

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE TRANSMISIÓN DEL CONJUNTO DEL YUGO
MOVIBLE DE UNA MÁQUINA DE CALIBRACIÓN DE FUERZA UNIVERSAL**

**JEFFERSON ALEXANDER DURANGO GAMBOA
LUIS FELIPE GOMEZ ZULUAGA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2015

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE TRANSMISIÓN DEL CONJUNTO DEL YUGO
MOVIBLE DE UNA MÁQUINA DE CALIBRACIÓN DE FUERZA UNIVERSAL**

**JEFFERSON ALEXANDER DURANGO GAMBOA
LUIS FELIPE GOMEZ ZULUAGA**

**Trabajo de grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
JORGE ENRIQUE MENESES FLÓREZ
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2015

DEDICATORIA

A Dios que me ha dado la vida y fortaleza para finalizar este proyecto de vida.

A mi madre valorando su dedicación y empeño para hacer de mí lo mejor.

A mi padre (QEPD) por darme su amor en vida e inspiración desde el cielo.

A mi hermano por darme la motivación a cumplir todas mis metas para ser un claro ejemplo hacia él.

A mi abuela agradeciéndole su amor infinito su gran enseñanza y educación.

A mi tío Ricardo por todo su apoyo y lucha desinteresada, y ser mi ejemplo a seguir.

A los seres queridos que creyeron en mí y me brindaron su apoyo Rafael, Yesenia, Sandra, Mirian y Oscar.

AGRADECIMIENTOS

A JORGE ENRIQUE MENSES FLORES, ingeniero mecánico, DIRECTOR DEL PROYECTO Y AMIGO, por su dedicación, enseñanza, sus consejos colmados de Sabiduría, su confianza y gran colaboración.

A mis padres, hermano y familiares por creer en mí.

A todos mis amigos en especial a los "THE MITOS" con los cuales realice en gran lazo de amistad, que de alguna forma me colaboraron a lo largo de la carrera.

JEFFERSON ALEXANDER DURANGO GAMBOA

DEDICATORIA

A Dios, por todas las bendiciones que ha derramado en mi vida

A mis padres por su apoyo y amor incondicional, no solo a lo largo de la carrera, si no en todos los proyectos de mi vida

A mi hermana, por su paciencia y apoyo

A mis tíos Rodolfo Zuluaga Palomino y Ligia Esther Molina Trespalacio, por su apoyo tanto moral como económico en los primeros semestres de la carrera.

A mi compañero de tesis, el cual fue parte muy importante para el desarrollo del proyecto

AGRADECIMIENTOS

A Jorge Enrique Meneses Flórez, ingeniero mecánico, director del proyecto y amigo, por su colaboración, paciencia y palabras llenas de sabiduría.

A mis padres, hermana y familiares, porque siempre creyeron en mí.

A todos mis amigos, en especial a los “the mitos”, que de alguna forma me colaboraron a lo largo de la carrera.

LUIS FELIPE GÓMEZ ZULUAGA

CONTENIDO

Pág.

INTRODUCCION	23
1. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE TRANSMISIÓN DEL CONJUNTO DEL YUGO MOVIBLE DE UNA MÁQUINA DE CALIBRACIÓN DE FUERZA UNIVERSAL. ...	25
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	25
1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA	28
1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	29
1.3.1 Objetivo general.....	29
1.3.2 Objetivos específicos	30
1.4 JUSTIFICACION PARA LA BÚSQUEDA DE LA SOLUCION DEL PROBLEMA	30
1.4.1 Requerimientos Del Consumidor	31

1.4.2 Planteamiento de alternativas.....	31
1.4.2.1 Alternativa 1.	31
1.4.2.2 Alternativa 2. (Alternativa ganadora).....	34
1.4.2.3 Alternativa 3.	36
 2. SÍNTESIS: TRANSMISIÓN DEL CONJUNTO DEL YUGO MOVIBLE DE UNA MÁQUINA DE CALIBRACIÓN DE FUERZA UNIVERSAL	 38
2.1 ELEMENTOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	40
2.2 SUBSISTEMAS QUE CONFORMAN EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	41
2.2.2 Subsistema de trasmisión por cadena	44
2.2.3 Subsistema de potencia motriz	46
 3. DISEÑO DE TRANSMISIÓN DEL CONJUNTO DEL YUGO MOVIBLE DE UNA MÁQUINA DE CALIBRACIÓN DE FUERZA UNIVERSAL	 47
3.1 DISEÑO DE BARRAS ROSCADAS	52
3.1.1 Zona lisa, de la barra roscada.....	54

3.1.1.1 Dimensiones de la zona lisa	54
3.1.2 Zona roscada, de las barra.	54
3.1.2.1 Dimensiones de la zona roscada.	55
3.1.2.2 Selección del tipo de rosca	55
3.1.2.3 Tipo y geometría de la rosca (Tornillo de potencia)	55
3.1.2.4 Evaluación de torque en el tornillo.	56
3.1.2.4.1 Análisis de carga para el movimiento del yugo superior.	57
3.1.2.4.2 Análisis de carga para el movimiento del yugo inferior.	58
3.1.2.5 Calculo de torque en el tornillo.....	59
3.1.2.5.2 Eficiencia mecánica	60
3.1.2.6 Cálculos de esfuerzos en el tornillo.	60
3.1.2.6.2 Flexión en los filetes.....	64

3.1.2.6.3 Aplastamiento.	65
3.1.2.6.4 Resistencia a la fatiga.....	66
3.2 DISEÑO DE LAS TUERCAS DE POTENCIA	71
3.2.1 Dimensiones de la tuerca.....	72
3.2.3 Diseño de la brida	77
3.2.3.1 Dimensiones de la brida.....	77
3.2.3.2 Calculos de diseño de la brida.	78
3.2.3.2.1 Calculo de dimensiones de la viga.....	79
3.2.3.2.2 Calculo de carga sobre la viga.....	80
3.3 SELECCIÓN DE TRANSMISIÓN CADENA-PIÑONES (REDUCCIÓN SEGUNDA ETAPA).	84
3.4 SELECCIÓN DEL SINFÍN-CORONA (REDUCCIÓN PRIMERA ETAPA).....	87
3.5 CALCULO DE POTENCIA REQUERIDA.....	88

3.6 SELECCIÓN DEL MOTOR	89
3.7 DISEÑO DE EJE A LA SALIDA DEL SINFIN-CORONA.....	90
3.8 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO	95
3.9 DISEÑO DE ADAPTACIÓN DEL YUGO.....	96
3.10 DISEÑO DEL CONTROL ELÉCTRICO DEL MOTOR	100
4. PROCESO DE FABRICACIÓN Y MONTAJE	103
4.1 BARRAS ROSCADAS	104
4.2 TUERCA – SPROCKET	105
4.3 ARANDELAS DE ALINEACIÓN.....	106
4.4. EJE CENTRAL.....	107
4.5 PLACAS DE LA ADAPTACIÓN	109
5. MONTAJE.....	110

6. CONCLUSIONES	116
7. RECOMENDACIONES	117
BIBLIOGRAFÍA	118
ANEXOS	119

LISTA DE ILUSTRACIONES

	Pág.
Ilustración 1. Campo Escuela Colorado.....	25
Ilustración 2. Cabezal de pozos petroleros y ubicación celda de carga.....	26
Ilustración 3. Máquina de calibración de fuerza universal de 50.000lbf.	27
Ilustración 4. Componentes que conforman el marco de la máquina de calibración de fuerza universal.....	27
Ilustración 5. Diseño de mecanismo alternativa 1.....	32
Ilustración 6. Sistema de poleas-correa.....	33
Ilustración 7. Reductor de velocidad coaxial.....	33
Ilustración 8. Diseño de mecanismo alternativa 2.....	34
Ilustración 9. Conjunto sprocket-cadena.....	35
Ilustración 10. Sistema de reducción de velocidad	36
Ilustración 11. Diseño de mecanismo alternativa 3.....	37
Ilustración 12. Engranajes	37
Ilustración 13. Máquina calibradora de fuerzas universal modificada.	38
Ilustración 14. Zona de operación de la máquina	39
Ilustración 15. Mecanismo de inmovilización de la estructura móvil.	40
Ilustración 16. Explosionado del sistema de transmisión de movimiento del yugo superior de la máquina calibradora de fuerza universal.....	41
Ilustración 17. Subsistemas que conforman el sistema de transmisión	42
Ilustración 18. Subsistema de potencia	42
Ilustración 19. Zonas barra roscada.....	43
Ilustración 20. Dimensiones de la tuerca de potencia.....	43
Ilustración 21. Subsistema de transmisión por cadena.....	44

Ilustración 22. Sistema de transmisión por cadena.....	45
Ilustración 23. Eje de transmisión de potencia.....	45
Ilustración 24. Subsistema de potencia motriz.....	46
Ilustración 25. Restricciones de barras roscadas.....	48
Ilustración 26. Dimensiones del yugo superior móvil.	48
Ilustración 27. Diagrama de flujo secuencia de diseño	49
Ilustración 28. Movimiento lineal de los yugos.	53
Ilustración 29. Barra roscada.	53
Ilustración 30. Dimensiones de la zona lisa	54
Ilustración 31. Dimensiones de la zona roscada.....	55
Ilustración 32. Elementos para el análisis del movimiento del yugo superior	57
Ilustración 33. Elementos para el análisis del movimiento del yugo	58
Ilustración 34. Diagrama de fuerzas	61
Ilustración 35. Barrido en los filetes por cortante.	63
Ilustración 36. Flexión en los filetes.	64
Ilustración 37. Aplastamiento en los filetes.	65
Ilustración 38. Análisis de esfuerzos sobre el tornillo para la situación (a)	66
Ilustración 39. Análisis de esfuerzos sobre el tornillo para la situación (b).	69
Ilustración 40. Zonas de la tuerca.	71
Ilustración 41. Análisis de esfuerzos en la tuerca.	75
Ilustración 42. Dimensiones de la brida.	78
Ilustración 43. Análisis de carga sobre la viga.	79
Ilustración 44. Relación de dimensiones de la brida y la viga.....	79
Ilustración 45. Diagrama de cuerpo libre de la viga	80
Ilustración 46. Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector.	81
Ilustración 47. Distribución de esfuerzos en la sección crítica de la viga.	82
Ilustración 48. Subsistema de transmisión por cadenas.	85
Ilustración 49. Datos del software.	86

Ilustración 50. Resultados del software.	86
Ilustración 51. Moto-reductor	87
Ilustración 52. Eje de transmisión de potencia.....	90
Ilustración 53. Diagrama del par torsional.....	91
Ilustración 54. Análisis de fuerzas en los piñones (B) y (C)	92
Ilustración 55. Diagramas de cuerpo libre de fuerzas radiales.	92
Ilustración 56. Diagramas de fuerza cortante, momento flector.	93
Ilustración 57. Características del rodamiento	95
Ilustración 58. Yugo superior.	96
Ilustración 59. Yugo y adaptación.	97
Ilustración 60. Tensión en la adaptación del yugo.	99
Ilustración 61. Desplazamiento en la adaptación del yugo	99
Ilustración 62. Factor de seguridad en la adaptación del yugo	100
Ilustración 63. Elementos utilizados en el sistema de control	101
Ilustración 64. Circuito eléctrico	102
Ilustración 65. Control eléctrico.....	102
Ilustración 66. Barra roscada	104
Ilustración 67. Proceso de fabricación barras roscadas.....	105
Ilustración 68. Fabricación tuerca sprocket.....	105
Ilustración 69. Fabricación tuercas sprocket.....	106
Ilustración 70. Arandelas de alineación	106
Ilustración 71. Fabricación arandelas	107
Ilustración 72. Eje central.....	107
Ilustración 73. Fabricación eje central.....	108
Ilustración 74. Placa de adaptación	109
Ilustración 75. Fabricación placa adaptación	109
Ilustración 76. Estructura fija.....	110
Ilustración 77. Placas de la adaptación.....	111

Ilustración 78. Alineación de sprocket.....	111
Ilustración 79. Acople arandelas de alineación	112
Ilustración 80. Ensamble del moto-reductor.....	112
Ilustración 81. Eje piñones.....	113
Ilustración 82. Ensamble de rodamiento	113
Ilustración 83. Instalación de cadenas	114
Ilustración 84. Sistema de transmisión terminado.....	114
Ilustración 85. Control eléctrico.....	115

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Geometría básica del tornillo	56
Tabla 2. Geometría complementaria del tornillo	56
Tabla 3. Pesos de los elementos a elevar para el movimiento del yugo superior..	57
Tabla 4. Pesos de los elementos a elevar para el movimiento del yugo inferior....	58
Tabla 5. Propiedades mecánicas para el acero AISI 4140 bonificado	62
Tabla 6. Coeficientes W_i y W_o para roscas estándar.....	63
Tabla 7. Elementos y herramientas utilizadas en el sistema de control.....	101
Tabla 8. Máquinas y herramientas.....	103
Tabla 9. Fabricación de las barras roscadas	104
Tabla 10. Fabricación tuerca sprocket	105
Tabla 11. Fabricación arandelas.....	106
Tabla 12. Proceso de fabricación del eje	108
Tabla 13. Proceso de fabricación de la placa de adaptación	109

RESUMEN

TÍTULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE TRANSMISIÓN DEL CONJUNTO DEL YUGO MOVIBLE DE UNA MÁQUINA DE CALIBRACIÓN DE FUERZA UNIVERSAL*

AUTORES:

Jefferson Alexander Durango Gamboa

Luis Felipe Gómez Zuluaga**

PALABRAS CLAVES:

Calibradora de fuerza, celdas de carga, conjunto de transmisión

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto es diseñar y construir un sistema de transmisión para el yugo superior de una máquina calibradora de fuerza universal, para la calibración de celdas de carga, basadas en galgas extensiométricas, utilizadas en cabezales de pozos petroleros.

Se realizó un conjunto de transmisión, el cual está compuesto por dos barras roscadas, que mediante tuercas, permiten que el yugo superior sea desplazado en forma vertical.

Este conjunto de transmisión se diseñó con base en algunos parámetros ya establecidos por esta máquina, y por otras máquinas de similares características.

Todo el conjunto de transmisión diseñado para esta máquina calibradora de fuerzas universal se divide en dos fases de reducción de velocidad. Con la primera fase se quiere lograr una relación muy alta de velocidad, para reducir la velocidad entregada por el motor y obtener un gran aumento del torque para subir o bajar el peso del yugo, se seleccionó una caja reductora sinfín corona.

Para la segunda fase del conjunto de transmisión se requirió un sistema de transmisión que uniera distancias entre centros, para de esta forma transmitir la potencia de la salida del sistema de transmisión de la primera fase a cada una de las tuercas de las dos barras roscadas.

Para diseñar y construir todos los componentes de este conjunto de transmisión, se tuvo muy en cuenta que esta máquina calibradora de fuerza universal es una máquina diseñada para prensar hasta una fuerza de (50.000 *lbf*), lo que la hace algo grande, robusta y pesada.

* Trabajo de grado

** Facultad de ingenierías físico mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. Director: Jorge Enrique Meneses Flórez
Ingeniero mecánico

ABSTRACT

TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A TRANSMISSION INSERT YOKE ASSEMBLY OF A CALIBRATION MACHINE UNIVERSAL FORCE*

AUTHORS:

Durango Alexander Jefferson Gamboa

Luis Felipe Gomez Zuluaga**

KEY WORDS:

Force gauge, load cell, transmission assembly

DESCRIPTION:

The objective of this project is to design and build a transmission system for the upper yoke of a universal machine force gauge for calibration of load cells, strain gage based, used in oil well heads.

A set of transmission, which is made with two threaded rods, which by means of nuts, allow the upper yoke is moved vertically performed.

This transmission assembly is designed based on some parameters established by this machine, and other similar machines.

All transmission assembly designed for this calibrating machine universal force is divided into two speed reduction stages. In the first phase we want to achieve a very high ratio of speed to slow delivered by the engine and get a large increase in torque to increase or decrease the weight of the yoke, he was selected, an endless gearbox crown.

For the second phase of the transmission assembly, a transmission system that join center distances, to thereby transmit the output power of the transmission system of the first phase to each of the nuts of the two threaded rods it is required .

To design and build all the components of the transmission assembly, it was taken into account that this universal force calibrating machine is a machine designed for pressing up force (50.000lbf), making it something big, strong and heavy

* Work degree

** Faculty of Physical mechanical engineering. School of Mechanical Engineering. Director: Jorge Enrique Florez Meneses
Mechanical Engineer

INTRODUCCION

La Universidad Industrial de Santander (UIS) y La Empresa Colombiana de Petróleos (ECOPETROL S.A.), firmaron el Convenio Interadministrativo de Cooperación Empresarial con fines Científicos y Tecnológicos, por medio del cual la compañía estatal petrolera hizo entrega a la UIS del Campo Colorado. Esta alianza se constituye en la primera experiencia nacional en materia de interacción academia - industria en el sector hidrocarburos.

Este convenio buscara Fortalecer la formación integral de los estudiantes al incorporar un componente práctico en sus programas académicos y desarrollar proyectos de investigación y apropiación tecnológica; asimismo propiciar el entrenamiento en áreas afines al sector de hidrocarburos.

En CAMPO ESCUELA COLORADO, existen proyectos de investigación, unos de estos proyectos se enfocan en pozos petroleros y campos inteligentes, de esto surge la necesidad de utilizar celdas de carga basadas en galgas extensiométricas, que van en cabezales de pozos petroleros. Al querer implementar el sistema de medición por celdas de carga, nace la necesidad de contar con una máquina que preste el servicio de calibración para dichas celdas.

Se debe dar a conocer que la máquina calibradora de fuerza universal ya fue diseñada y construida por anteriores compañeros, pero en su diseño inicial no se contemplaron por cuestiones económicas algunos mecanismos necesarios para un ergonómico funcionamiento; como lo es el movimiento del yugo superior, el cual es indispensable para una ergonómica operatividad.

Por esta razón se realizó la presente tesis titulada “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE TRANSMISIÓN DEL CONJUNTO DEL YUGO MOVIBLE DE UNA MÁQUINA

DE CALIBRACIÓN DE FUERZA UNIVERSAL”. Este proyecto de grado, consiste en diseñar y construir algunos mecanismos con el fin de lograr que el yugo superior de esta máquina calibradora de fuerzas universales sea móvil en forma vertical.

1. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE TRANSMISIÓN DEL CONJUNTO DEL YUGO MOVIBLE DE UNA MÁQUINA DE CALIBRACIÓN DE FUERZA UNIVERSAL.

1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

La Universidad Industrial de Santander (UIS) y La Empresa Colombiana de Petróleos (ECOPETROL S.A.), firmaron el Convenio Interadministrativo de Cooperación Empresarial con fines Científicos y Tecnológicos, por medio del cual la compañía estatal petrolera hizo entrega a la UIS del Campo Colorado. Esta alianza se constituye en la primera experiencia nacional en materia de interacción academia - industria en el sector hidrocarburos.

Ilustración 1. Campo Escuela Colorado.



Fuente: [http://www.uis.edu.co/webUIS/es/academia/facultades/fisico Quimicas/campoEscuela/](http://www.uis.edu.co/webUIS/es/academia/facultades/fisico%20Quimicas/campoEscuela/)

Este convenio buscara Fortalecer la formación integral de los estudiantes, al incorporar un componente práctico en sus programas académicos y desarrollar proyectos de investigación y apropiación tecnológica, así mismo propiciar el entrenamiento en áreas afines al sector de hidrocarburos.

En CAMPO ESCUELA COLORADO, existen proyectos de investigación, unos de estos proyectos se enfoca en pozos petroleros y campos inteligentes, de esto surge la necesidad de utilizar celdas de cargas basadas en galgas extensiométricas, que van en cabezales de pozos petroleros (ver ilustración 2). Al querer implementar el sistema de medición por celdas de cargas, nace la necesidad de contar con una máquina que preste el servicio de calibración para dichas celdas.

Ilustración 2. Cabezal de pozos petroleros y ubicación celda de carga.



Fuente: PARDO, Santamaría & RUIZ, Salamanca, (2013).

