h	r_a	m	n	D_a	r_a
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
21	25	5	19,5	1,98	1,95	0,3	9,7	0,6	4,7	1,7	25	0,2
24	28	6	21,3	2,3	1,34	0,3	11,0	0,6	5,64	2,13	28	0,2
26	32	6	23,4	2,94	1,65	0,4	11,8	0,6	5,64	2,55	32	0,3
28	34	8	25,9	2,94	1,70	0,4	12,9	0,6	6,58	2,55	34	0,3
32	38	8	29,9	2,92	2,83	0,5	14,8	0,6	7,52	2,55	38	0,4
36	42	8	33,7	2,92	4,95	0,5	16,5	0,6	7,52	2,55	42	0,4
42	48	10	39,94	2,94	6,02	0,5	19,3	1,0	9,40	2,55	48	0,4
46	52	12	44,16	3,08	5,81	0,5	21,1	1,0	11,28	2,55	52	0,4
52	60	14	49,5	3,56	5,89	0,5	23,9	1,0	13,16	3,4	60	0,4
58	65	14	55,74	3,98	8,29	0,5	26,7	1,0	13,16	2,98	65	0,4
62	70	16	59,5	4,13	8,03	0,5	28,6	1,0	15,04	3,4	70	0,4
68	78	16	64,4	4,86	9,73	0,5	31,4	1,0	15,04	4,25	78	0,4
72	82	16	68,3	4,45	12,67	0,5	33,4	1,6	15,04	4,25	82	0,4
78	90	16	73	5,83	13,07	0,5	36,2	1,6	15,04	5,1	90	0,4
82	95	16	76,6	6,44	13,96	0,5	38	1,6	15,04	5,53	95	0,4
88	100	16	82,9	6,07	17,84	0,5	41,3	1,6	15,04	5,1	100	0,4
92	105	20	87,1	6,02	15,96	0,6	43,1	1,6	18,8	5,53	105	0,5
98	110	20	93,4	5,97	19,22	0,6	46,4	2,0	18,8	5,1	110	0,5
105	120	20	98,8	7,8	19,25	0,6	49,2	2,0	18,8	6,38	120	0,5
115	130	20	108,4	7,68	24,75	0,6	54,2	2,5	18,8	6,38	130	0,5
130	145	24	123,9	7,37	29,2	0,6	61,8	2,5	22,56	6,38	145	0,5

Anexo 6: *Eje ranurado con flancos envolventes bajo norma DIN 5480.*

UDC 621.824.44 DEUTSCHE NORM October 1991

Involute spline joints

30° pressure angle

Basic dimensions and test dimensions for modules 0,5, 0,6, 0,75, 0,8 and 1

DIN 5480 Part 3

Zahnwellen-Verbindungen mit Evolventenflanken; Eingriffswinkel 30°; Nennmaße, Meßgrößen, Modul 0,5, 0,6, 0,75, 0,8 und 1

Supersedes March 1986 edition.

In keeping with current practice in standards published by the International Organization for Standardization (ISO), a comma has been used throughout as the decimal marker.

See DIN 5480 Part 1 for symbols, quantities and examples of designation.

Dimensions in mm

1 Module 0,5 ($\varrho_{f\,min}$ = 0,08)

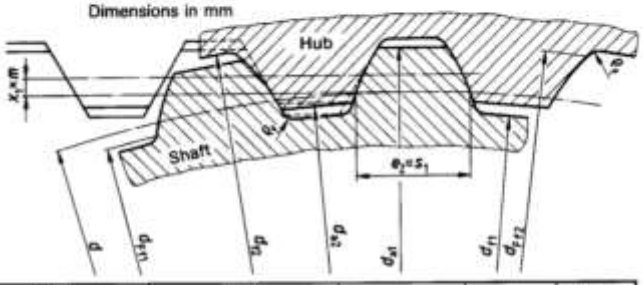


Table 1. **Basic dimensions**

Reference diameter, d_B	Number of teeth, z	Pitch diameter, d	Base diameter, d_b	Hub: tip diameter, d_{a2}	Hub: root diameter, d_{f2} 1) h_{fP} 0,55	Hub: root diameter, $A_{d f2}$ 2)	Shaft: tip diameter, d_{a1}	Shaft: root diameter, d_{f1} 1) h_{fP} 0,55	Shaft: root diameter, $A_{d f1}$ 2)	Form circle diameter, d_{Ff2} min.	Form circle diameter, d_{Ff1} max.	Shaft addendum modification, $x_1 \cdot m$	Space width (tooth thickness), $e_2 = s_1$
6	10	5	4,440	5	6	+ 0,19	5,9	4,9	− 0,41	5,95	4,95	+ 0,225	1,045
7	12	6	5,196	6	7	+ 0,19	6,9	5,9	− 0,41	6,95	5,95	+ 0,225	1,045
8	14	7	6,062	7	8	+ 0,19	7,9	6,9	− 0,41	7,95	6,95	+ 0,225	1,045
9	16	8	6,928	8	9	+ 0,19	8,9	7,9	− 0,41	8,95	7,95	+ 0,225	1,045
10	18	9	7,794	9	10	+ 0,19	9,9	8,9	− 0,41	9,95	8,95	+ 0,225	1,045
11	20	10	8,660	10	11	+ 0,19	10,9	9,9	− 0,41	10,95	9,95	+ 0,225	1,045
12	22	11	9,526	11	12	+ 0,19	11,9	10,9	− 0,41	11,95	10,95	+ 0,225	1,045
13	24	12	10,392	12	13	+ 0,20	12,9	11,9	− 0,45	12,96	11,94	+ 0,225	1,045
14	26	13	11,258	13	14	+ 0,20	13,9	12,9	− 0,45	13,96	12,94	+ 0,225	1,045
15	28	14	12,124	14	15	+ 0,20	14,9	13,9	− 0,45	14,96	13,94	+ 0,225	1,045
16	30	15	12,990	15	16	+ 0,20	15,9	14,9	− 0,45	15,96	14,94	+ 0,225	1,045
17	32	16	13,856	16	17	+ 0,20	16,9	15,9	− 0,45	16,96	15,94	+ 0,225	1,045
18	34	17	14,722	17	18	+ 0,20	17,9	16,9	− 0,45	17,96	16,94	+ 0,225	1,045
19	36	18	15,588	18	19	+ 0,20	18,9	17,9	− 0,45	18,96	17,94	+ 0,225	1,045
20	38	19	16,454	19	20	+ 0,20	19,9	18,9	− 0,45	19,96	18,94	+ 0,225	1,045
21	40	20	17,321	20	21	+ 0,20	20,9	19,9	− 0,45	20,96	19,94	+ 0,225	1,045
22	42	21	18,187	21	22	+ 0,20	21,9	20,9	− 0,45	21,96	20,94	+ 0,225	1,045
23	44	22	19,053	22	23	+ 0,20	22,9	21,9	− 0,45	22,96	21,94	+ 0,225	1,045
24	46	23	19,919	23	24	+ 0,20	23,9	22,9	− 0,45	23,96	22,94	+ 0,225	1,045
25	48	24	20,785	24	25	+ 0,20	24,9	23,9	− 0,45	24,96	23,94	+ 0,225	1,045
26	50	25	21,651	25	26	+ 0,21	25,9	24,9	− 0,49	25,97	24,93	+ 0,225	1,045
27	52	26	22,517	26	27	+ 0,21	26,9	25,9	− 0,49	26,97	25,93	+ 0,225	1,045
28	54	27	23,383	27	28	+ 0,21	27,9	26,9	− 0,49	27,97	26,93	+ 0,225	1,045
29	56	28	24,249	28	29	+ 0,21	28,9	27,9	− 0,49	28,97	27,93	+ 0,225	1,045
30	58	29	25,115	29	30	+ 0,21	29,9	28,9	− 0,49	29,97	28,93	+ 0,225	1,045
31	60	30	25,981	30	31	+ 0,21	30,9	29,9	− 0,49	30,97	29,93	+ 0,225	1,045
32	62	31	26,847	31	32	+ 0,21	31,9	30,9	− 0,49	31,97	30,93	+ 0,225	1,045
33	64	32	27,713	32	33	+ 0,21	32,9	31,9	− 0,49	32,97	31,93	+ 0,225	1,045
34	66	33	28,579	33	34	+ 0,21	33,9	32,9	− 0,49	33,97	32,93	+ 0,225	1,045
35	68	34	29,445	34	35	+ 0,21	34,9	33,9	− 0,49	34,97	33,93	+ 0,225	1,045
36	70	35	30,311	35	36	+ 0,21	35,9	34,9	− 0,49	35,97	34,93	+ 0,225	1,045
37	72	36	31,177	36	37	+ 0,21	36,9	35,9	− 0,49	36,97	35,93	+ 0,225	1,045
38	74	37	32,043	37	38	+ 0,21	37,9	36,9	− 0,49	37,97	36,93	+ 0,225	1,045
39	76	38	32,909	38	39	+ 0,21	38,9	37,9	− 0,49	38,97	37,93	+ 0,225	1,045
40	78	39	33,775	39	40	+ 0,21	39,9	38,9	− 0,49	39,97	38,93	+ 0,225	1,045