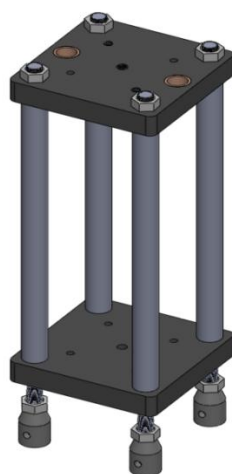
La estructura de esta máquina ya se ha venido elaborando por medio de proyectos anteriores, pero en su concepción inicial no se consideró por razones económicas, el desplazamiento vertical del yugo superior de esta máquina (*ver ilustración 3*), lo cual es de suma importancia en su funcionalidad.

Ilustración 3. Máquina de calibración de fuerza universal de 50.000lbf.

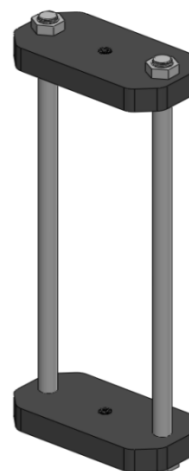


Esta máquina, se conforma principalmente de un marco, el cual está compuesto por dos componentes, una estructura fija (a), y una estructura móvil (b), como se puede observar en la (Ilustración 4):

Ilustración 4. Componentes que conforman el marco de la máquina de calibración de fuerza universal.



(a) Estructura fija



(b) Estructura móvil

- La Estructura Fija (a) está compuesta por dos placas metálicas de acero A36, unidas por cuatro (4) columnas de Acero *AISI 1020* calibradas y cromadas; este conjunto se ensambla mediante juntas roscadas y dispone de un espacio de trabajo en planta de 40x40 *cm* y una altura de 80 *cm* aproximadamente.
- La Estructura Móvil (B) se compone de dos placas metálicas de acero A36, unidas por dos (2) barras de acero *AISI 1045*, calibradas, con revestimiento en cromo-duro, conjunto ensamblado por juntas roscadas. Las dimensiones del espacio de trabajo generado por este conjunto son 40x20 *cm* en planta por 95 *cm* de altura, aproximadamente.

Otro componente de esta máquina es un sistema de pistón hidráulico, que es el encargado de aplicar la fuerza para la calibración de las celdas de carga, este puede generar una fuerza de 50.000 lb, y trabaja a una velocidad de desplazamiento baja, se hace necesario reducir pérdida de tiempo al esperar que el pistón complete el recorrido para acoplar la celda de carga al yugo superior de la estructura móvil.

1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

A medida que vayan ocurriendo expansiones y modernizaciones en la industria, los requerimientos de la maquinaria en servicio también cambian, Es por esto que se hace necesaria la aplicación de reingeniería a casi cualquier equipo y/o maquinaria donde se busca plantear la solución más óptima y viable para que cumpla los nuevos requerimientos de desempeño.

La máquina de calibración de fuerza universal es un dispositivo para aplicar una fuerza con un alto nivel de precisión, sobre un instrumento de medición, en este caso sobre celdas de cargas basadas en galgas extensiométricas, Con el objetivo de calibrar la medición.

Esta máquina hace parte de un Proyecto Investigación llevado a cabo por un grupo de estudiantes, dirigido por el cuerpo de docentes de la Escuela de Ingeniería Mecánica, de la Universidad Industrial de Santander, por lo tanto este proyecto deberá estar sometido a un proceso continuo de reingeniería o proceso de mejoramiento, en el cual se deben modificar o cambiar algunos componentes que optimicen su funcionamiento.

Es por esto que nosotros los autores de este trabajo de grado por medio del compromiso con la misión de la universidad industrial de Santander, de contribuir al conocimiento y desarrollo de la industria, como Justificación para la solución del problema, proponemos mejorar el diseño y la funcionalidad de la máquina calibradora de fuerzas universal, implementando un sistema de transmisión mecánica aplicada a el yugo superior, llevando a cabo así el objetivo de darle movilidad a este elemento que es de suma importancia para la optimización de trabajo de la máquina.

Para una mejor funcionalidad de la máquina ya existente, se requiere variar la posición vertical del yugo, para el cómodo acople de las celdas de cargas. Esto se hará por medio de un sistema de transmisión con engranajes, accionado por un motor eléctrico, y se diseñara un sistema de bloqueo para el mismo con el fin darle mayor estabilidad al sistema en el momento de estar llevando a cabo una tarea de calibración.

1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.3.1 Objetivo general

Cooperar activamente con la misión de la Universidad Industrial de Santander contribuyendo al conocimiento para la formación del profesional, mediante el diseño y adecuación de un sistema de transmisión mecánica aplicada a la horquilla de una máquina calibradora de fuerza universal.

1.3.2 Objetivos específicos

- ✓ Diseñar un sistema de transmisión mecánica para el desplazamiento vertical de la horquilla móvil superior de la máquina calibradora de fuerza universal,
 - Diseñar y construir un sistema flexible de movimiento, con un recorrido de 37cm y una velocidad mínima de 5 cm/minuto.
 - Seleccionar o construir un sistema de bloqueo para fijar la posición de la horquilla al final de la carrera establecida por el instrumento a calibrar.
 - Diseñar y seleccionar un reductor de velocidad desmontable, entre el motor y el sistema de transmisión del yugo.
 - Adecuar la estructura física de la máquina para el montaje del sistema de transmisión mecánica de la horquilla.
- ✓ Realizar un catálogo de operación y mantenimiento para el sistema de transmisión de la horquilla móvil superior, que garantice el aprovechamiento de su vida útil, y la correcta manipulación.

1.4 JUSTIFICACIÓN PARA LA BÚSQUEDA DE LA SOLUCION DEL PROBLEMA

Debido a que en Colombia no existe ninguna empresa que fabrique máquinas calibradoras de fuerza universal, todas deben ser importadas desde otros países, como Brasil, Malasia, Francia, Italia, Alemania y España, se hace necesario la fabricación de esta máquina para así poder evitar los costos relacionados con la importación. Donde se pondrán a manera de prueba todos los conocimientos y destrezas adquiridas a lo largo de la carrera de ingeniería mecánica, con el fin de ratificarlos, y mostrar el dominio de los temas.

Esta máquina ya se ha venido elaborando por medio de proyectos anteriores, se encuentra en constante aplicación de reingeniería donde se busca el mejoramiento de sus funciones, con el fin aumentar su operatividad cuando realice

algún trabajo de calibración. Lo que buscan los autores con este proyecto es diseñar y construir un sistema de transmisión mecánica aplicada a la horquilla o yugo superior, llevando acabado así el objetivo de desplazar verticalmente, este elemento que es de suma importancia en la funcionalidad de la máquina, de tal manera que dichos cambios le den mejores condiciones de operación, calidad, y alarguen su vida útil de trabajo.

1.4.1 Requerimientos Del Consumidor

A continuación se establece una lista de los requerimientos básicos de los interesados en el desarrollo del dispositivo de transmisión:

- Fácil operación
- Económico
- Sencillo
- Preciso
- Buen aspecto
- Seguro
- Resistente
- Fácil mantenimiento
- Fácil montaje

1.4.2 Planteamiento de alternativas

Alternativas para la solución de cada uno de los subsistemas.

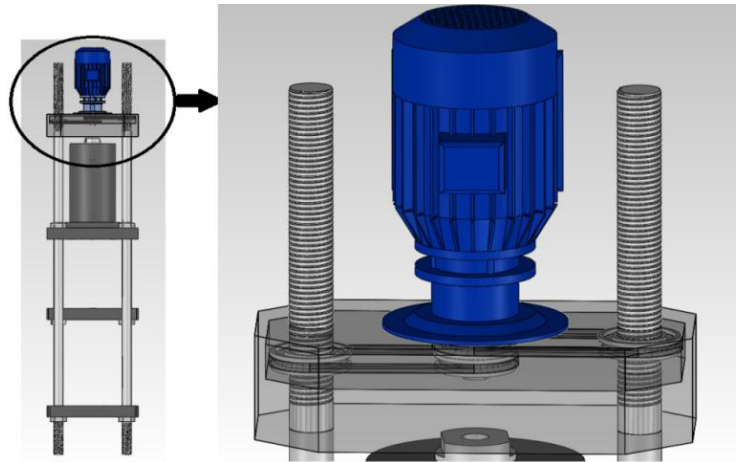
1.4.2.1 Alternativa 1. TRANSMISIÓN Y POTENCIA: motor eléctrico, poleas y correa.

SISTEMA DE TRANSMISIÓN PARA EL DESPLAZAMIENTO DEL YUGO: tornillo de potencia y tuerca.

REDUCTOR DE VELOCIDAD: coaxial.

Este sistema mecánico de desplazamiento de yugo, presenta un mecanismo (ver Ilustración 5) de dos barras parcialmente roscadas por donde se desliza el yunque superior, por medio de dos poleas con roscado interno, estas poleas (transmitido) forman un conjunto de transmisión por medio de dos correas y una polea doble (trasmisores), los cuales se encuentra acoplado al eje central que adquiere potencia, por medio de un sistema reductor de velocidad coaxial, impulsado por un motor eléctrico.

Ilustración 5. Diseño de mecanismo alternativa 1



La transmisión de potencia elegida en esta opción consiste en un juego de poleas unidas por correas (ver *Ilustración 6*), su mayor ventaja es la economía del sistema. Y su desventaja es que existes la posibilidad de deslizamiento de la correa por falta de tensión, lo que origina una desincronización del mecanismo, por lo cual se presenta una avería del yunque.

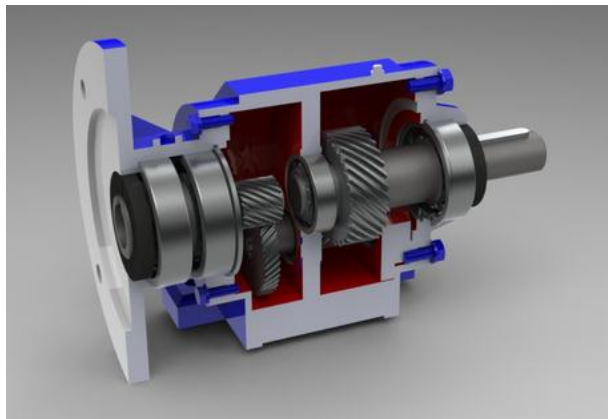
Ilustración 6. Sistema de poleas-correa



Fuente: http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/mecanismos/mec_pol_multiplicador.htm

Reductor de velocidad coaxial (*ver Ilustración 7*) de engranajes, sus ventajas son el mayor rendimiento energético, menor tamaño y requiere de una escasa vigilancia. Sus desventajas son costo elevado, ruido durante el funcionamiento y requiere un control para el cambio del lubricante.

Ilustración 7. Reductor de velocidad coaxial



Fuente: Google, http://www.acionac.com.br/2011/Productos/Reductores_de_Velocidad/Helicoidal%20Coaxial/184/

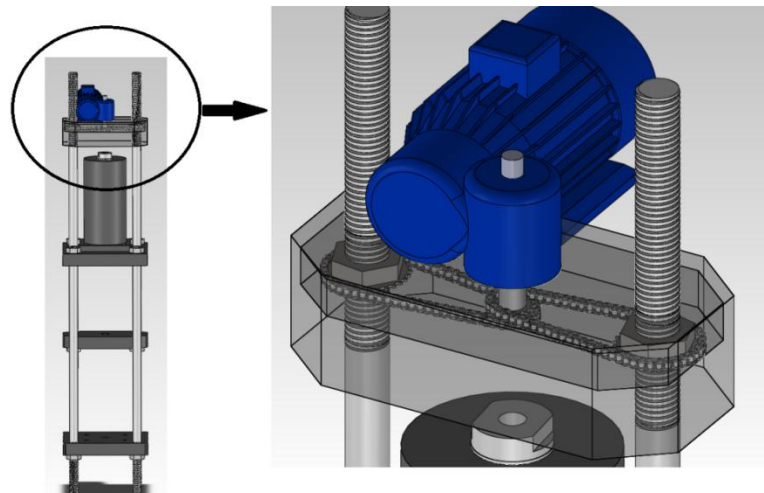
1.4.2.2 Alternativa 2. (Alternativa ganadora). TRANSMISIÓN Y POTENCIA:
motor eléctrico, sprockets y cadena.

SISTEMA DE TRANSMISIÓN PARA EL DESPLAZAMIENTO DEL YUGO: tornillo de potencia y tuerca (Acme).

REDUCTOR DE VELOCIDAD: sin fin corona.

Este sistema mecánico de desplazamiento de yunque, presenta un mecanismo (ver *Ilustración 8*) de dos barras parcialmente roscadas por donde se desplaza el yunque superior, por medio de dos tuercas cada una se encuentra acoplada a un *sprocket*, estos sprockets (transmitido) forman un conjunto de transmisión por medio de dos cadenas y una rueda dentada doble (trasmisores), la cual se encuentra acoplada al eje central que adquiere potencia , por medio de un sistema reductor de velocidad sin fin corona, impulsado por un motor eléctrico.

Ilustración 8. Diseño de mecanismo alternativa 2



Ya que el sistema de transmisión elegido en esta alternativa es de sprocket cadena (ver *Ilustración 9*), las cadenas generan más ruido que una correa pero hay que sustituir la correa con más frecuencia que una cadena. Las cadenas, siempre que su engrase y su mecanismo tensor funcionen correctamente, tiene una larga vida útil.

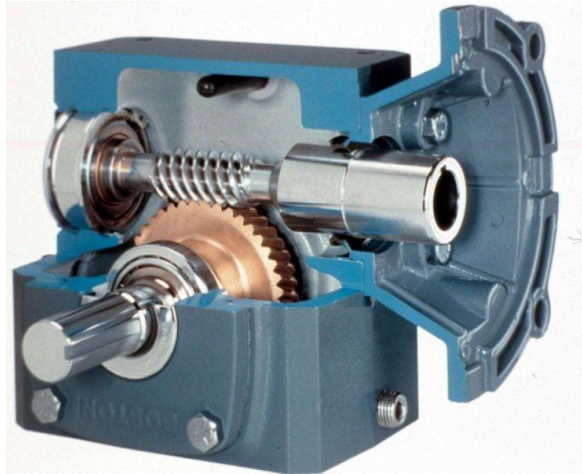
Ilustración 9. Conjunto sprocket-cadena



Fuente: <http://pimg.tradeindia.com/01158279/b/1/Motorcycle-Chain-Sprocket-kit.jpg>

El sistema de reducción de velocidad usado sin fin corona (ver *Ilustración 10*) es una alternativa viable ya que tiene una relación de reducción alta entre el motor y la salida de sistema de reducción, proporcionando una velocidad moderada, tiene un funcionamiento suave y silencioso, posibilidad de funcionamiento irreversible, lo cual nos es útil para un sistema de auto-bloqueo, su rendimiento es bajo, su cambio de dirección a 90 grados brinda mayor ergonomía al ensamble y posición del motor y su costo puede ser inferior al de reductores de engranajes cilíndricos o cónicos de relaciones elevadas.

Ilustración 10. Sistema de reducción de velocidad



Fuente: <http://www.motormaq.com.ar/webfiles/imagenes/161/imagen.jpg>

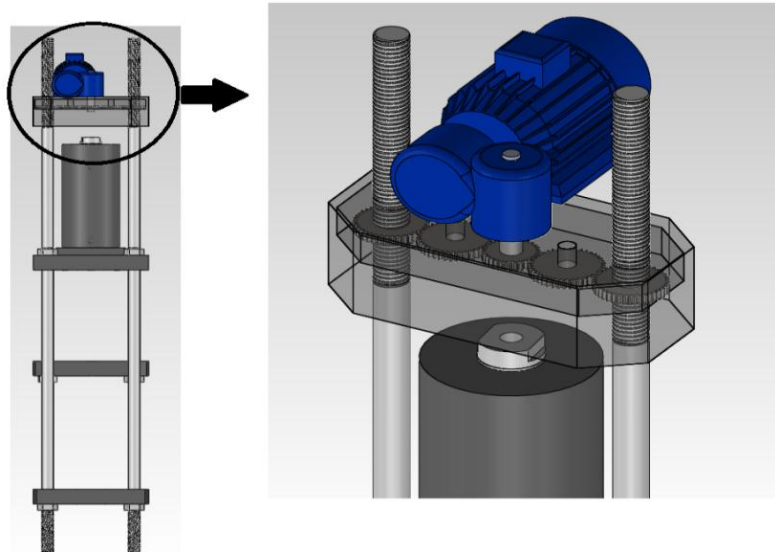
1.4.2.3 Alternativa 3. TRANSMISIÓN Y POTENCIA: motor eléctrico, tren de engranajes.

SISTEMA DE TRANSMISIÓN PARA EL DESPLAZAMIENTO DEL YUGO: tornillo de potencia y tuerca (Acme).

REDUCTOR DE VELOCIDAD: sin fin corona.

Este sistema mecánico de desplazamiento de yunque, presenta un mecanismo (ver Ilustración 11) de dos barras parcialmente roscadas por donde se desplaza el yunque superior, por medio de dos tuercas cada una se encuentran acopladas a un *engranaje*, estos engranajes forman un conjunto de transmisión por medio de un tren de engranaje, el cual se encuentra acoplado al eje central que adquiere potencia, por medio de un sistema reductor de velocidad sin fin corona, impulsado por un motor eléctrico.

Ilustración 11. Diseño de mecanismo alternativa 3



La transmisión de potencia elegida en esta propuesta, consiste en un tren de engranajes (ver Ilustración 12), la ventaja es que los engranajes permiten grandes transmisiones de potencia desde el eje transmisor, hasta las barras parcialmente roscadas, permitiendo la movilidad del yugo sin problema alguno y ha de realizar un trabajo sin dificultad. Su desventaja que tiene un costo elevado comparándolos con otro tipo de transmisión por cadenas o correas.