1) Theoretical root diameter as specified in DIN 5480 Part 1.
2) Limit deviations of theoretical root diameters.

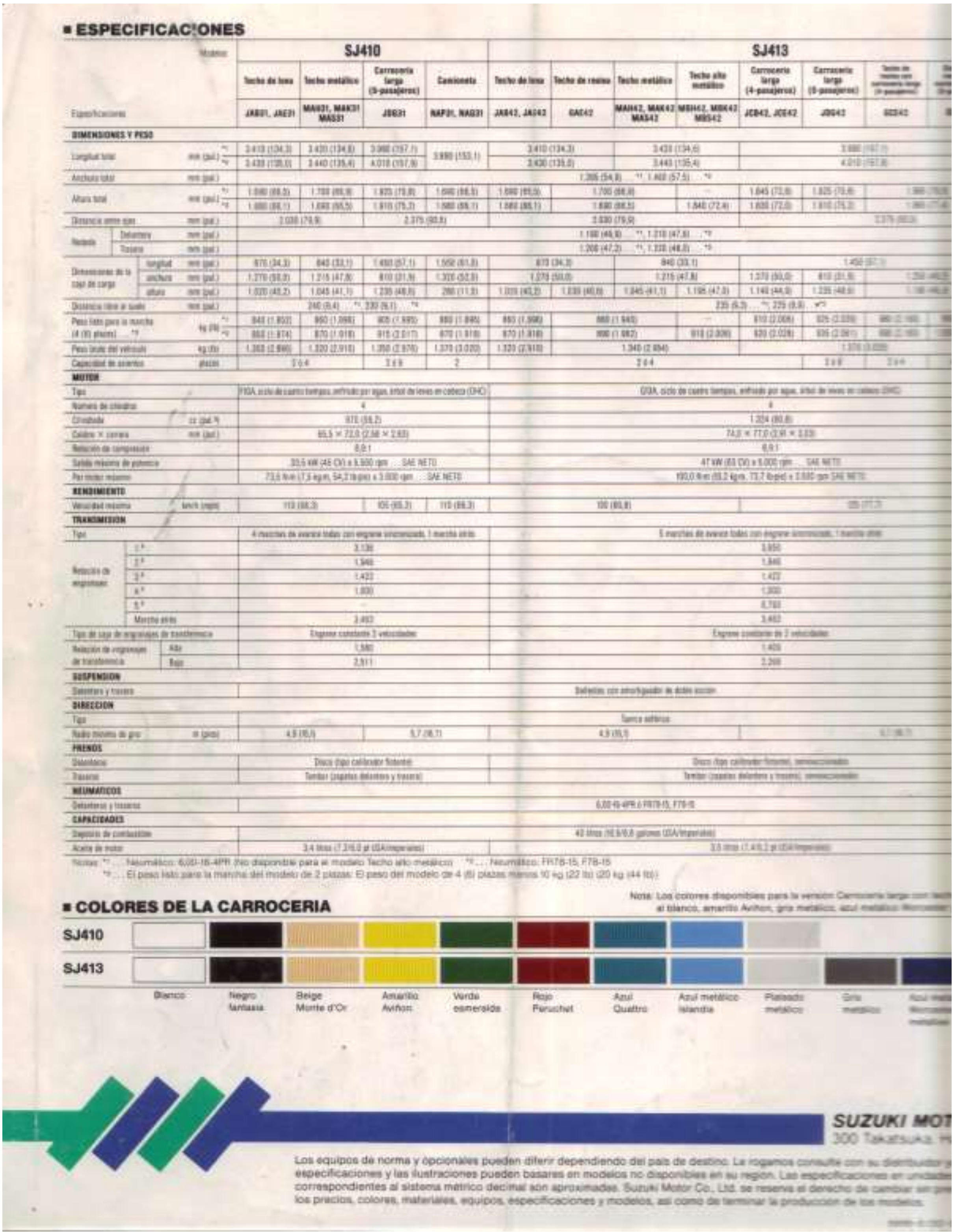
Continued on pages 2 to 11

© No part of this standard may be reproduced without the prior permission of DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin. In case of doubt, the German-language original should be consulted as the authoritative text.

Beuth Verlag GmbH, Berlin, has the exclusive right of sale for German Standards (DIN-Normen).
03.93

DIN 5480 Part 3 Engl. Price group 8
Sales No. 0108

Anexo 7: Ficha técnica Suzuki



■ ESPECIFICACIONES

Especificaciones	SJ410	SJ413
Modelos	Techo de lona (JA831, JAE31) / Techo metálico (MA831, MAK31, MAS31) / Carrocería larga (5-pasajeros) (JB831) / Camioneta (NAP31, NAG31)	Techo de lona (JA842, JA842) / Techo de resina (GA842) / Techo metálico (MAH42, MAK42, MAS42) / Techo alto metálico (MBH42, MBK42, MBS42) / Carrocería larga (4-pasajeros) (JCB42, JCE42) / Carrocería larga (5-pasajeros) (JDG42) / …
MOTOR		
Tipo	F10A, ciclo de cuatro tiempos, enfriado por agua, árbol de levas en cabeza (OHC)	G13A, ciclo de cuatro tiempos, enfriado por agua, árbol de levas en cabeza (OHC)
Número de cilindros	4	4
Cilindrada cc (pul.³)	970 (59,2)	1.324 (80,8)
Calibre × carrera mm (pul.)	65,5 × 72,0 (2,58 × 2,83)	74,0 × 77,0 (2,91 × 3,03)
Relación de compresión	8,8:1	8,9:1
Salida máxima de potencia	33,5 kW (45 CV) a 5.500 rpm ... SAE NETO	47 kW (63 CV) a 5.000 rpm ... SAE NETO