Ilustración 12. Engranajes

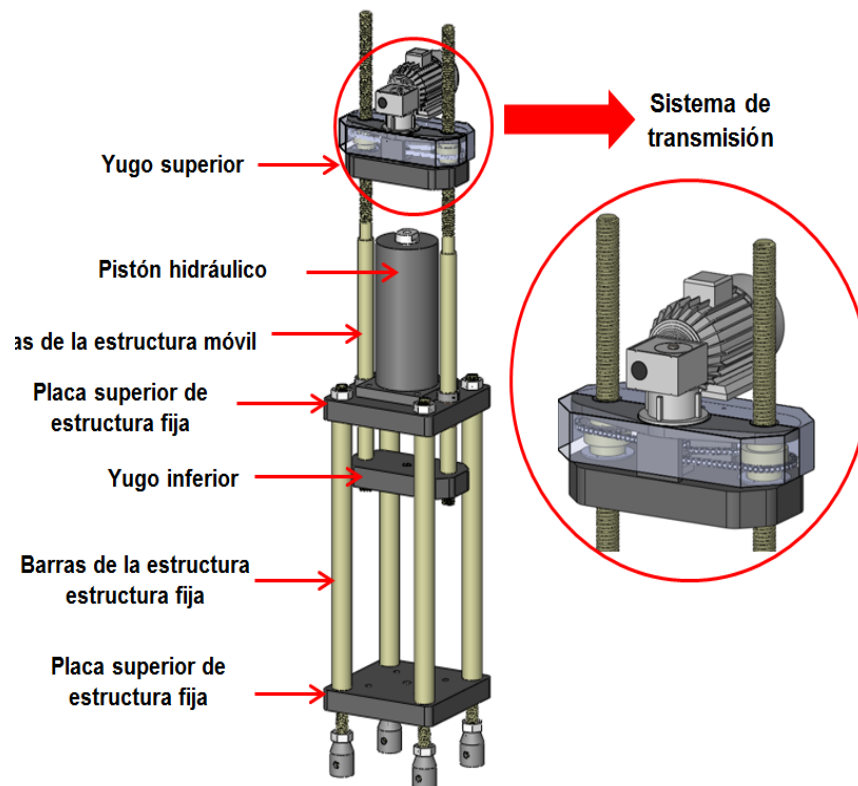


Fuente: Google, <http://energia9.webnode.es/máquinas/los-operadores-mecanicos/engranajes/>

2. SÍNTESIS: TRANSMISIÓN DEL CONJUNTO DEL YUGO MOVIBLE DE UNA MÁQUINA DE CALIBRACIÓN DE FUERZA UNIVERSAL

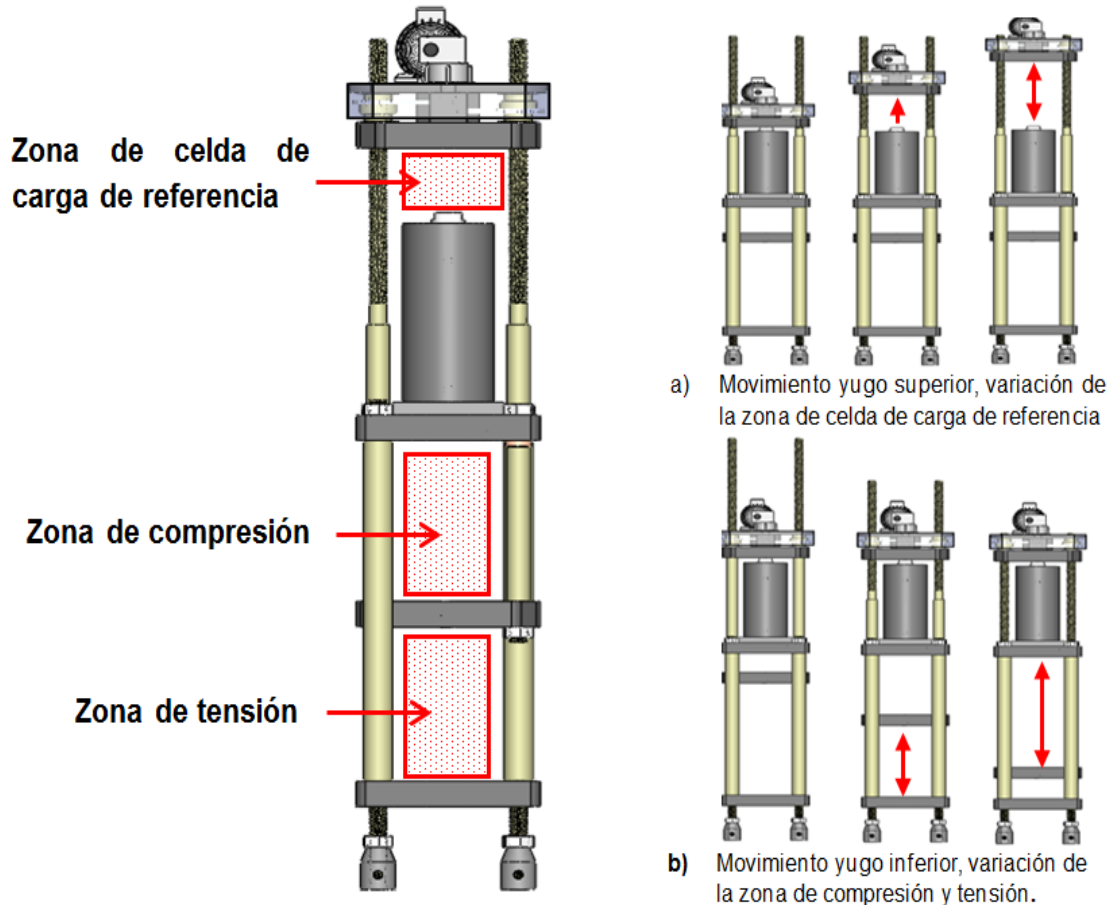
Una vez determinada las necesidades y los objetivos que se pretendían cumplir en el trabajo de grado, y después de analizar varias alternativas, se diseñó y construyó un sistema de transmisión de movimiento del yugo superior de la máquina calibradora de fuerza universal, partiendo de la estructura mostrada en la (Ilustración 3). El producto final que se obtuvo fue el siguiente:

Ilustración 13. Máquina calibradora de fuerzas universal modificada.



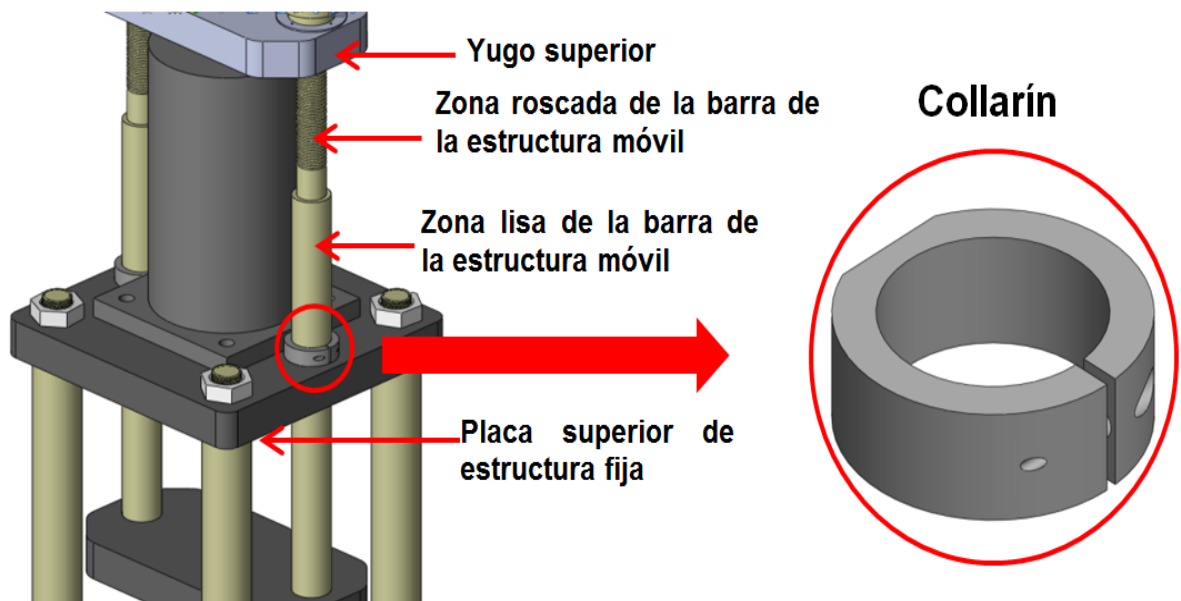
Este sistema de transmisión fue diseñado específicamente para variar los límites de las zonas de operación de la máquina, como se puede observar en la (Ilustración 14), donde se ubicarán las celdas de carga de referencia y las zonas donde se instalarán las celdas de carga a calibrar, ya sean a compresión o a tensión, esta variación de los límites se puede llevar a cabo mediante el movimiento del yugo superior (Ilustración 14.a), o el movimiento del yugo inferior (Ilustración 14.b), esto con el fin de mejorar la operatividad de la máquina.

Ilustración 14. Zona de operación de la máquina



Para este sistema obtener estabilidad al momento de variar la posición del yugo superior, se tienen un collarín de apoyo o sujeción, en la zona lisa de cada barra de la estructura móvil, estos collarines son ajustables e inmovilizan la estructura móvil, para que esta no se deslice verticalmente por efecto de la gravedad, al ajustar el collarín a la barra se deja reposar sobre la placa superior de la estructura fija donde este genera un soporte, como se observa en la siguiente (*Ilustración 15*):

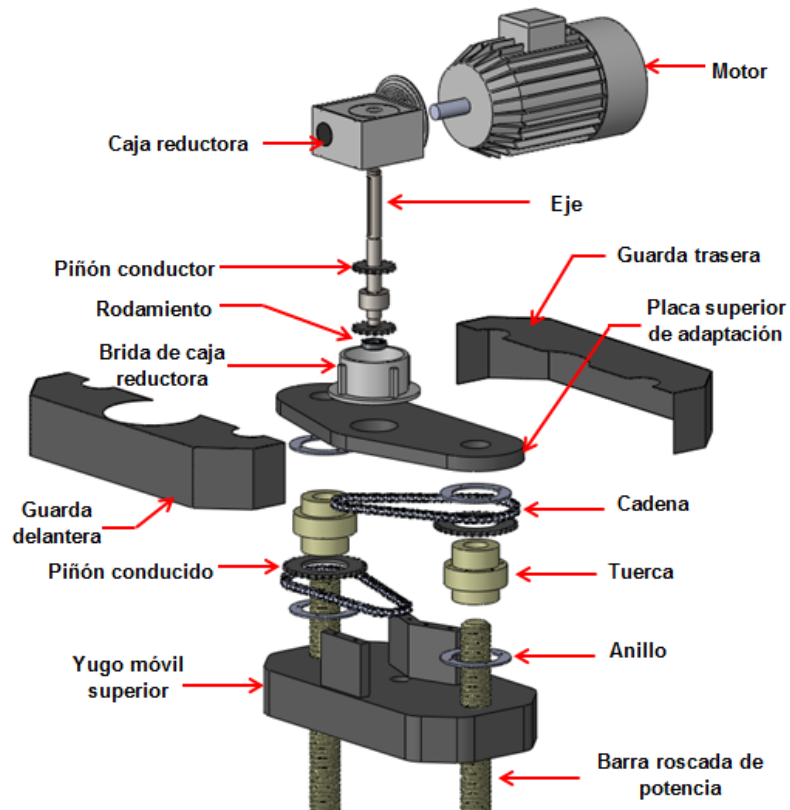
Ilustración 15. Mecanismo de inmovilización de la estructura móvil.



2.1 ELEMENTOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

El sistema de transmisión que se diseñó está compuesto de gran variedad de elementos mecánicos, como se pueden observar en la (*Ilustración 16*):

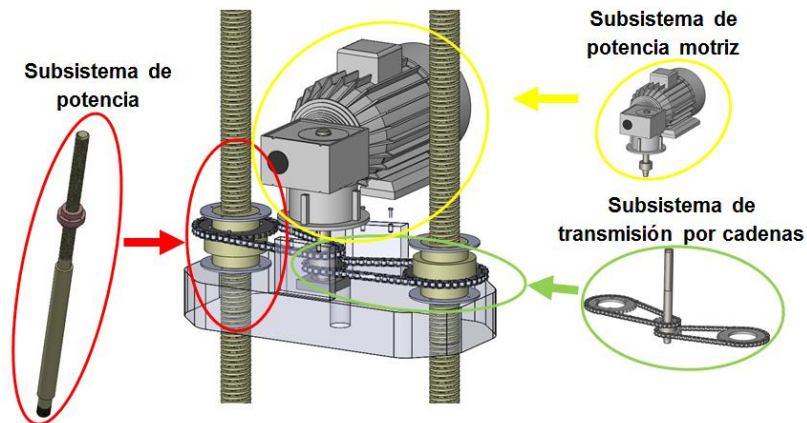
Ilustración 16. Explosionado del sistema de transmisión de movimiento del yugo superior de la máquina calibradora de fuerza universal.



2.2 SUBSISTEMAS QUE CONFORMAN EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Si se analiza la función que cumple cada componente, se logra percibir que la unión de cierto número de componentes conforma un conjunto mecánico, que realiza determinada tarea puntual en el sistema de transmisión, a estos conjuntos se le llamará subsistemas, los cuales serán detallados a continuación.

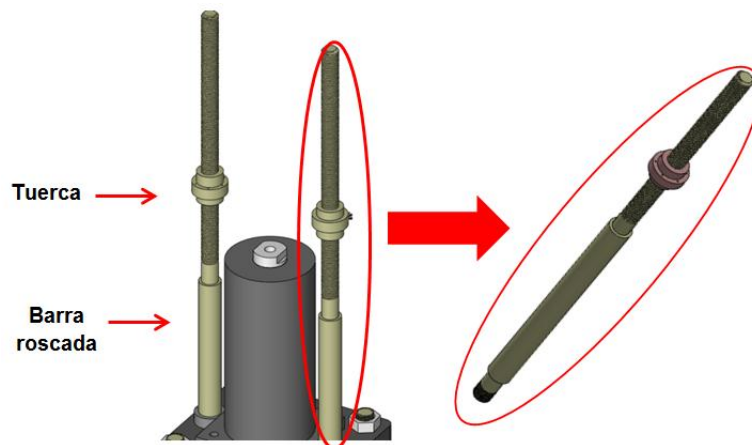
Ilustración 17. Subsistemas que conforman el sistema de transmisión



2.2.1 Subsistema de potencia

Es el principal subsistema, está conformado por dos barras roscadas (tornillo de potencia) y dos tuercas como se observa en la (*Ilustración 18*),

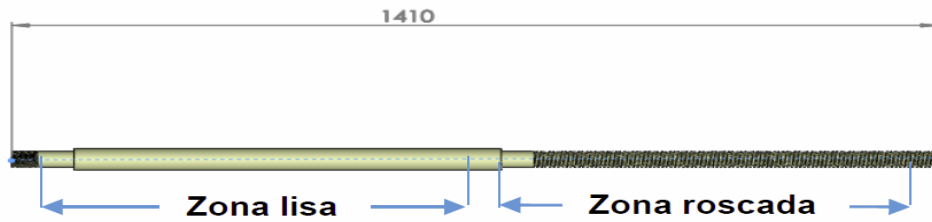
Ilustración 18. Subsistema de potencia



Las barras roscadas funcionan como las columnas de la estructura móvil, estas son de acero *AISI 4140* bonificado, tiene una zona lisa de 65 *cm* con un diámetro

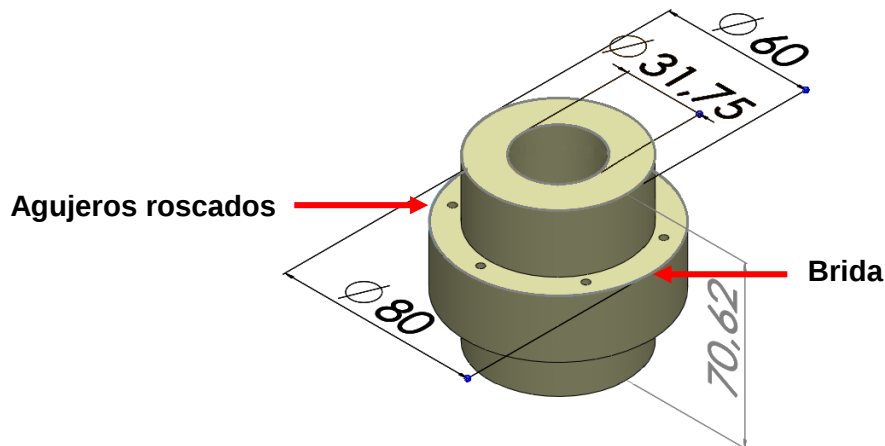
de 2 *pulg*, y otra zona roscada de 62 *cm* la cual consolida un tornillo de potencia rosca acmé normalizada de 1 $\frac{1}{2}$ *pulg* de diámetro mayor.

Ilustración 19. Zonas barra roscada.



Otro elemento que conforma este subsistema de potencia son dos tuercas, de acero *AISI 4140* las cuales tiene una longitud de 7 *cm*, son rosca acmé normalizada de 1 $\frac{1}{2}$ *pulg* de diámetro interno y 6 *cm* de diámetro externo, estas a su vez hacen la función de cojinetes de empuje, estas tuercas contienen un saliente el cual tiene un diámetro de 8 *cm* y funciona como una brida la cual tiene 6 agujeros roscados, en donde se sujetara un piñón conducido, por medio de 6 tornillos tipo Bristol M5.

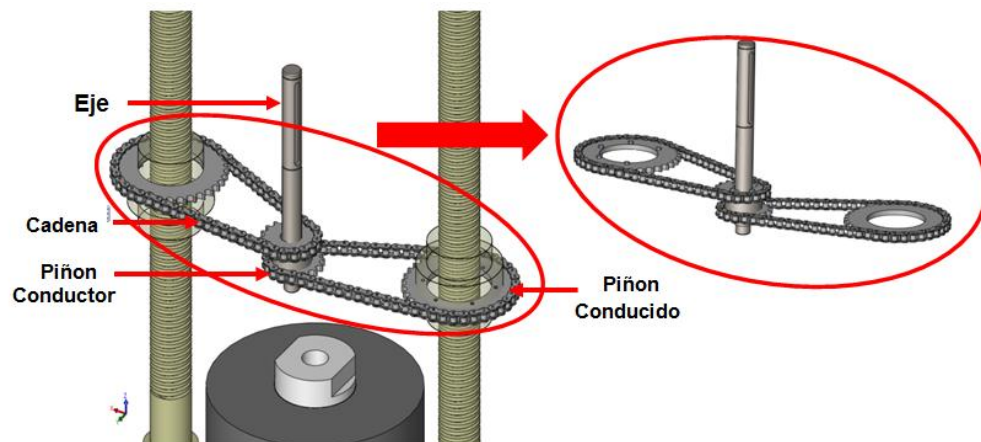
Ilustración 20. Dimensiones de la tuerca de potencia



Estos dos elementos (barras roscadas y tuerca), son los encargados de generar el desplazamiento lineal vertical del yugo y soportar las cargas generadas por el sistema hidráulico. Su rango de operación implica mantener una carga constante que varía entre 0 y 50.000lbf.

2.2.2 Subsistema de transmisión por cadena. Este subsistema es el encargado de transmitir la potencia necesaria al subsistema de potencia (barras roscadas y tuerca), para vencer la carga generada por el peso del yugo y sus demás componentes, generando el desplazamiento del mismo.

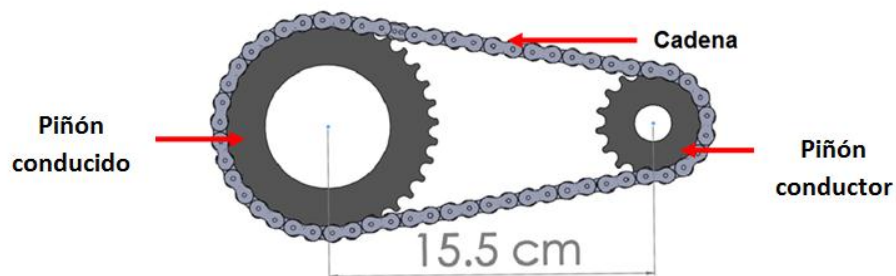
Ilustración 21. Subsistema de transmisión por cadena



Este conjunto de transmisión cuenta con dos piñones conductores de acero 1045 cementados de 17 dientes, que se encuentra acoplados por medio de una brida sobre un eje, a la salida de un moto- reductor, y dos piñones conducidos de acero 1045 cementados, de 34 dientes, que se encuentran anclados a cada tuerca o cojinete de empuje por medio de una brida; estos piñones tienen una relación de 2:1, funcionando como una etapa de reducción de velocidad del sistema. La potencia se transmite entre los dos piñones (conducido y conductor) los cuales

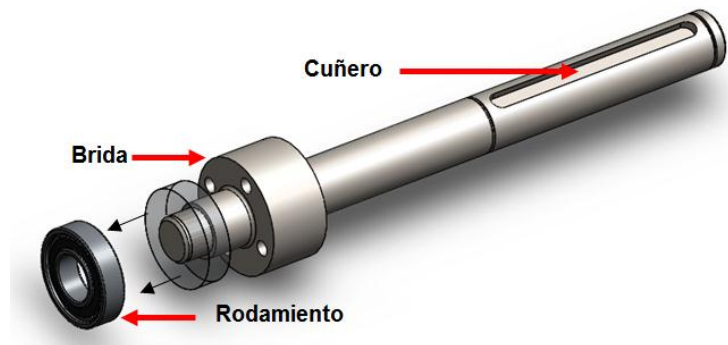
tienen una distancia entre centros de 15.5 cm , por medio de una cadena 06B europea, esta tiene un paso de $\frac{3}{8}\text{ pulg}$, y cumple con los requerimientos de operación y soporta los esfuerzos generados por el sistema.

Ilustración 22. Sistema de transmisión por cadena



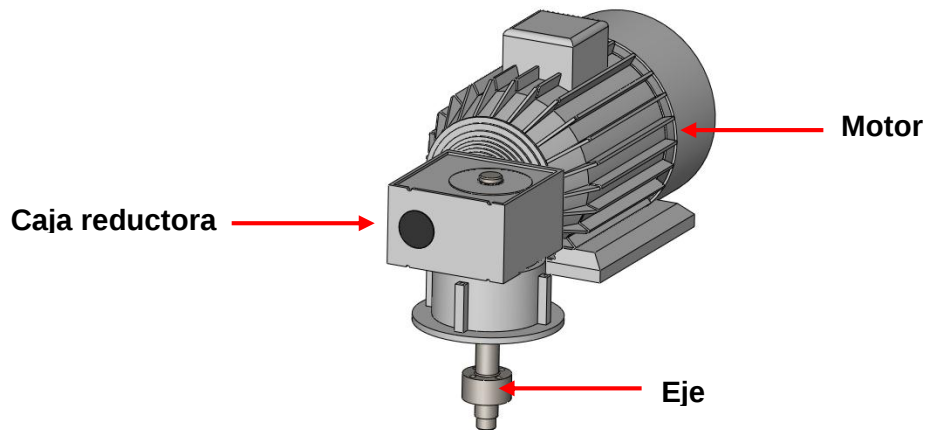
El eje donde se encuentran anclados los piñones conducidos, de acero *AISI 4140*, tiene una longitud de $20,3\text{ cm}$ y un diámetro de $1,8\text{ cm}$, este eje presenta un saliente 5 cm de diámetro el cual funciona como una brida, donde se ancla los piñones conductores, mediante 4 tornillos M5, este eje cuenta con un cuñero, en donde se le ajusta una cuña estándar *MACKEY* paralela de $6 * 6\text{ mm}$, para acoplarlo a la caja reductora, este eje se encuentra apoyado sobre un rodamiento de bolas de 15 mm de diámetro interno.

Ilustración 23. Eje de transmisión de potencia



2.2.3 Subsistema de potencia motriz. El subsistema de potencia motriz está conformado por un motor trifásico de $\frac{1}{4}$ HP y 1650RPM, que genera la potencia necesaria para el desplazamiento del yugo. Integrada al motor se encuentra una caja reductora (sinfín-corona), la cual es la encargada de tomar las revoluciones entregadas por el motor y disminuirlas en una relación 60:1, transmitiéndolas al eje que se encuentra acoplado a su salida, en donde se hayan los piñones conductores, del conjunto de transmisión de cadena. Esta caja reductora funciona como otra etapa de reducción, teniendo en cuenta que el yugo debe desplazarse a una velocidad de 7 cm/min.

Ilustración 24. Subsistema de potencia motriz



Al unir todos los subsistemas anteriores se consolida un solo sistema, el cual es el sistema de transmisión de yugo móvil, este permitirá un fácil montaje y desmontaje de las celdas de carga con el simple movimiento del yugo superior, dándole una mayor operatividad a la máquina.

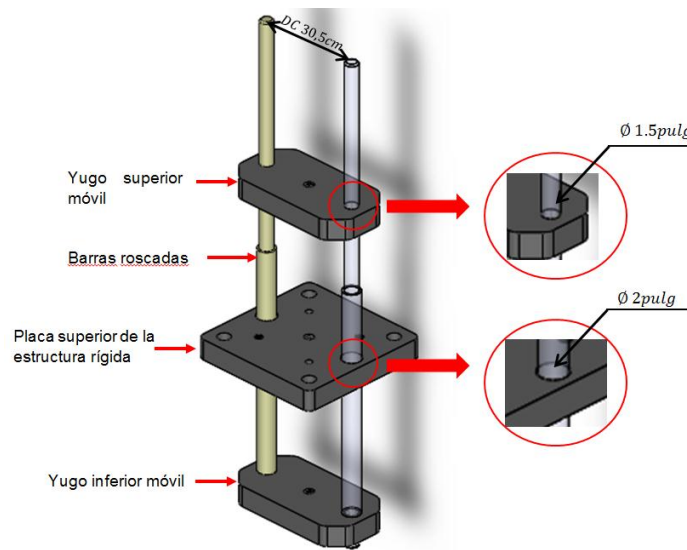
3. DISEÑO DE TRANSMISIÓN DEL CONJUNTO DEL YUGO MOVIBLE DE UNA MÁQUINA DE CALIBRACIÓN DE FUERZA UNIVERSAL

El diseño de este sistema de transmisión, se encuentra limitado por los parámetros o condiciones existentes en la estructura que se diseñó anteriormente, ante cualquier mejora o rediseño. Estos parámetros son principalmente los siguientes.

- **Rango de operación de la máquina (0 – 50.000 lb).** La máquina calibradora de fuerza universal se diseñó inicialmente, para calibrar celdas de carga en un rango de (0 – 50.000 lb), esta carga variable es generada por un pistón hidráulico. Por lo tanto este parámetro se debe respetar, ya que es una característica de trabajo que clasifica este tipo máquinas. Es por esto que el nuevo diseño debe soportar una carga máxima de 50.000 lb.
- **Velocidad de avance del yugo superior.** El sistema de transmisión a diseñar (transmisión del conjunto del yugo móvil), debe generar una velocidad lineal de funcionamiento de (7 cm/min), para desplazamiento vertical del yugo móvil.
- **Carga a elevar.** El sistema de transmisión se diseña principalmente para variar la posición vertical del yugo móvil, lo que implica vencer la carga generada por el peso de (62 kg) del el sistema de transmisión de yugo móvil, o la carga generada por el peso de (70 kg) de la estructura móvil, que comprenden las barras roscadas y el yugo inferior.
- **Restricción de espacio.** La estructura que se diseñó anteriormente, nos genera ciertas limitaciones geométricas. Al momento de diseñar las barras

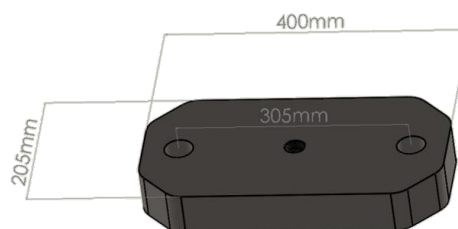
roscadas se tienen restricciones en las longitudes de las zonas (lisa y roscada), debido a las zonas de operación como se puede observar en la (ilustración 14), los diámetros de las barras de igual manera se encuentran limitados, ya que estas barras se deben ensamblar a la placa superior de la estructura rígida y el yugo superior móvil, como se observa a continuación en la (ilustración 25).

Ilustración 25. Restricciones de barras roscadas



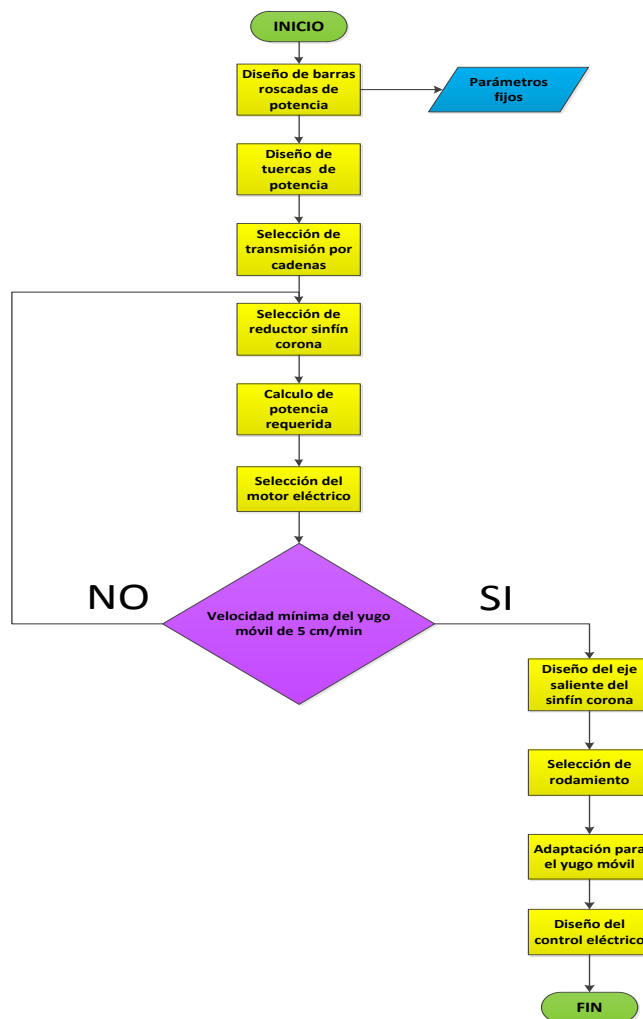
Otra limitación que se tiene, es el área que se dispone en el yugo superior para ensamblar el subsistema de cadenas y el subsistema de potencia motriz.

Ilustración 26. Dimensiones del yugo superior móvil.



Después de tener claro cada uno de los parámetros, el diseño del sistema de transmisión de esta máquina calibradora de fuerza universal, se organizó mediante una secuencia de diseños para cada elemento que conforma este sistema, estos se organizaron por prioridades, ya que la ejecución del diseño de un elemento, genera parámetros para el diseño del siguiente elemento, por lo tanto esta cadena de parámetros se convierte en un proceso secuencial, La secuencia de diseño se muestran a continuación por medio de un diagrama de flujo en la (Ilustración 27).

Ilustración 27. Diagrama de flujo secuencia de diseño



- a. **Diseño de barras roscadas:** son las que presenta mayor importancia de todos los elementos de este conjunto de transmisión, las cuales son un par de barras roscadas, diseñadas para soportar fuerza (50.000 *lb*), estas barras no se encuentran comercialmente en el mercado, lo que las hace costosas al momento de su fabricación, en este caso se elaboraron por el proceso mecanizado, lo que las hacen un componente de gran importancia para este conjunto de transmisión.
- b. **Diseño de tuerca de potencia:** estas son las que soportan y dan movimiento al yugo a través de las barras roscadas, mediante la potencia mecánica recibidas por las dos etapas de transmisión, suministrada por el motor eléctrico.
- c. **Selección de transmisión cadena-sprocket (reducción segunda etapa):** la reducción de segunda etapa es necesaria para definir la velocidad de subida del yugo, de acuerdo con las revoluciones con las que finalmente giren las tuercas-sprocket, y los hilos por pulgadas de la rosca de las barras. Este sistema de transmisión es necesario para dividir la potencia en las dos tuercas-sprocket, es decir, unir las distancias entre centros de la salida del reductor de primera etapa, sinfín corona, y las tuercas-sprocket acopladas a las dos barras roscadas que finalmente generan el desplazamiento vertical del yugo superior.
- d. **Selección del sinfín-corona (reducción primera etapa):** este elemento es de gran importancia en el diseño del conjunto de transmisión, debido que este permite reducir de forma drástica la velocidad de giro de salida del motor a una velocidad moderada para cumplir con los requerimientos que la máquina, ya que el torque obtenido con esta reducción de velocidad es muy alto, ya que este

se necesita para subir la carga generada por el peso del yugo superior de la máquina calibradora de fuerza universal.

- e. **Cálculo de potencia requerida:** es necesario conocer la potencia que se necesita para la movilidad de todo el conjunto de transmisión, teniendo en cuenta todas las pérdidas de potencia durante la transmisión de esta; pérdida de potencia por fricción entre las barras roscadas y las tuercas-sprocket, pérdida de potencia entre el sistemas de transmisión de segunda etapa, cadena – sprocket, pérdida de potencia en el sistema de transmisión de primera etapa, sinfín-corona, etc.
- f. **Selección del motor:** se debe conocer qué tipo de motor utilizar, y eso se logra gracias a que se tiene el conocimiento de la potencia que requiere todo el conjunto de transmisión, a partir de este requerimiento, se selecciona el motor; en la alternativa ganadora se optó por un motor eléctrico, se cree que es el más práctico para este caso, ya que se puede controlar su giro con un control en lógica eléctrica.
- g. **Diseño de eje a la salida del sinfín-corona:** como se explicó anteriormente, necesito un eje para conducir la potencia entre el sistema de transmisión de primera etapa y el sistema de transmisión de segunda etapa. El eje debe cumplir con algunos parámetros, tanto para la adaptación en el sinfín-corona, como para el sistema de cadenas-sprocket.
- h. **Selección de rodamientos:** como bien se sabe, la potencia suministrada por el motor eléctrico, se transfiere directamente a un reductor sinfín corona, de donde sale a través de un eje hasta el sistema de transmisión cadena – sprocket, el

eje va en forma vertical y necesita otro punto de apoyo el cual se lo otorga el rodamiento.

- i. **Diseño de adaptación del yugo:** para el ensamble de todo el conjunto de transmisión que permite la movilidad en forma vertical del yugo superior de la máquina calibradora de fuerzas universal, se es necesario hacer una adaptación al yugo, para muchas funciones, la principal función de esta adaptación es ajustar las tuercas- sprocket entre el yugo y una placa, esta placa es parte de la adaptación y cumple la función de transmitir la carga, a la cara superior de la tuercas, otra función de esta adaptación es poder ajustar el motor y el sistema de transmisión de primera etapa sinfín corona por encima de la placa, y de esta forma darle una rigidez a todo el conjunto de transmisión.
- j. **Diseño del control eléctrico del motor:** es necesario un sistema de control para invertir el giro del motor eléctrico, y de esta forma subir o bajar el yugo.

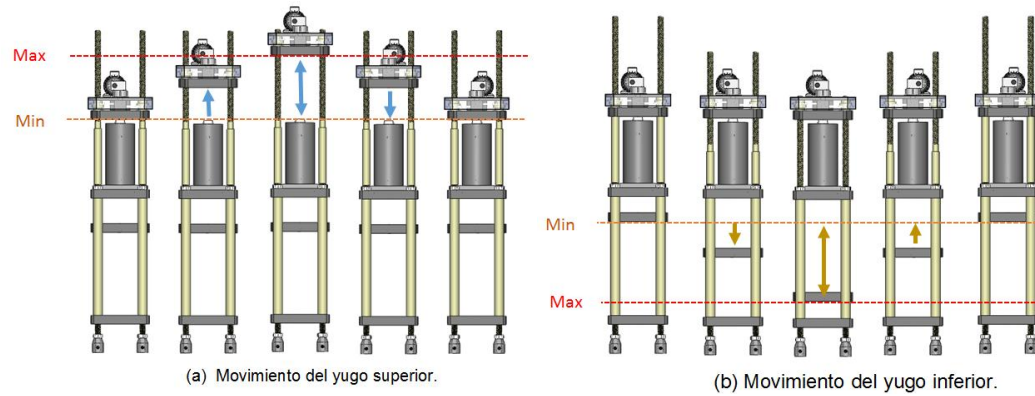
3.1 DISEÑO DE BARRAS ROSCADAS

La necesidad de tener un elemento que satisfaga las siguientes necesidades:

- funcione como barra rígida que una dos yugos, los cuales tienen un peso de $62kg$ yugo superior y $34kg$ yugo inferior,
- soporte las cargas generadas por el pistón de $50.000lbs$,
- genere un desplazamiento lineal máximo de: $65cm$ el yugo inferior y 62 cm el yugo superior, como se muestra en la (*Ilustración 28*),

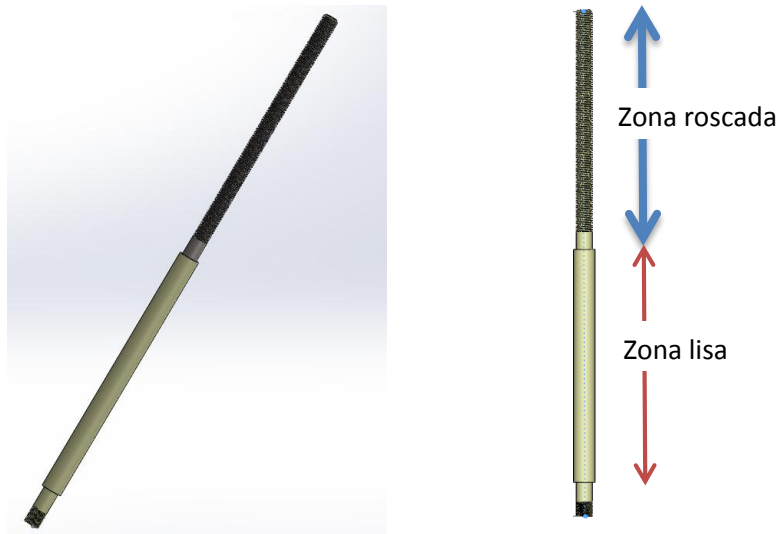
Se diseñó una barra roscada de acero AISI 4140 bonificado, la cual tiene una zona lisa, y una zona roscada que funciona como un sistema de potencia.

Ilustración 28. Movimiento lineal de los yugos.



Por esta razón se diseñaron dos barras roscadas con una zona lisa y una zona roscada como se observa en la (*Ilustración 29*).

Ilustración 29. Barra roscada.

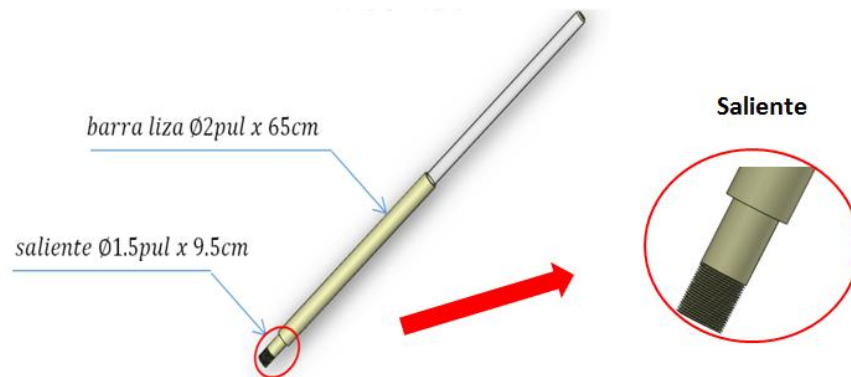


3.1.1 Zona lisa de la barra roscada. La zona lisa se diseñó pensando en que esta debe deslizarse fácilmente por medio de un collarín de cobre, que se encuentra en la placa superior de la estructura rígida, por lo tanto debe tener un acabado superficial fino.

3.1.1.1 Dimensiones de la zona lisa. Se puede observar en la (*Ilustración 29*) las restricciones que presentan las barras, es por esto que se diseñó una zona lisa con un diámetro de **2 pulg** y longitud de **65 cm**.

Al final de la barra se diseñó un saliente de 1.5 pulg de 9.5 cm, este saliente cuenta con una rosca de $1\frac{1}{2}$ pulg – 12 UNF x 5 cm, y su respectiva tuerca, con el fin de acoplar allí el yugo móvil inferior, todo esto se puede observar en la (*Ilustración 30*).

Ilustración 30. Dimensiones de la zona lisa



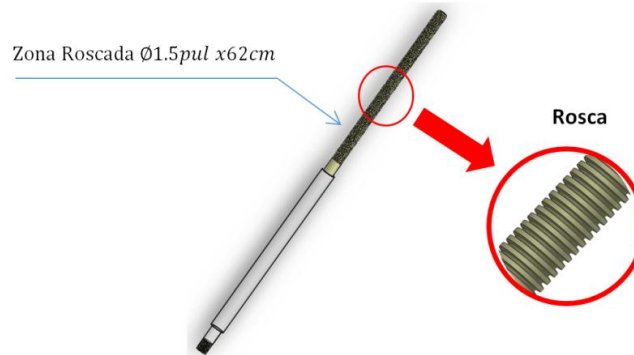
3.1.2 Zona roscada de las barra.

La zona roscada se diseñó teniendo en cuenta la generación de movimiento de la estructura móvil, la cual está conformada por el yugo superior móvil y el yugo inferior móvil. Para poder realizar el movimiento de estos hay que vencer las

cargas generadas por el peso, es por esto que se diseñó una zona roscada la cual funciona como un tornillo de potencia.

3.1.2.1 Dimensiones de la zona roscada. Se pudo observar en la (Ilustración 29), Las restricciones que presentan las barras, es por esto que se diseñó una zona roscada con un diámetro de **1.5pulg** y longitud de **62cm**.

Ilustración 31. Dimensiones de la zona roscada



3.1.2.2 Selección del tipo de rosca. Se seleccionó una Rosca tipo *ACME*, ya que este tipo de rosca cuenta con la ventaja de tener mayor facilidad de manufactura y cumple los requerimientos mecánicos para los cuales se utilizara el tornillo de potencia en la máquina.

3.1.2.3 Tipo y geometría de la rosca (Tornillo de potencia). En la sección (3.1.2.1.), se dieron a conocer las dimensiones de la rosca, por lo tanto el diámetro mayor del tornillo debe ser igual o aproximado a **1.5pulg** este valor estandarizado, como principal criterio de diseño se tomó que el tipo de rosca del tornillo seria tipo *ACME*, para seleccionar la geometría dela la rosca se observa el (ANEXO A), donde se encuentran las principales dimensiones de las rosca *ACME*

americana estándar, Se encontraron las dimensiones que se listan en la siguiente tabla, para una diámetro mayor $d = 1.5 \text{ pulg}$.