Par motor máximo	73,5 N·m (7,5 kgm, 54,2 lb-pie) a 3.000 rpm ... SAE NETO	100,0 N·m (10,2 kgm, 73,7 lb-pie) a 3.500 rpm SAE NETO
RENDIMIENTO		
Velocidad máxima km/h (mph)	110 (68,3) / 105 (65,2) / 110 (68,3)	130 (80,8) / [illegible]
TRANSMISIÓN		
Tipo	4 marchas de avance todas con engrane sincronizado, 1 marcha atrás	5 marchas de avance todas con engrane sincronizado, 1 marcha atrás
Relación de engranajes 1.ª	3,139	3,650
2.ª	1,946	1,946
3.ª	1,422	1,422
4.ª	1,000	1,000
5.ª	–	0,783
Marcha atrás	3,493	3,482
Tipo de caja de engranajes de transferencia	Engrane constante 2 velocidades	Engrane constante de 2 velocidades
Relación de engranajes de transferencia Alta	1,580	1,409
Baja	2,511	2,268
SUSPENSIÓN		
Delantera y trasera	Ballestas con amortiguador de doble acción	Ballestas con amortiguador de doble acción
DIRECCIÓN		
Tipo	Tuerca esférica	Tuerca esférica
Radio mínimo de giro m (pies)	4,9 (16,1) / 5,7 (18,7)	4,9 (16,1) / [illegible]
FRENOS		
Delanteros	Disco (tipo calibrador flotante)	Disco (tipo calibrador flotante), servoaccionados
Traseros	Tambor (zapatas delantera y trasera)	Tambor (zapatas delantera y trasera), servoaccionados
NEUMÁTICOS		
Delanteros y traseros	6,00-16-4PR ó FR78-15, F78-15	6,00-16-4PR ó FR78-15, F78-15
CAPACIDADES		
Depósito de combustible	40 litros (10,6/8,8 galones USA/imperiales)	40 litros (10,6/8,8 galones USA/imperiales)
Aceite de motor	3,4 litros (7,2/6,0 pt USA/imperiales)	3,5 litros (7,4/6,2 pt USA/imperiales)