Tabla 1. Geometría básica del tornillo

n_e	p	d	d_m	d_r	H_{pp}	A_t	α_f
Nº entradas	Paso (<i>pulg</i>)	Diámetro mayor (<i>pulg</i>)	Diámetro medio(<i>pulg</i>)	Diámetro menor (<i>pulg</i>)	Hilos por pulgada	área de esfuerzo a tracción(<i>pulg</i> ²)	Angulo de flanco (°)
1	0.250	1.500	1.375	1.250	4	1.353	14.5

Para obtener la geometría complementaria del tornillo se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$l = n_e * p, \quad b = 0.6293 * p, \quad \tan \lambda = \frac{l}{\pi d_m}$$

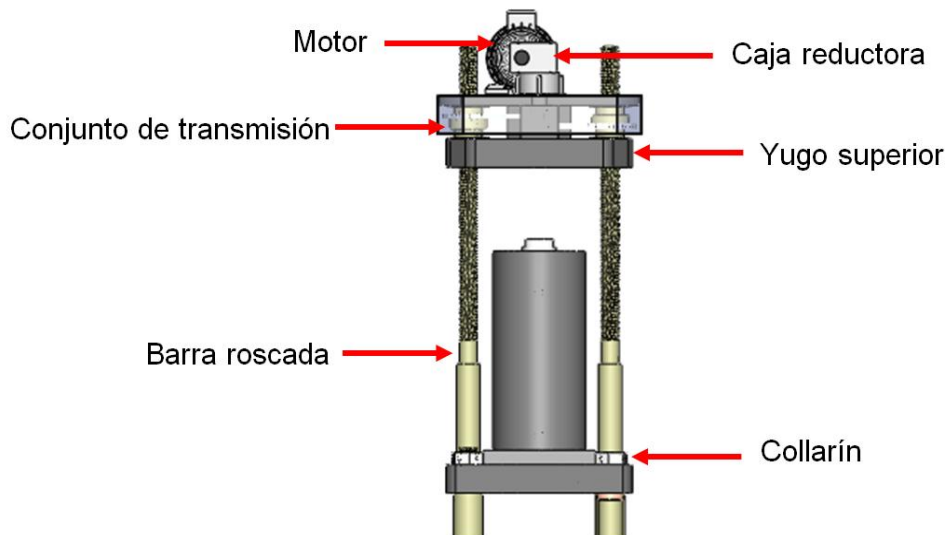
Tabla 2. Geometría complementaria del tornillo

l	b	λ
Avance (<i>pulg</i>)	Ancho de cresta diámetro de raíz (<i>pulg</i>)	Angulo de avance
0.250	0.157	3.312

3.1.2.4 Evaluación de torque en el tornillo. Para el cálculo de torque se analizara la carga subiendo del yugo superior y el inferior, ya que los dos se moverán para ajustar la zona de la celda de carga a calibrar y la zona de la celda de carga patrón, como se pudo observar en la (ILUSTRACIÓN 14), la carga que actúa sobre el tornillo es vertical, esta carga es la resultante de la sumatoria de pesos de un conjunto determinado de elementos que conforman el sistema.

3.1.2.4.1 Análisis de carga para el movimiento del yugo superior. Se necesita conocer la carga que debe elevar el tornillo la cual se compone de los pesos del: motor, caja reductora, yugo superior y conjunto de transmisión. En el momento de elevar la carga se usan los collarines, como se explicó anterior mente en la (ilustración 14), con el fin de que las barras roscadas queden firmes y se comporten como una columna estas no tendrán ningún tipo de movimiento.

Ilustración 32. Elementos para el análisis del movimiento del yugo superior



Los pesos de los elementos anteriormente descritos se enlistan en la (tabla 3):

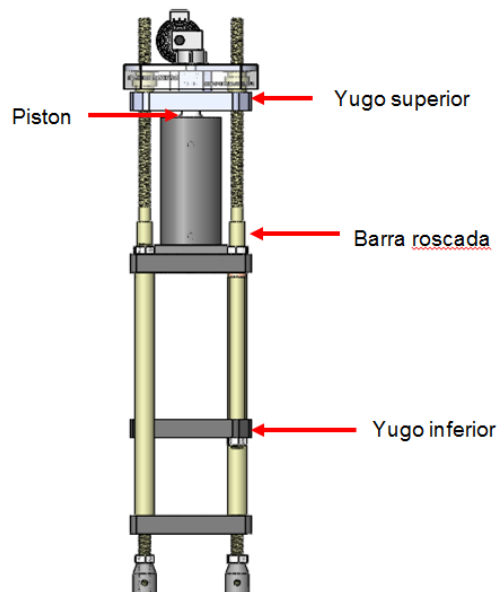
Tabla 3. Pesos de los elementos a elevar para el movimiento del yugo superior.

Elemento	Masa (Kg)	carga(N)
Yugo superior	34.881	342.18
Moto reductor	12	117,72
Placa	10	90,81
Conjunto de transmisión	11	107,91
Carga Total	67.881	665,91

Se encontró, que la suma de los pesos nos genera la carga $W_s = 67.881kg = 665,91N$.

3.1.2.4.2 Análisis de carga para el movimiento del yugo inferior. El análisis de esta carga a diferencia del anterior, se moverá el yugo inferior y el superior estará estático por lo tanto la carga cambia ya que esta se compone de las dos barras roscadas y el yugo superior, debido a que el yugo superior reposan sobre el pistón, el cual soporta la carga de los elemento anterior mente analizados. En conclusión se analizara la carga del yugo inferior y las barras roscadas.

Ilustración 33. Elementos para el análisis del movimiento del yugo



Los pesos de los elementos anteriormente descritos se enlistan en la siguiente tabla (*tabla 4*):

Tabla 4. Pesos de los elementos a elevar para el movimiento del yugo inferior.

Elemento	Masa (Kg)	Carga (N)
Yugo inferior	34.881	342.18
tornillos	35	343,35
Carga Total	79.881	685,53

Se encontró que la suma de los pesos nos genera una carga $W_i = 79.881\text{kg} = 685.53\text{N}$.

3.1.2.5 Cálculo de torque en el tornillo. Los cálculos del torque se realizaron para la subida de la mayor carga entre los dos análisis anteriores, ya que el tornillo de potencia realizara su máximo trabajo al elevar esta carga, Según los valores arrojados anteriormente la mayor carga es la del *movimiento del yugo inferior* de $W_i = 685.53\text{N}$.

El análisis se realizara para un solo tornillo ya que estos son simétricos y las cargas se distribuyen de igual manera para los dos, por lo tanto la carga que soporta cada uno es igual a:

$$F_i = \frac{W_i}{2} = 342.76\text{N}$$

El coeficiente de fricción μ_c que se oponen al movimiento, produciendo un par resistente se tomó como 0,15

El torque necesario para subir la carga T_s y se calcula como:

$$T_s = F_i \frac{d_m}{2} \frac{\tan\lambda + \frac{\mu}{\cos\alpha_f}}{1 - \frac{\mu \tan\lambda}{\cos\alpha_f}} = 1.285\text{N.m}$$

El par de giro necesario para subir la carga también se ve afectado debido a que es necesario vencer la fricción entre la tuerca o cojinete de empuje y el yugo que se encuentran en contacto, por lo que aparecerán fuerzas de fricción que se

oponen al movimiento produciendo un par resistente T_c , que puede calcularse aproximadamente por:

$$T_c = \frac{F_i \mu_c (1.5 dm)}{2} = 1,347 N.m$$

Torque de subida total:

$$T_s' = T_s + T_c = 1.285 N.m + 1,347 N.m = 2.632 N.m$$

3.1.2.5.1 Cálculo de autobloqueo del tornillo. Podemos asegurar que un tornillo es auto bloqueante si cumple con la siguiente expresión

$$\begin{aligned} \mu &> \tan \lambda \cos \alpha_f \\ \tan \lambda \cos \alpha_f &= \tan(3.31) \cos(14.5) = 0.0352 \\ \mathbf{0,15} &> \mathbf{0.0352} \end{aligned}$$

El Sistema SI es autobloqueante ya que se cumple los cálculos.

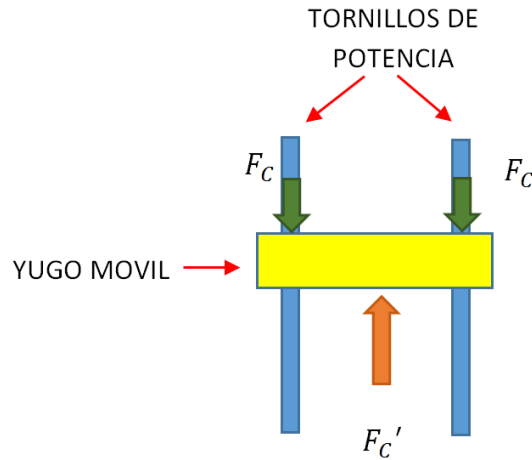
3.1.2.5.2 Eficiencia mecánica.

La eficiencia del tornillo está dada por la siguiente ecuación:

$$e' = \frac{Fl}{2\pi T_s'} = \frac{342.76 N * 0.25 in * 0.0254}{2 * 3.14 * 2.632 N.m} = 0,13$$

3.1.2.6 Cálculos de esfuerzos en el tornillo. Para los cálculos de los esfuerzos se analizará el sistema con la carga máxima de operación de la máquina $F'_c = 50.000 Lb$, ya que esta es la carga más crítica que deben soportar los tornillos, esta carga es generada por el trabajo del cilindro hidráulico y es soportada por el yugo superior que se encuentra inmóvil, a su vez mediante las tuercas que lo soportan, trasfiere esta carga a los dos tornillos de potencia en donde se distribuye igualmente la carga en los dos. Para esta situación los tornillos trabajarán únicamente a tensión.

Ilustración 34. Diagrama de fuerzas



F'_C = carga máxima de trabajo del sistema (ejercida por el pistón, $50.000Lb = 25.000Kg$)

F_C = carga de reacción sobre las tuercas, las cuales se transmiten al tornillo.

Hacemos el análisis de esfuerzos para un solo tornillo, ya que el sistema es simétrico los tornillos son iguales y manejarán las mismas cargas,

$$F_C = \frac{F'_C}{2} = \mathbf{12.500Kg}$$

La carga que actúa sobre cada uno de los tornillos es de **12.500Kg**.

Para los cálculos de los esfuerzos, se deben de tener en cuenta los siguientes criterios:

- Según la normatividad consultada y adoptada para el factor de diseño o factor de seguridad (que es la relación entre el esfuerzo último del material, al esfuerzo de diseño para una capacidad de carga) debe ser mínimo de 3.

- Para el cálculo de los esfuerzos, es necesario conocer las propiedades mecánicas del material con el que se fabricarán las barras roscadas, el cual es: *acero AISI 4140 bonificado*.

Tabla 5. Propiedades mecánicas para el acero AISI 4140 bonificado

S_y	S_u
Limite elástico (MPa)	Esfuerzo último a la tracción (MPa)
735	981

3.1.2.6.1 Esfuerzo en el núcleo. Procedemos hallar el esfuerzo permisible a la tracción, ya que la carga máxima que sentirán las barras será efectuada por tensión:

$$S_t = \frac{F_c}{A_t} = 140 \text{ MPa}$$

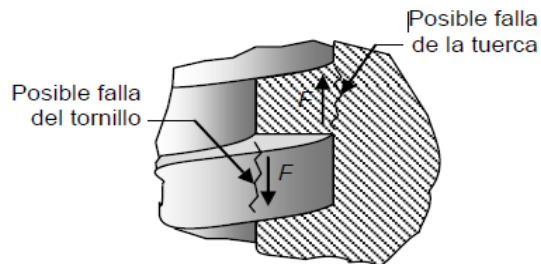
Procedemos a encontrar el factor de seguridad del núcleo del tornillo, se obtiene mediante la siguiente operación:

$$N_t = \frac{S_y}{S_t} = 5.25, \quad N_t > 3$$

Este factor de seguridad es grande, sin embargo, deben preverse sobrecargas debido a la aplicación de cargas mayores a las de diseño de la máquina.

3.1.2.6.2 Cortantes en los filetes. Los filetes del tornillo y de la tuerca pueden fallar por cortante, produciéndose el barrido de estos, el esfuerzo máximo por cortante puede calcularse mediante el siguiente método:

Ilustración 35. Barrido en los filetes por cortante.



Fuente: Diseño de elementos de máquinas - Robert L. Mott

Se selecciona W_i y W_o estas son las constantes que dependen del tipo de rosca y se obtienen en la siguiente tabla:

Tabla 6. Coeficientes W_i y W_o para roscas estándar.

Tipo de filete	W_i	W_o
UNS/ISO	0.80	0.88
Cuadrada	0.50	0.50
Acme	0.77	0.63
Diente de sierra	0.90	0.83

Fuente: Diseño de elementos de máquinas - Robert L. Mott

n_f es menor o igual que el número de filetes del tornillo en contacto con la tuerca N_f , Como se discutió anteriormente, n_f tiene en cuenta que el esfuerzo no se

distribuye uniformemente en todos los filetes debido a errores de manufactura, por lo tanto se asumió un $n_f = 4.5$.

El área total de la raíz del filete A_{ba} , se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$A_{ba} = \pi d_r W_{ip} n_f = 0,00219 m^2$$

El esfuerzo máximo por cortante se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$S_{sba} = \frac{3}{2} \frac{F_c}{A_{ba}} = 83.81 MPa$$

Los esfuerzos cortantes en los filetes del tornillo no deben sobrepasar los valores permisibles de diseño S_{ys} , los cuales se calculan por medio del siguiente método:

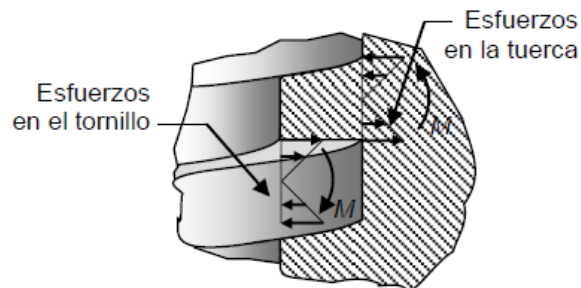
$$S_{ys} = 0,577 S_y, \quad S_y = 735 MPa$$

$$N_{ba} = \frac{S_{ys}}{S_{sba}} = 5.06, \quad N_{ba} > 3$$

El tornillo tiene suficiente resistencia al barrido de los filetes.

3.1.2.6.2 Flexión en los filetes. Los filetes actúan como vigas en voladizo, soportando una carga transversal distribuida, Consecuentemente éstos pueden fallar por flexión.

Ilustración 36. Flexión en los filetes.



Fuente: Diseño de elementos de máquinas - Robert L. Mott

El máximo esfuerzo normal por flexión, para el tornillo, puede calcularse como:

$$S_{flex} = \frac{3F_c}{2\pi d_r n_f w_i^2 p} = \mathbf{108.8MPa}$$

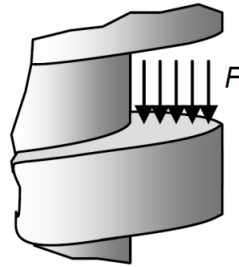
Los esfuerzos normales en los filetes del tornillo no deben sobrepasar los valores permisibles o de diseño:

$$N_{flex} = \frac{S_y}{S_{flex}} = \mathbf{6.753}, \quad N_{flex} > 3$$

El factor de seguridad es grande, por lo tanto el tornillo no fallara por flexión.

3.1.2.6.3 Aplastamiento. Los flancos de los filetes del tornillo soportan una carga de aplastamiento (compresión) a lo largo y ancho de toda la superficie de contacto.

Ilustración 37. Aplastamiento en los filetes.



Fuente: Diseño de elementos de máquinas - Robert L. Mott

La carga puede producir deformación plástica si el esfuerzo normal de compresión excede la resistencia de fluencia en compresión. Suponiendo que el esfuerzo se distribuye uniformemente en toda la superficie, éste puede calcularse como:

$$S_{ap} = \frac{F}{\pi d_m h n_f} = \mathbf{78,22MPa}$$

Para el aplastamiento, debe verificarse que el esfuerzo (que es igual para el tornillo y para la tuerca) no sobrepase los valores permisibles o del diseño del material del tornillo:

$$N_{ap} = \frac{S_y}{S_{ap}} = 9.39, \quad N_{ap} > 3$$

El factor de seguridad es grande, por lo tanto el tornillo no presentará deformación plástica.

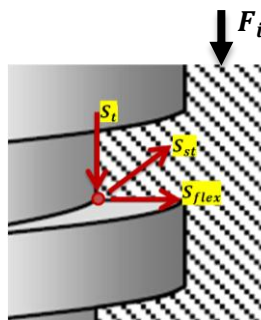
3.1.2.6.4 Resistencia a la fatiga. Analizaremos dos situaciones de fatiga sobre el tornillo:

- a) el yugo inferior se desplaza, donde el tornillo soporta la carga generada por el peso de los dos tornillos y el yugo $397,9N$.
- b) el cilindro hidráulico genera una carga de $12262N$ sobre el yugo, el cual se encuentra estático, esta carga se distribuye en los dos tornillos, Para esta situación el tornillo se diseño para tener una vida útil de 100.000 ciclos.

SITUACIÓN (A).

La (ilustración 38), muestra los estados de esfuerzo en el punto crítico del **tornillo**. El análisis del **punto** produce lo siguiente:

Ilustración 38. Análisis de esfuerzos sobre el tornillo para la situación (a)



Se tiene que los esfuerzos nominales máximos son los siguientes:

$$S_{XX} = S_{flex} = \mathbf{0.176MPa}, \quad S_{zz} = S_t = \mathbf{-0.227MPa},$$

$$S_{sYZ} = S_{st} = \frac{16T'_S}{\pi d_r^3} = \mathbf{0.748MPa},$$

Tomando $F_{min} = 0$ y $T'_{min} = 0$ (los esfuerzos mínimos serían iguales a cero), y Los valores medios y alternativos serian la mitad de los valores de los esfuerzos nominales máximos.

Las componentes medias y alternativas de los esfuerzos diferentes de cero son:

$$S_{XXm} = S_{XXa} = \frac{S_{XX}}{2} = 0.088\mathbf{MPa}, \quad S_{zzm} = S_{zza} = \frac{S_{zz}}{2} = -0.113\mathbf{MPa},$$

$$S_{sYZm} = S_{sYZa} = \frac{S_{sYZ}}{2} = 0.374\mathbf{MPa}.$$

De la tabla en el (anexo B) se toma el factor de concentración de esfuerzos por fatiga como $K_f = 3.8$, La rosca es tallada, la dureza del material es mayor de 200 HB y se asume el valor para rosca cuadrada. Este factor es válido para carga axial y flexión, asumiendo $K_{fm} = K_f$.

$$K_{ff(M)} = K_{ff(F)} = K_{ff(T)} = K_{fm(M)} = K_{fm(F)} = K_{fm(T)} = K_f = 3,8$$

Seguidamente cada uno de estos esfuerzos debe multiplicarse por el correspondiente factor de concentración de esfuerzos por fatiga:

$$\sigma_{XXm} = \sigma_{XXa} = K_{fm(M)} S_{XXm} = 3.8 * 0.088\mathbf{MPa} = 0.335\mathbf{MPa},$$

$$\sigma_{ZZm} = \sigma_{ZZa} = K_{fm(F)} S_{ZZm} * 3.8 = -0.113\mathbf{MPa} = -0.433\mathbf{MPa},$$

$$\tau_{YZm} = \tau_{YZa} = K_{fm(T)} S_{sYZm} * 3.8 = 0.374\mathbf{MPa} = 1.42\mathbf{MPa}.$$

Los esfuerzos equivalentes están dados por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{me} = \sigma_{ae} = \sqrt{\sigma_{XXm}^2 + \sigma_{ZZm}^2 - \sigma_{XXm}\sigma_{ZZm} + 3\tau_{YZm}^2} = \mathbf{2.55MPa}$$

Se determina los siguientes valores de los factores que afectan la resistencia la fatiga en el (ANEXO C):

- Factor de superficie $K_a = 0.74$. (con $S_u = 981\text{MPa}$ y superficie mecanizada).
- Factor de tamaño $K_b = 0.8504$. ($d_e = d_r = 0.15\text{in}$, por lo tanto $K_b = 0.869d_e^{-0.0097}$).
- Factor de confiabilidad $K_c = 0.814$. (confiabilidad del 99%).
- Factor de temperatura $K_d = 1$.
- Factor de efectos varios $K_e = 1$.
- Factor de carga $K_{car} = 0.923$. (carga axial).