Notas: *1 ... Neumático: 6,00-16-4PR (no disponible para el modelo Techo alto metálico) *2 ... Neumático: FR78-15, F78-15

*3 ... El peso listo para la marcha del modelo de 2 plazas: El peso del modelo de 4 (6) plazas menos 10 kg (22 lb) (20 kg (44 lb))

■ COLORES DE LA CARROCERIA

Nota: Los colores disponibles para la versión Carrocería larga con techo … al blanco, amarillo Avifion, gris metálico, azul metálico Montcalm …

SJ410 · SJ413

Blanco · Negro fantasía · Beige Monte d'Or · Amarillo Avifion · Verde esmeralda · Rojo Feruchet · Azul Quattro · Azul metálico Islandia · Plateado metálico · Gris metálico · Azul metálico Montcalm metálico

SUZUKI MOT…
300 Takatsuka, H…

Los equipos de norma y opcionales pueden diferir dependiendo del país de destino. Le rogamos consulte con su distribuidor … especificaciones y las ilustraciones pueden basarse en modelos no disponibles en su región. Las especificaciones en unidades … correspondientes al sistema métrico decimal son aproximadas. Suzuki Motor Co., Ltd. se reserva el derecho de cambiar sin pre… los precios, colores, materiales, equipos, especificaciones y modelos, así como de terminar la producción de los modelos.

Anexo 8: Catalogo del cabrestante Come Up: Blazer

Blazer

COMEUP WINCH

8,000 LB Twin Motor Winch with 50mpm line speed

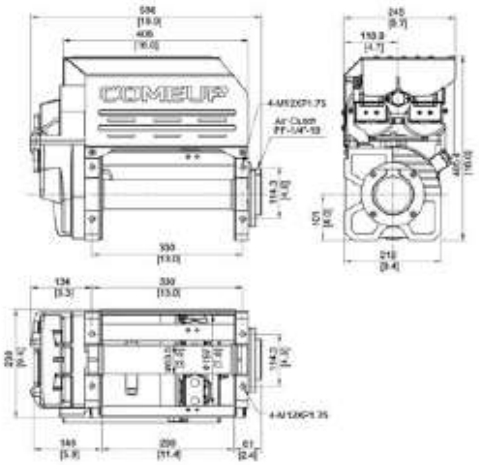
Note : Hawse fairlead does not mount to winch

Blazer **PN 855800** (12V)
(with hawse fairlead, remote control)

SPECIFICATIONS :

Rated line pull : 3,630 kg (8,000 lb) single line
Motor : 5,250 w / 7.0 hp 12V series wound x 2 pcs
Gear train & ratio : 3-stage spur gear train, 33.5:1
Clutch (freespooling) : Air free-spooling
Brake (outside the drum) : Ratchet brake hold full load without slippage
Winch construction : Aluminum die cast housings with steel drums
Drum size : 83.5 x 197 x 290 mm (2.5" x 7.8" x 11.4")
Control : Waterproof remote with thermometric indicator LED w/5 m (17') cord
Rope recommended : Synthetic rope, 11 mm x 46 m (7/16" x 151')
Recommended battery : 650 CCA minimum for winching
Battery lead : 1.8 m (6') 2/0 gauge battery lead
Mounting bolts pattern : 330 mm x 114.3 mm (13" x 4.5")
Winch weight (including rope) : 61 kg / 135 lb
Gross weight : 86 kg / 190 lb
Box dimension, (L x D x H) : 670 x 390 x 620 mm (26.4" x 15" x 24.4")

DIMENSION mm/in :



PERFORMANCE DATA :

Line Pull and Rope Capacity

Layer of Rope	Pull by Layer, kg / lb	Total Rope on the Drum, m / ft
1st	3,630 / 8,000	5.7 / 18.7
2nd	2,802 / 6,177	13.2 / 43.3
3rd	2,282 / 5,031	22.3 / 73.2
4th	1,925 / 4,244	33.2 / 108.9
5th	1,664 / 3,669	46 / 151