Remplazando los factores en la siguiente ecuación se tiene como resultado:

$$K = K_a K_b K_c K_d K_e K_{car} = 0,4728$$

El esfuerzo límite de fatiga (S'_e), esta dado con la siguiente ecuación:

$$S'_e = 0,5S_u = 490,5\text{MPa}$$

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga corregida(S_n) se utiliza la ecuación de vida infinita:

$$S_n = KS'_e = 231\text{MPa}$$

Con estos esfuerzos se calcula el factor de seguridad, donde estos esfuerzos se sustituye en la ecuación de fatiga, en este caso utilizaremos la aproximación Goodman modificada debido a que el si el tornillo es dúctil.

$$N = \left(\frac{\sigma_{me}}{S_u} + \frac{\sigma_{ae}}{S_n} \right)^{-1} = 73.51, \quad N > 3$$

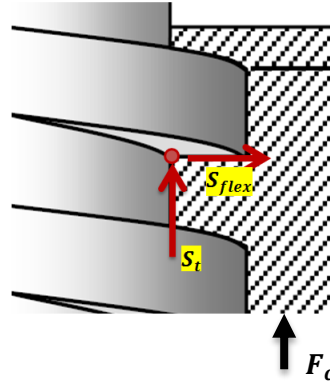
El tornillo tiene suficiente resistencia a la fatiga para esta situación.

Situación (b).

La (ilustración 39) muestra los estados de esfuerzo en el punto crítico del tornillo.

El análisis del punto produce lo siguiente:

Ilustración 39. Análisis de esfuerzos sobre el tornillo para la situación (b).



Se tiene que los Esfuerzos nominales máximos son los siguientes:

$$S_{XX} = S_{flex} = \mathbf{108.8MPa}, \quad S_{ZZ} = S_t = \mathbf{140.5MPa},$$

Tomando $F_{min} = 0$ (los esfuerzos mínimos serían iguales a cero), y Los valores medios y alternativos serían la mitad de los valores de los esfuerzos nominales máximos.

Las componentes medias y alternativas de los esfuerzos diferentes de cero son:

$$S_{XXm} = S_{XXa} = \frac{S_{XX}}{2} = \mathbf{54.4MPa}, \quad S_{ZZm} = S_{ZZa} = \frac{S_{ZZ}}{2} = \mathbf{70.25MPa},$$

De la tabla en el anexo B Se toma el factor de concentración de esfuerzos por fatiga como $K_f = 3.8$.

$$K_{ff(M)} = K_{ff(F)} = K_{ff(T)} = K_{fm(M)} = K_{fm(F)} = K_{fm(T)} = K_f = 3,8$$

Seguidamente Cada uno de estos esfuerzos debe multiplicarse por el correspondiente factor de concentración de esfuerzos por fatiga:

$$\sigma_{XXm} = \sigma_{XXa} = K_{fm(M)} S_{XXm} = \mathbf{206.8MPa},$$

$$\sigma_{ZZm} = \sigma_{ZZa} = K_{fm(F)} S_{ZZm} = \mathbf{266.9MPa},$$

Los esfuerzos equivalentes están dados por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{me} = \sigma_{ae} = \sqrt{\sigma_{XXm}^2 + \sigma_{ZZm}^2 - \sigma_{XXm}\sigma_{ZZm}} = \mathbf{242.5MPa}$$

Se determina los siguientes valores de los factores que afectan la resistencia la fatiga en el (ANEXO C):

- Factor de superficie $K_a = \mathbf{0.74}$. (con $S_u = 981MPa$ y superficie mecanizada).
- Factor de tamaño $K_b = \mathbf{0.8504}$. ($d_e = d_r = 0.15in$, por lo tanto $K_b = 0.869d_e^{-0.0097}$).
- Factor de confiabilidad $K_c = \mathbf{0.814}$. (confiabilidad del 99%).
- Factor de temperatura $K_d = \mathbf{1}$.
- Factor de efectos varios $K_e = \mathbf{1}$.
- Factor de carga $K_{car} = \mathbf{0.923}$. (carga axial).

Remplazando los factores en la siguiente ecuación se tiene como resultado:

$$K = K_a K_b K_c K_d K_e K_{car} = \mathbf{0.4728}$$

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga corregida(S_n) se utiliza la ecuación de vida finita para $n_c = 10^5$ ciclos:

$$S_n = \frac{(0.75S_u)^2}{KS_e} * n_c^{\left[\frac{1}{3} \log\left(\frac{K*S_e}{0.75S_u}\right)\right]} = \mathbf{340MPa}$$

Con estos esfuerzos se calcula el factor de seguridad, donde estos esfuerzos se sustituye en la ecuación de fatiga en este caso utilizaremos la aproximación Goodman modificada, debido a que el si el tornillo es dúctil.

$$N = \left(\frac{\sigma_{me}}{S_u} + \frac{\sigma_{ae}}{S_n} \right)^{-1} = \mathbf{1.043}$$

$\sigma_{max} = 127,6MPa < \frac{S_y}{N} = \frac{735}{1,043} = 704.69MPa$. Entonces el punto crítico de análisis tiene un factor de seguridad mayor para la fluencia: $\frac{704.69MPa}{127.6MPa} = \mathbf{5.52}$

Factor de seguridad para la resistencia a la fatiga que se obtuvo es pequeño, pero cumple con los requerimientos mínimos de diseño, cabe aclarar que los cálculos se hicieron suponiendo que el tornillo trabajar a una carga constante de $12262N$ durante los 100.000 ciclos, si se trabaja con cargas menores el tornillo tendrá una vida útil más larga.

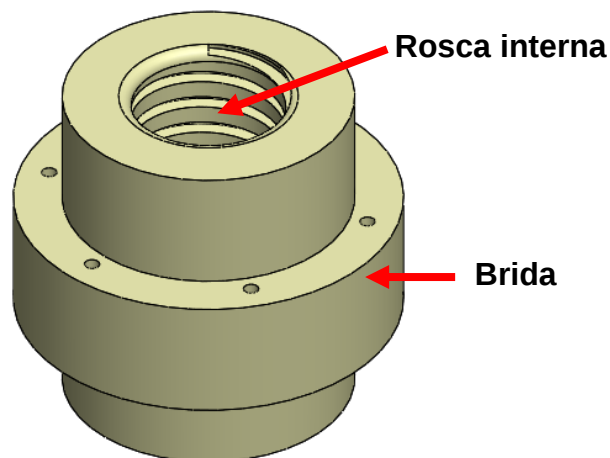
3.2 DISEÑO DE LAS TUERCAS DE POTENCIA

La necesidad de diseñar una tuerca que satisfaga los siguientes parámetros:

- funcione como un cojinete de empuje.
- soporte las cargas generadas por el pistón de $50.000lbs$.
- genere un desplazamiento lineal por medio del tornillo de potencia.
- se le pueda acoplar un piñón conducido por medio de una brida.

Se implementó una tuerca de acero *AISI 4140 bonificado* la cual tiene una zona rocada interna y una brida, esta tuerca funciona como un sistema de potencia (tornillo de potencia y tuerca).

Ilustración 40. Zonas de la tuerca.



3.2.1 Dimensiones de la tuerca. La tuerca tiene una restricción del diámetro interno de $1.5in$, debido que esta y el tornillo de potencia conforman un solo conjunto. Para el diámetro mayor de la tuerca se tomó como $6cm$ por consideraciones de los autores, y una longitud de $7cm$,

3.2.2 Diseño de la rosca interna. La rosca interna de la tuerca se diseña con el fin de que forme un conjunto de potencia, con el tornillo de potencia diseñado anteriormente.

3.2.2.1 Cálculos de esfuerzos en la tuerca. Para los cálculos de los esfuerzos se analizará el sistema, con la carga máxima de operación de la máquina $F_c = 12.500Kg$, como se analizó en la (sesión 3.1.2.6).

Según la normatividad consultada y adoptada el factor de diseño o factor de esfuerzo (que es la relación entre esfuerzo último del material, al esfuerzo de diseño para una capacidad de carga), debe ser mínimo de 3.

Para el cálculo de los esfuerzos es necesario conocer las propiedades mecánicas del material con el que se fabricarán las tuercas el cual es: acero A/SI 4140 bonificado, y tiene las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_y = 735MPa, \quad S_u = 981MPa, \quad S'_e = 490,5MPa$$

3.2.2.2 Esfuerzo en el núcleo. Procedemos hallar el esfuerzo permisible a la compresión, ya que la carga máxima que sentirán las barras será efectuada por compresión:

El área a compresión de la tuerca se halla con la siguiente ecuación:

$$A_c = \frac{\pi}{4} (d_{tuerca}^2 - d_{tornillo}^2)$$

Donde d_{tuerca} es el diámetro máximo de la tuerca este se tomó como $2,36in = 0.06m$, y $d_{tornillo}$ es el diámetro máximo del tornillo este es $1.5in = 0.0381m$, remplazando estos valores el $A_t = 0,0016m^2$

$$S_t = -\frac{F_c}{A_c} = 76.64MPa$$

Procedemos a encontrar el factor de seguridad del núcleo del tornillo, se obtiene mediante la siguiente operación:

$$N_t = \frac{S_y}{S_t} = 9.59, \quad N_t > 3$$

Este factor de seguridad es grande, sin embargo deben preverse sobrecargas debido a la aplicación de cargas mayores a las de diseño de la máquina.

3.2.2.3 Cortantes en los filetes. Los filetes de la tuerca pueden fallar por cortante, produciéndose el barrido de estos, el esfuerzo máximo por cortante puede calcularse mediante el siguiente método:

El valor de la constante que dependen del tipo de rosca $W_o = 0,63$ y se obtuvo de la (tabla 6).

$n_f = 4.5$. Este valor se seleccionó en la (sección 3.1.2.6.2.)

El área total de la raíz del filete A_{ba} , se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$A_{ba} = \pi d(W_o p)n_f = 0,00255m^2$$

El esfuerzo máximo por cortante se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$S_{sba} = \frac{3}{2} \frac{F_c}{A_{ba}} = 85.36MPa$$

Los esfuerzos cortantes en los filetes de la tuerca no deben Sobrepasar los valores permisibles de diseño S_{ys} , los cuales se calculan por medio del siguiente método:

$$S_{ys} = 0,577S_y, \quad S_y = 735MPa$$

$$N_{ba} = \frac{S_{ys}}{S_{ba}} = \mathbf{4,968}, \quad N_{ba} > 3$$

La tuerca tiene suficiente resistencia al barrido.

3.2.2.3.1 Flexión en los filetes. Los filetes actúan como vigas en voladizo soportando una carga transversal distribuida, Consecuentemente éstos pueden fallar por flexión.

El máximo esfuerzo normal por flexión, para la tuerca, puede calcularse como:

$$S_{flex} = \frac{3F_c}{2\pi d n_f w_o^2 p} = \mathbf{135.5MPa}$$

Los esfuerzos normales en los filetes del tornillo no deben sobrepasar los valores permisibles o de diseño:

$$N_{flex} = \frac{S_y}{S_{flex}} = \frac{735MPa}{108.8MPa} = \mathbf{5.42}, \quad N_{flex} > 3$$

Se obtuvo un factor de seguridad alto, por lo tanto se concluye que Los filetes de la tuerca, no fallara por flexión.

3.2.2.3.2 Aplastamiento. El aplastamiento es igual para el tornillo y la tuerca en la (sección 3.1.2.6.4)

Se calculó donde obtuvimos un esfuerzo por aplastamiento de:

$$S_{ap} = \mathbf{78,22MPa}$$

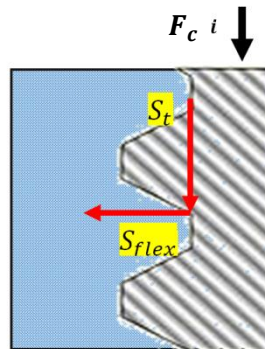
Para el aplastamiento, debe verificarse que el esfuerzo (que es igual para el tornillo y para la tuerca) no sobrepase los valores permisibles o de diseño de los materiales del tornillo y de la tuerca:

$$N_{ap} = \frac{S_y}{S_{ap}} = \frac{735MPa}{78,22MPa} = 9.39, \quad N_{ap} > 3$$

Se concluye que la tuerca no Fallara por aplastamiento debido al factor de seguridad obtenido.

Resistencia a la fatiga de la tuerca. Para el análisis de fatiga en la tuerca se estudió la situación B de la (sección 3.1.2.6.5), La (ilustración 41) muestra los estados de esfuerzo en el punto crítico en la tuerca.

Ilustración 41. Análisis de esfuerzos en la tuerca.



Se tiene que los Esfuerzos nominales máximos son los siguientes:

$$S_{xx} = S_{flex} = -135.5MPa, \quad S_{zz} = S_t = -72.6MPa,$$

Tomando $F_{min} = 0$ (los esfuerzos mínimos serían iguales a cero), y Los valores medios y alternativos serian la mitad de los valores de los esfuerzos nominales máximos.

Las componentes medias y alternativas de los esfuerzos diferentes de cero son:

$$S_{XXm} = S_{XXa} = \frac{S_{XX}}{2} = -\mathbf{67.7MPa}, \quad S_{ZZm} = S_{ZZa} = \frac{S_{ZZ}}{2} = -\mathbf{36.34MPa}.$$

De la tabla en el (Anexo B), Se toma el factor de concentración de esfuerzos por fatiga como $K_f = 3.8$. La rosca es tallada, la dureza del material es mayor de 200 HB y se asume el valor para rosca cuadrada. Este factor es válido para carga axial y flexión, asumiendo $K_{fm} = K_f$.

$$K_{ff(M)} = K_{ff(F)} = K_{ff(T)} = K_{fm(M)} = K_{fm(F)} = K_{fm(T)} = K_f = 3,8$$

Seguidamente Cada uno de estos esfuerzos debe multiplicarse por el correspondiente factor de concentración de esfuerzos por fatiga:

$$\sigma_{XXm} = \sigma_{XXa} = K_{fm(M)} S_{XXm} = \mathbf{257.26MPa},$$

$$\sigma_{ZZm} = \sigma_{ZZa} = K_{fm(F)} S_{ZZm} = \mathbf{138.1MPa},$$

Los esfuerzos equivalentes están dados por la siguiente ecuación:

$$\sigma_{me} = \sigma_{ae} = \sqrt{\sigma_{XXm}^2 + \sigma_{ZZm}^2 - \sigma_{XXm}\sigma_{ZZm}} = \mathbf{223.1MPa}$$

Se determina los siguientes valores de los factores que afectan la resistencia la fatiga en el (ANEXO C):

- Factor de superficie $K_a = \mathbf{0.74}$. (con $S_u = 981\text{MPa}$ y superficie mecanizada).
- Factor de tamaño $K_b = \mathbf{0.8504}$. ($d_e = d_r = 0.15\text{in}$, por lo tanto $K_b = 0.869d_e^{-0.0097}$).
- Factor de confiabilidad $K_c = \mathbf{0.814}$. (confiabilidad del 99%).
- Factor de temperatura $K_d = \mathbf{1}$.
- Factor de efectos varios $K_e = \mathbf{1}$.
- Factor de carga $K_{car} = \mathbf{0.923}$. (carga axial).

Remplazando los factores en la siguiente ecuación se tiene como resultado:

$$K = K_a K_b K_c K_d K_e K_{car} = \mathbf{0,4728}$$

El esfuerzo límite de fatiga (S'_e), esta dado con la siguiente ecuación:

$$S'_e = 0,5S_u = 0.5 * 981MPa = \mathbf{490,5MPa}$$

Para el cálculo de la resistencia a la fatiga corregida (S_n) se utiliza la ecuación de vida finita para $n_c = 10^5$ ciclos:

$$S_n = \frac{(0.75S_u)^2}{KS_e} * n_c^{\left[\frac{1}{3} \log\left(\frac{K*S_e}{0.75S_u}\right)\right]} = \mathbf{340MPa}$$

Con estos esfuerzos se calcula el factor de seguridad, donde estos esfuerzos se sustituye en la ecuación de fatiga, en este caso utilizaremos la aproximación Goodman modificada, debido a que la tuerca es dúctil

$$N = \left(\frac{\sigma_{me}}{S_u} + \frac{\sigma_{ae}}{S_n} \right)^{-1} = \mathbf{1.133}$$

$\sigma_{max} = 117MPa < \frac{S_y}{N} = \frac{735}{1,133} = 648.7MPa$. Entonces el punto crítico de análisis tiene un factor de seguridad mayor para la fluencia: $\frac{648.7MPa}{117MPa} = \mathbf{5,54}$

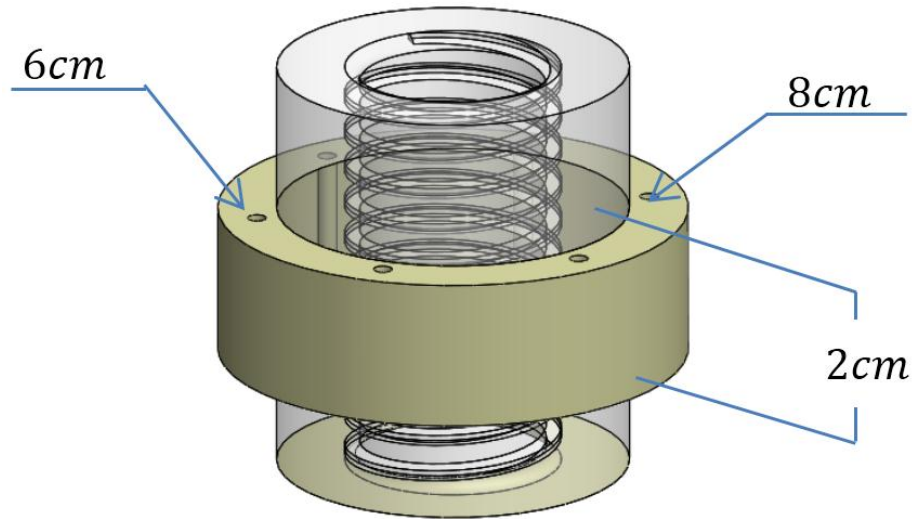
Factor de seguridad que se obtuvo es pequeño, pero cumple con los requerimientos mínimos de diseño, cabe aclarar que los cálculos se hicieron suponiendo que la tuerca trabajara a una carga constante de 12262N durante los 100.000 ciclos, si se trabaja con cargas menores el tuerca tendrá una vida útil más larga.

3.2.3 Diseño de la brida:

3.2.3.1 Dimensiones de la brida. La brida presenta una restricción del diámetro menor de de **6cm** ya que este es el diámetro mayor de la tuerca de potencia, el

diametro mayor de la brida se tomo como **8cm** por consideraciones de los autores, esta tiene una logitud de **2cm**.

Ilustración 42. Dimensiones de la brida.



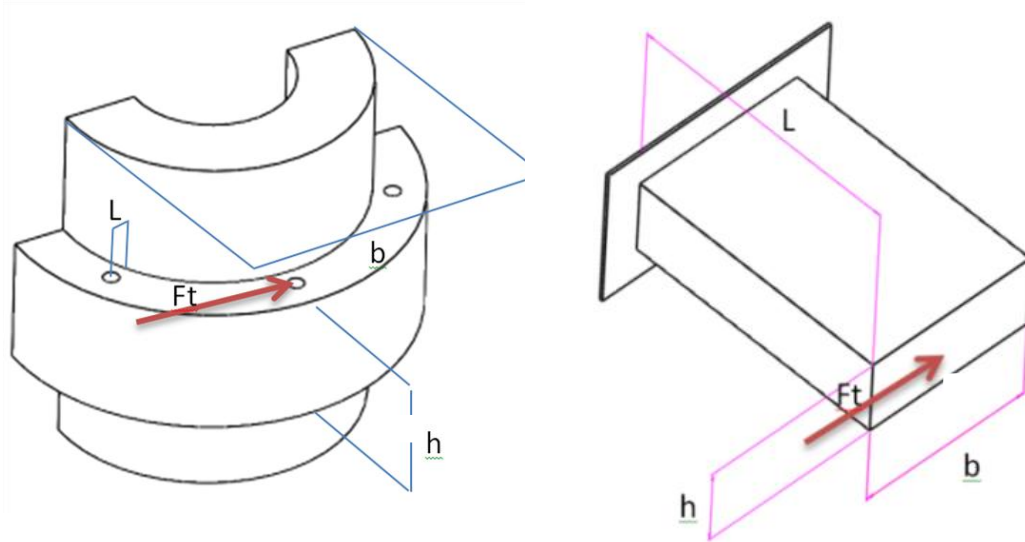
3.2.3.2 Cálculos de diseño de la brida. A continuación se expondrán los cálculos aplicados y las consideraciones llevadas a cabo para Determinar que la brida cumpla los parámetros de diseño.

Se considerara la brida como una viga de sección rectangular empotrada con, una carga aplicada en su extremo en voladizo trabajando a flexión, como hipótesis para los cálculos.

Se han fijado las dimensiones de la viga, la carga aplicada y el ancho de la cara de la sección paralela a la dirección de la carga.

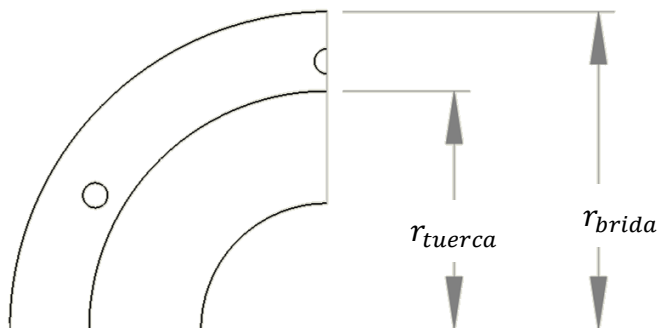
3.2.3.2.1 Cálculo de dimensiones de la viga

Ilustración 43. Análisis de carga sobre la viga.



La longitud de la viga L se puede observar en la (Ilustración 43), es igual a la longitud comprendida entre el radio mayor de la tuerca ($r_{tuerca} = 0,03m$) y el centro de los agujeros de la brida,

Ilustración 44. Relación de dimensiones de la brida y la viga



r_{brida} Es el radio mayor la brida es $0.04m$ de acuerdo con esto:

$$L = \frac{r_{brida} - r_{tuerca}}{2} = 0.5 \text{ cm} = \mathbf{0.005m}$$

El ancho de la cara b es igual al d_{tuerca} el cual es:

$$b = d_{tuerca} = 6cm = \mathbf{0.06m}$$

h Es igual a la longitud de la tuerca la cual es:

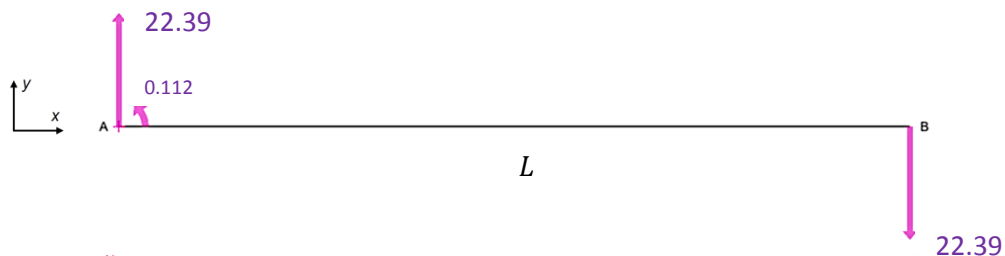
$$h = 2cm = \mathbf{0.02m}$$

3.2.3.2.2 Cálculo de carga sobre la viga. La fuerza tangencia F_t , se divide en el número de agujeros los cuales son $n_t = 6$, donde se instalaran los tornillos de unión, se considera que esta fuerza se distribuirán uniformemente sobre cada uno de los tornillos de unión, la carga aplicada en el extremo es:

$$F_t = \frac{T'_s}{n_t L_b} = \mathbf{22.39N}$$

Diagrama de cuerpo libre. La (Ilustración 47) muestra el diagrama de cuerpo libre de la viga:

Ilustración 45. Diagrama de cuerpo libre de la viga



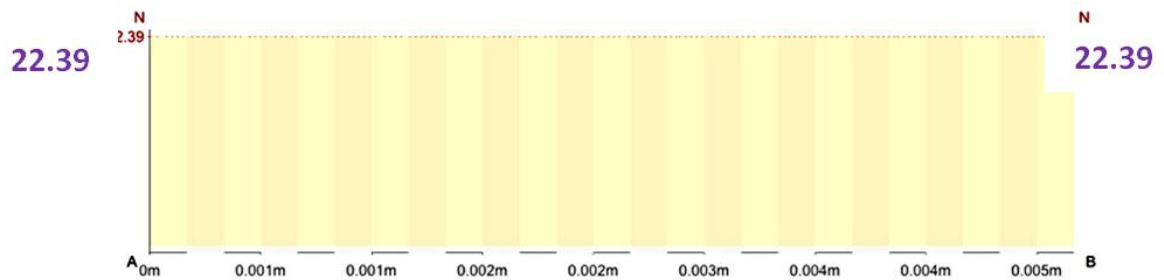
Se puede observar que el punto B es la zona de la viga que se encuentra en voladizo, donde actúa la fuerza tangencial F_t y el punto A, es la zona empotrada de la viga.

Ecuaciones de equilibrio y cálculo de las reacciones en los apoyos:

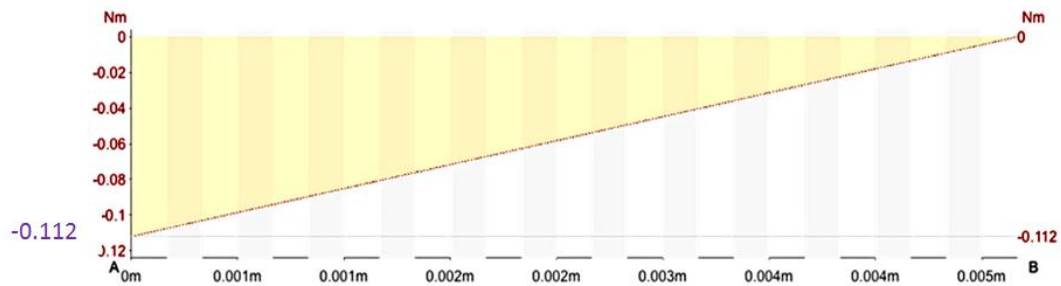
$$\curvearrowleft \sum M_A = 0; 22.39N * (0.005m) - M_A = 0; \text{ de donde } M_A = M_B = \mathbf{0.112N.m.}$$

$$+\uparrow \sum R_Y = 0; R_A - R_B = 0; \text{ de donde } R_A = R_B = \mathbf{12.39Nm.}$$

Ilustración 46. Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector.



(a) Diagrama de fuerza cortante de la viga



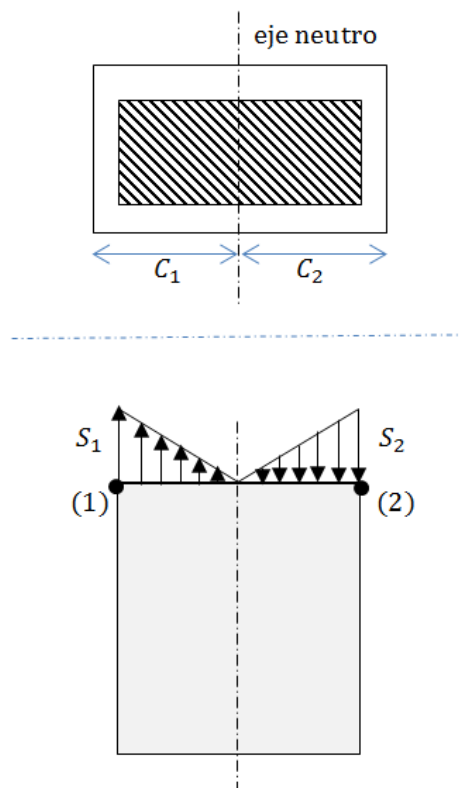
(b) Diagrama de momento flector de la viga

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector se han construido con la fuerza máxima sobre la viga en una posición arbitraria, el momento máximo ocurre en la sección A y está dado por:

$$M_{max} = \mathbf{0.112N.m}$$

Puntos críticos. Los esfuerzos máximos en la viga actúan en los puntos más alejados del eje neutro de la zona A puntos 1 y 2 (*Ilustración 48*), el 2 está sometido a compresión y el punto 1 está a tracción, claro está que esto depende del sentido de giro que tenga la tuerca en ese momento, el análisis se hace para subir el yugo ya que el torque de subida es el más crítico.

Ilustración 47. Distribución de esfuerzos en la sección crítica de la viga.



Las distancias desde el eje neutro hasta los puntos críticos son iguales:

$$c_1 = c_2 = \frac{b}{2} = 3cm = 0,03m$$

Cálculo de los esfuerzos: Debido a que la barra es simétrica los esfuerzos en los puntos (1) y (2) son iguales solo se requiere analizar el punto crítico 1, cuyo esfuerzo es de tracción. Para calcular los esfuerzos en el punto 1, se debe determinar el momento rectangular de inercia I de la sección.

$$I = \frac{hb^3}{12} = 6 \times 10^{-6} m^4$$

Se tiene que los Esfuerzos nominales máximos en el punto 1 están dados por:

$$S_1 = \frac{M_{max} C_1}{I} = 5.6 \times 10^{-4} MPa$$

Tomando $F_{min} = 0$ (los esfuerzos mínimos serían iguales a cero), y Los valores medios y alternativos serian la mitad de los valores de los esfuerzos nominales máximos.

Las componentes medias y alternativas de los esfuerzos diferentes de cero son:

$$S_m = S_a = \frac{S_1}{2} = 2.8 \times 10^{-4} MPa,$$

Propiedades del material. Como la tuerca y la brida se mecanizaran en un solo cuerpo sólido, los dos son del mismo material *AISI 4140* el cual posee las siguientes características:

$$S_y = 735 MPa$$

$$S_u = 981 MPa$$

$$S'_e \approx 0.5 S_u = 490.5 MPa$$

Determinación de factores. Se determina los siguientes valores de los factores que afectan la resistencia la fatiga en el (ANEXO C):

- Factor de superficie $K_a = 0.74$ (con $S_u = 981 MPa$ y superficie mecanizada).
- Factor de tamaño $K_b = 0.86$ ($d_e = 0.808 \sqrt{hb}$, por lo tanto $K_b = 1.189 d_e^{-0.0097}$).

- Factor de confiabilidad $K_c = 0.814$ (confiabilidad del 99%).
- Factor de temperatura $K_d = 1$.
- Factor de efectos varios $K_e = 1$.
- Factor de carga $K_{car} = 1$ (para flexión).

Remplazando los factores en la siguiente ecuación se tiene como resultado:

$$K = K_a K_b K_c K_d K_e K_{car} = 0,518$$

Determinación del factor de seguridad usando el criterio de Soderberg: La resistencia a la fatiga corregida está dada por la siguiente ecuación, ya que se está diseñando para vida infinita.

$$S_n = K S'_e = 0,518 * 490,5 MPa = 254 MPa$$

Con estos esfuerzos se calcula el factor de seguridad, donde los esfuerzos se sustituye en la ecuación de fatiga, en este caso utilizaremos la aproximación Soderberg debido a que la brida es dúctil.

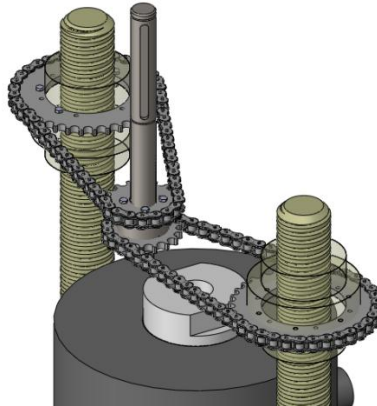
$$N = \left(\frac{S_m}{S_y} + \frac{S_a}{S_n} \right)^{-1} = 674165$$

La brida se encuentra sobre diseñada, para las dimensiones y el material que la compone, estos no se pueden cambiar ya que se tomaron así por facilidades de mecanizado y ensamble.

3.3 SELECCIÓN DE TRANSMISIÓN CADENA-PIÑONES (REDUCCIÓN SEGUNDA ETAPA).

En la segunda etapa de reducción, se seleccionó un sistema de transmisión por cadena.

Ilustración 48. Subsistema de transmisión por cadenas.



Para este proceso se utilizó un software de cálculo de cadenas de la empresa Renold, llamado *Renold Chain Drive Selector*, facilitando el trabajo.

Parámetros para seleccionar la transmisión por cadenas mediante el software de: Renol Chain Drive Selector

- Potencia de entrada = 0.042kw
- RPM de entrada = 25 rpm
- Relación de transmisión = $2:1$
- Dientes del piñón conductor = 17
- Distancias entre centros = 160 mm

Los parámetros utilizados para este proceso de selección de cadenas. La potencia que entra al subsistema es suministrada por un moto-reductor de $\frac{1}{4}$ HP, la cual se divide en las dos tuerkas que funcionan como cojinetes de empuje. Se seleccionó una relación de transmisión $2:1$, teniendo en cuenta los parámetros de espacio en la máquina, se eligieron piñones conductores de 17 dientes. A continuación, se introducen los valores iniciales al software:

Ilustración 49. Datos del software.

Datos Cálculo Ayuda Info

Datos de rendimiento

☒ Potencia de entrada 0,042 kW ☒ Velocidad de entrada [Conductora] 25 rpm

☐ Carga de trabajo ☐ Velocidad lineal de la cadena

☐ Torque (rueda conductora)

Número de dientes

Rueda conductora (Z1) 17

Rueda conducida (Z2) 34

Relación (Z2/Z1) 2

Selección de cadena

☒ Selección automática British (ISO 606)

☐ Selección manual

Tipo de producto

Renold Synergy

Distancia entre centros/Número de eslabones

☒ Será redondeado a un número par de eslabones 160 mm

☐ Será redondeado a un número impar de eslabones

☐ Valor fijo (tensor de cadena requerido)

☐ Número de eslabones

Clasificación de carga

Características de la máquina conductora

☒ Funcionamiento suave

☐ Ligéramente impulsiva

☐ Medianamente impulsiva

Características de la máquina conducida

☒ Funcionamiento suave

☐ Medianamente impulsiva

☐ Altamente impulsiva

Lubricación

☐ Funcionamiento en seco (sin lubricación)

☒ Lubricación inadecuada (en relación a la lubricación)

☐ Lubricación según lo recomendado

☐ Mejor que la recomendada

Condiciones ambientales

☒ Ambiente normal

☐ Ambiente abrasivo

☒ Aplicación interior

☐ Aplicación exterior

Unidades

☒ Sistema métrico

☐ Sistema anglosajón

RENOLD Synergy

Fuente: Cadenas de rodillos Roller Chains

En los cálculos realizado por el software se obtuvo como resultado, la cadena **06B (ISO606)**, que cumple con los objetivos deseados.

Ilustración 50.Resultados del software.

Datos **Cálculo** Ayuda Info

Cadena Renold Synergy 06 B (ISO 606) simple

La vida de trabajo de la cadena es > 30000 h.

y está dentro de su capacidad de resistencia al desgaste, es decir, después de este periodo se alcanzara el 3% de alargamiento.

Potencia:	P = 0.042 kW	Paso:	p = 9.525 mm
Torque:	T = 16 Nm	ISO Carga de rotura:	Fb = 11100 N
Velocidad de entrada:	n = 25 rpm	Superficie de contacto:	f = 0.28 cm²
Velocidad lineal de la cadena:	v = 0.067 m/s	Masa:	q = 0.39 kg/m
Carga de trabajo:	F = 622.5 N	Longitud de cadena:	l = 571.5 mm
Fuerza dinámica:	Fd = 622.5 N	Distancia entre	a = 162.24 mm
Fuerza centrífuga:	Ff = 0 N	Número de dientes:	X = 60
Fuerza total:	Fg = 622.5 N		
Presión del cojinete:	pr = 22.232 N/mm²		

Factor de seguridad: estático: 17.8 dinámico: 17.8

Ruedas: No. de dientes: Rueda conductora (Z1): 17 Rueda conducida (Z2): 34 Relación: i = 2

Diámetro primitiva: Rueda conductora (Z1): 51.836 mm Rueda conducida (Z2): 103.231 mm

Clasificación de carga: Funcionamiento suave Funcionamiento suave

Condiciones ambientales: Ambiente normal, Aplicación interior

Lubricación recomendada: Lubricación manual.



06 B (ISO 606) 1-fach	Renold Synergy
06 B (ISO 606) 2-fach	Renold Synergy
06 B (ISO 606) 3-fach	Renold Synergy

Imprimir

Fuente: Cadenas de rodillos Roller Chains

Para el cálculo de la potencia requerida en todo el sistema del yugo móvil, se asumirá una eficiencia de un 80% para tener un margen de seguridad aceptable.

3.4 SELECCIÓN DEL SINFÍN-CORONA (REDUCCIÓN PRIMERA ETAPA)

Para la primera etapa de reducción de velocidad es necesario un mecanismo que cumpla con los siguientes parámetros:

- Fácil ensamble a un motor eléctrico.
- Relación de 60:1 para reducir la velocidad y aumentar el torque.
- Auto-bloqueo del sistema. Para evitar el deslizamiento del yugo.

Se seleccionó un reductor sin fin corona, acoplado al motor eléctrico, denominado moto-reductor.

Ilustración 51. Moto-reductor



(a) Sinfín corona



(b) Moto-reductor

Fuente: Catalogo moto-reductor NORD

El moto-reductor seleccionado de marca NORD, Los cálculos del diseño del sistema de transmisión, se realizaron con un reductor sinfín corona similares a este, pero con algunas diferencias en sus características, al no conseguirlo con las características exactas, se hicieron cambios en los cálculos y consideraciones del sistema, para acomodar las características

mecánicas de este moto-reductor seleccionado al sistema de transmisión del yugo móvil para cumplir con las especificaciones de la máquina.

Generalidades del sinfín corona:

- Índice de reducción: 60:1
- Velocidad de salida: 25 RPM
- Potencia de entrada: ¼ HP

El reductor es de la marca NORD drive systems. La elección de este equipo es basada en su sencillo montaje y mantenimiento, buen desempeño en su funcionamiento, además de su bajo costo con respecto a otros tipos de reductores de similar características.

Cabe resaltar que debido a la naturaleza de su reducción, la cual es un tornillo sinfín acoplado con una corona, se genere alta fricción entre estos, lo que implica que este sistema tenga una eficiencia del 45%.

3.5 CÁLCULO DE POTENCIA REQUERIDA

Para obtener la potencia requerida se realizaron los siguientes cálculos:

El torque necesario para subir el yugo $T'_s = 2.632N.m$. La velocidad angular de las tuercas para desplazar el yugo a una velocidad lineal de $7cm/min$ es de $12.5 rpm$, por lo tanto, la potencia necesaria para subir la carga es:

$$POT_{subir-carga} = T'_s * rpm = 3.44W$$

Esta potencia es transmitida por el sistema de reducción por cadena, el cual tiene una eficiencia de un 80%.

$$POT_{piñon\ conductor} = \frac{POT_{subir-carga}}{\eta_{cadena}} = 4,3W$$

El eje de salida del sinfín corona va ensamblado con dos piñones por motivos ya mencionados. Teniendo en cuenta esta condición la potencia de salida del sinfín corona es el doble. Por tanto la potencia a la salida del sinfín corona debe ser

$$POT_{sinfín} = POT_{piñon\ conductor} * 2 = 8,6W$$

La eficiencia de la reducción en la primera etapa (sinfín corona) es de 48%, la cual se obtuvo del catálogo del sinfín-corona seleccionado.

$$POT_{motor} = \frac{POT_{sinfín}}{\eta_{sinfín}} = 17.93W$$

Se pudo conocer que la potencia requerida del motor es de **0.02404 hp**.