Line Speed and Amp. Draw (1st layer of rope on the drum)

Line Pull kg / lb	Line Speed, mpm / fpm	Amp. Draw, A 12V
No Load	50 / 164	96
910 / 2,000	13.9 / 45.6	310
1,819 / 4,000	7.0 / 22.9	500
2,729 / 6,000	4.6 / 13.1	610
3,639 / 8,000	1.6 / 5.2	620

STANDARD ACCESSORIES:

Remote control w/5 m (17') cord
Air free-spool clutch fitting
Hawse fairlead
Dual sealed contactors
1.8 m (6') 2/0 gauge battery lead

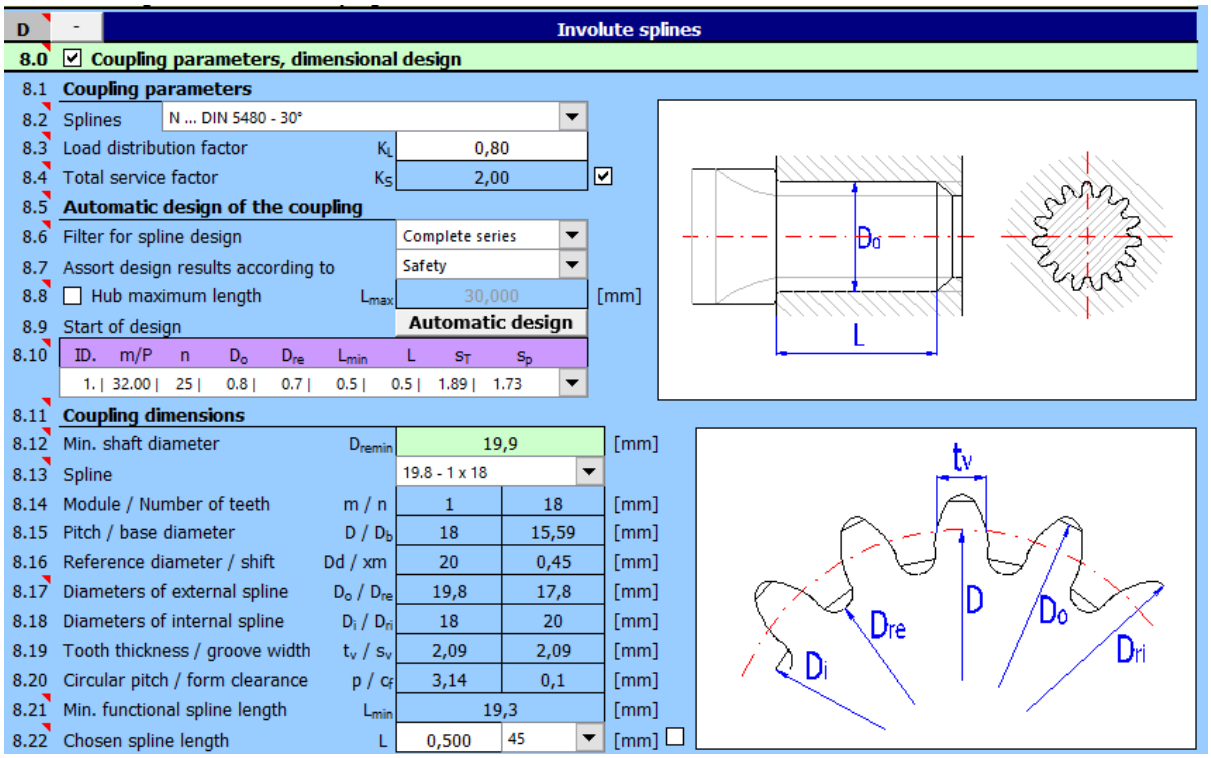
OPTION ACCESSORIES :

Synthetic rope 11 mm x 46 m
Sling hook

Anexo 9: Pruebas Realizas al prototipo.

MS6208A
DIGITAL TACHOMETER
5966

Anexo 10: Dimensiones basadas en software Mitcalc.



Anexo 11: Laminas del prototipo.