La potencia hallada, es una potencia guía, que permitió tener una clara idea de la magnitud de la potencia real necesaria, ya que no se puede asegurar que sea la potencia exacta necesaria, debido a que existen condiciones físicas que son difíciles de estimar en cálculos matemáticos que afectan el funcionamiento de cualquier sistema mecánico.

3.6 SELECCIÓN DEL MOTOR

Para la selección de una fuente motriz, se escogió un motor de inducción eléctrica trifásico, ya que es viable en este proyecto.

En los cálculos de la potencia mediante parámetros estimadas, se obtuvo un valor de potencia útil consumida en todo el conjunto de transmisión del yugo móvil de

$$POT_{motor} = \mathbf{0.02404\ hp}$$

Se seleccionó un motor mayor a esta potencia calculada, debido a que encontrar un moto-reductor de tan poca potencia es complicado y costoso, razón principal por la cual se seleccionó un motor eléctrico trifásico de 1/4 HP de potencia.

El motor seleccionado es un motor trifásico de la marca NORD de 1/4 HP de potencia, su velocidad angular nominal es de 1650 rpm, serie TYPE MC712-4, cuyas generalidades son:

Generalidades del motor:

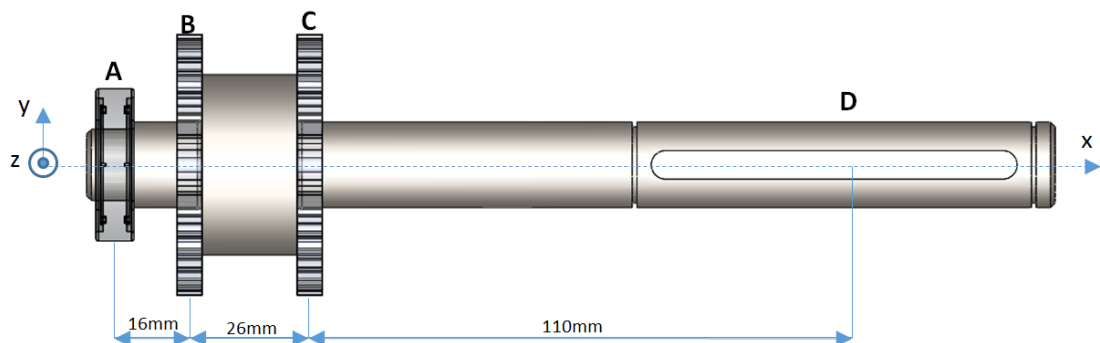
Tensión: 220 [V] -Corriente: 2,38 [A] -Potencia: 0.21 [kw] -Rpm: 1650 rpm -Peso: 6.4 kg

Otro parámetro por el cual se seleccionó este motor, son las recomendaciones del fabricante del reductor sinfín corona, el recomiendan utilizar este motor ya que es de fácil acoplamiento a esta caja.

3.7 DISEÑO DE EJE A LA SALIDA DEL SINFIN-CORONA

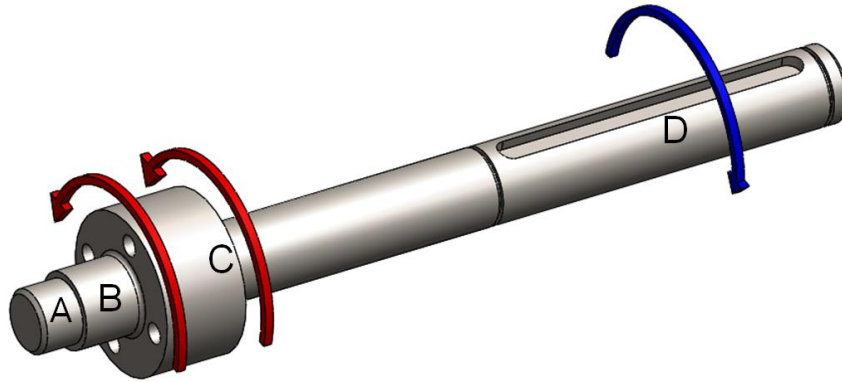
Este eje es el en cargado de transmitir la potencia que suministra el sub sistema motriz al sub sistema de transmisión por cadenas (B) y(C), (salida de potencia). Este eje se encuentra anclado dentro del eje hueco de la caja reductora (D) mediante una cuña *MACKEY*, y apoyado sobre un cojinete de bolas (A). El árbol es de acero *AISI 4140* bonificado.

Ilustración 52. Eje de transmisión de potencia



Cálculo del par torsional y diagrama del par torsional. El sistema tiene una sola entrada de potencia P (D) y dos salidas de potencia P_s (A) y (B).

Ilustración 53. Diagrama del par torsional.



Por lo tanto la potencia se divide en dos $P = 2P_s$, se debe tener en cuenta que las revoluciones deben ser las mismas para (A) y (B). Por lo tanto el torque $T = 2T_s'$
Dónde:

$$T_s' = 2.632N.m, \quad Y \quad T = 5.26N.m$$

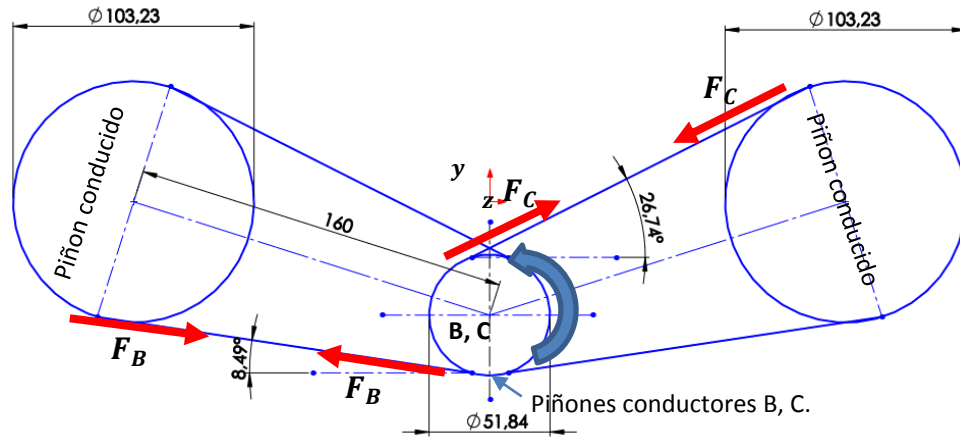
Fuerzas En El Eje. Inicialmente se calculó la fuerza tangencial que soporta cada piñón conducido de la siguiente manera, conociendo el torque de subida, y el radio del piñón conducido:

$$T_s' = 2.632N.m, \quad r_{p,conducido} = 0.0516m$$

$$F = \frac{T_s'}{r_{p,conducido}} = 51N$$

Esta fuerza es suministrada desde piñón conductor al piñón conducido, y transmitida por la cadena, se calcula de la siguiente manera:

Ilustración 54. Análisis de fuerzas en los piñones (B) y (C)



$$F = F_B = F_C = 51N$$

Componentes de la fuerza F_b sobre el árbol

$$F_{By} = F_B * \text{sen}(8,49) = 7,52N$$

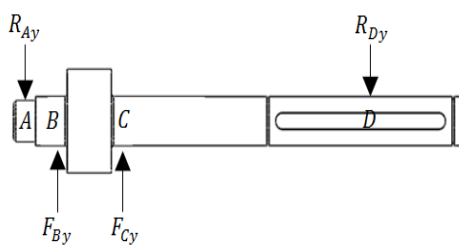
$$F_{Bz} = F_B * \text{cos}(8,49) = 50,44N$$

Componentes de la fuerza F_c sobre el árbol

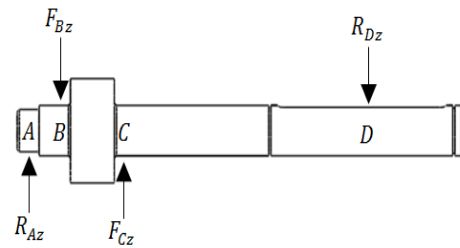
$$F_{Cy} = F_c * \text{sen}(26,74) = 22,94N$$

$$F_{Cz} = F_c * \text{cos}(26,74) = 45,54N$$

Ilustración 55. Diagramas de cuerpo libre de fuerzas radiales.



(a) Plano xy



(b) Plano xz

Ecuaciones de equilibrio y cálculo de las reacciones en los apoyos:

$$\sum F_y = 0; -R_{Ay} + F_{By} + F_{Cy} - R_{Dy} = 0$$

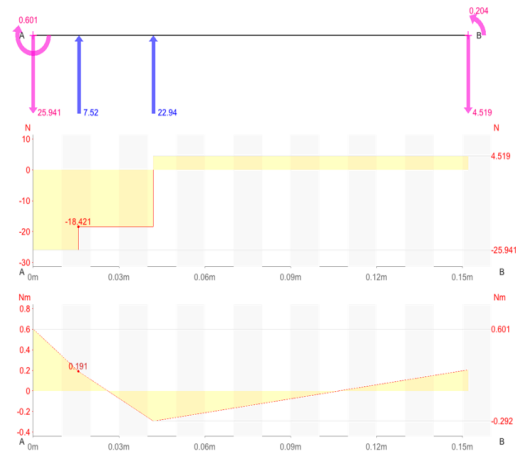
$$\sum F_z = 0; R_{Az} - F_{Bz} + F_{Cz} + R_{Dz} = 0$$

$$\sum M_{Axy} = 0; 16F_{By} + 42F_{Cy} - 152R_{Dy} = 0$$

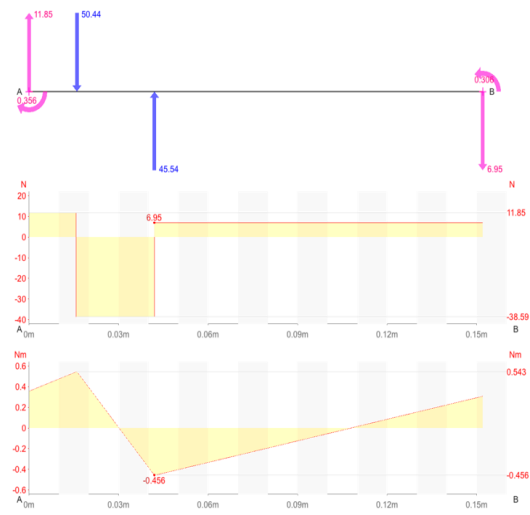
$$\sum M_{Axz} = 0; -16F_{Bz} + 42F_{Cz} + 152R_{Dz} = 0$$

$$R_{Ay} = 25,941N, \quad R_{Dy} = 4,519N, \quad R_{Az} = 50.44N, \quad R_{Dz} = 45.54N.$$

Ilustración 56. Diagramas de fuerza cortante, momento flector.



(a) Diagramas de fuerza cortante, momento flector en xy



(b) Diagramas de fuerza cortante, momento flector en xz

Esfuerzos nominales en la sección de análisis. Luego de analizar los diagramas de cortante, de momentos, podemos observar que la sección crítica en nuestro Eje, es la sección A. correspondiente a la parte que se encuentra apoyada sobre el rodamiento. Por tanto los cálculos para la determinación del diámetro del eje, deberán estar atentos a dicha sección.

El *Momento Resultante (MR)*, en la sección crítica será:

$$M_R = \sqrt{x^2 + y^2}$$

$$M_{RA} = \sqrt{(0.306)^2 + (0.6)^2} = 0.673 N.M$$

Cálculo del diámetro en la sección más cargada:

Propiedades del material. Como la tuerca y la brida se mecanizaran en un solo cuerpo sólido, los dos son del mismo material *AISI 4140* el cual posee las siguientes características:

$$S_y = 735 MPa$$

$$S_u = 981 MPa$$

$$S'_e \approx 0.5 S_u = 490.5 MPa$$

Factor de seguridad. $N=2.0$, Diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos del diseño.

Determinación de factores: Se determina los siguientes valores de los factores que afectan la resistencia la fatiga en el (ANEXO C):

- Factor de superficie $K_a = 0.74$ (con $S_u = 981 MPa$ y superficie mecanizada).
- Factor de tamaño $K_b = 0.86$ ($d_e = 0.808 \sqrt{hb}$, por lo tanto $K_b = 1.189 d_e^{-0.0097}$).
- Factor de confiabilidad $K_c = 0.814$ (confiabilidad del 99%).
- Factor de temperatura $K_d = 1$.
- Factor de efectos varios $K_e = 1$.
- Factor de carga $K_{car} = 1$ (para flexión).

Remplazando los factores en la siguiente ecuación se tiene como resultado:

$$K = K_a K_b K_c K_d K_e K_{car} = 0.518$$

Determinación del diámetro: La resistencia a la fatiga corregida está dada por la siguiente ecuación, ya que se está diseñando para vida infinita

$$S_n = KS'_e = 254MPa$$

$$d = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{\frac{3}{4}} = 10.4mm$$

Se encontró que el diámetro mínimo en el eje es de **10.4mm**,

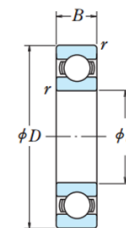
3.8 SELECCIÓN DEL RODAMIENTO

Se seleccionó un rodamiento de bolas debido que las cargas que actúan sobre el son totalmente radiales. El diámetro de este rodamiento se elijo de 15mm.

Con esto datos encontramos en el catálogo de la *SKF* el rodamiento **16002** con las siguientes características.

Ilustración 57. Características del rodamiento

d (mm) diámetro mínimo	15
D (mm) Diámetro máximo	32
B (mm) ancho de cara	8
C_r (N) carga radial	5600



Fuente: catalogo *SKF*

El rodamiento no hay necesidad de calcularlo debido que no trabaja a una velocidad elevada, y la fuerza resultante que actúa sobre él es de 28,51N y este

puede soportar una carga radial de 5600N por lo tanto cumple con los requerimientos de diseño.

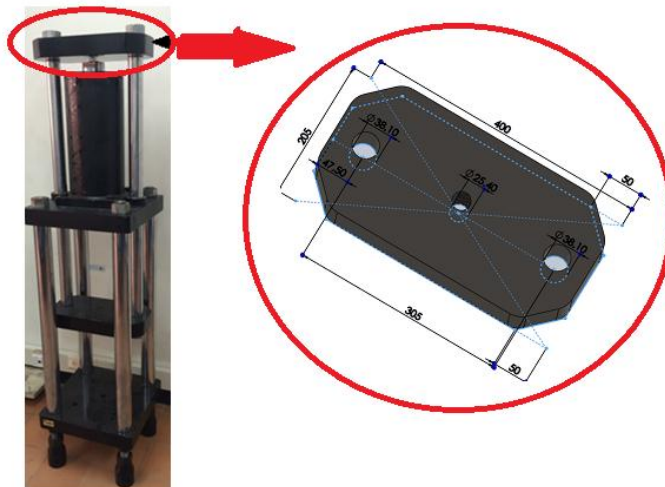
3.9 DISEÑO DE ADAPTACIÓN DEL YUGO

Al iniciar este proyecto, el yugo superior no tenía ningún tipo de adaptaciones, se fue necesario realizar una para sostener y ensamblar el sistema de transmisión que permitió que este yugo sea móvil; la adaptación a realizar, se debió diseñar pensando en los requerimientos y condición del sistema de transmisión, para que no se presentaran errores por choques de piezas al momento de colocarse en funcionamiento.

El yugo superior de esta máquina calibradoras de fuerza universal cumple con las siguientes características:

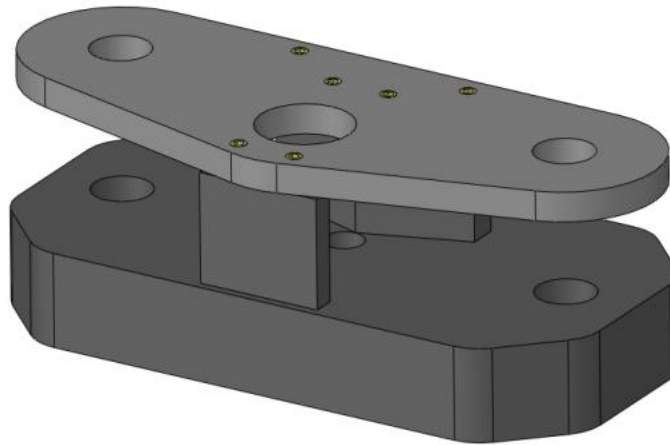
- Una placa de (60x400x205) mm
- Material: *acero ASTM 36* Revertido

Ilustración 58. Yugo superior.



Otra condición para el diseño de esta adaptación, fue no malgastar material, y en tener una buena distribución de sus componentes para de esta forma dejar los espacios para el movimiento de los componentes, como los son las cadenas, la cual fue escogida como el sistema de transmisión de segunda etapa

Ilustración 59. Yugo y adaptación.



La adaptación debía de cumplir con las siguientes características:

- Principalmente se requiere que sostenga las tuercas, de tal forma que cuando estas inicien el movimiento, empuje el yugo generando el desplazamiento deseado.
- Para el montaje de todo el sistema de transmisión se debió tener un orden, el moto-reductor debe de estar arriba del sistema de transmisión por cadena, para una mejor distribución en la máquina, por tal razón se necesitó una brida para ajustar el moto-reductor utilizado.
- Como bien se aclaró anteriormente, el eje saliente del moto-reductor termina en un rodamiento, el cual va sujeto a una parte de la adaptación.

La adaptación está conformada por tres placas de tres cuarto de pulgada ($3/4$ in), dos de esta posicionadas en la parte posterior de la superficie superior del yugo, en forma de V, vertical y paralelas a las cadenas del sistema de transmisión de segunda etapa, para de esta forma evitar contacto entre estos. Una tercera placa de este mismo calibre está ubicada en la parte delantera del yugo. Estas tres planchas son de alto calibre para taladrar en sus superficies horizontales y roscar, de esta forma acoplar la placa superior la adaptación por tornillo de unión.

Se tiene una placa superior de calibre de ($1/2$ in), de forma especial adecuada a las condiciones establecidas, está instalada de forma horizontal, ya sobre ella se sujeta el moto-reductor mediante una brida en forma de copa, la cual se sujeta con tornillos tanto en adaptación como con el moto-reductor, dándole rigidez al ensamble. Esta parte de la adaptación también es encargada de sujetar las tuercas, que se encuentran en contacto con la superficie inferior de esta placa, estando roscadas en las barras, y ajustadas entre el yugo y la placa horizontal de la adaptación.

El diseño de la placa superior fue analizado y simulado mediante el Software SOLIDWORKS, para valorar sus características, propiedades, viabilidad y rentabilidad. El software realiza su trabajo por medio del método de elementos finitos. Su finalidad es optimizar su desarrollo y consecuentes costos de fabricación y reducir al máximo las pruebas para la obtención del producto deseado.

A continuación se mostrarán los resultados arrojados por el software con respecto a los diferentes análisis realizados.

3.9.1 Análisis cae de la adaptación del yudo

Ilustración 60. Tensión en la adaptación del yugo.

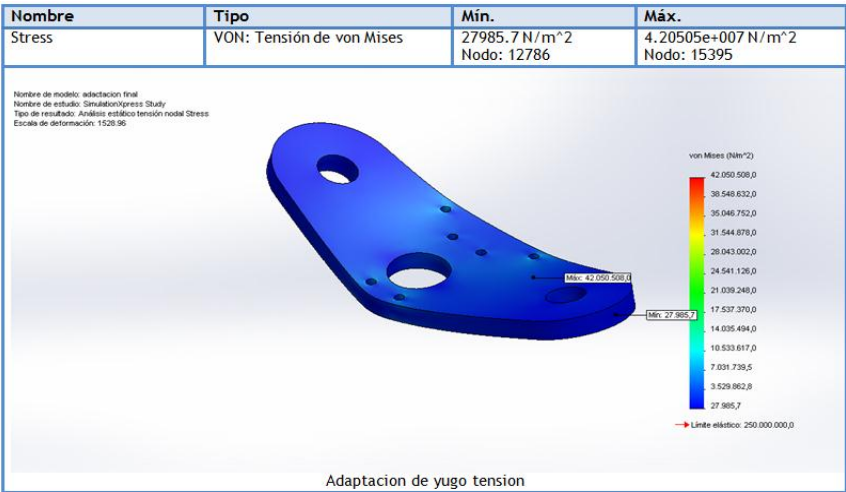


Ilustración 61. Desplazamiento en la adaptación del yugo

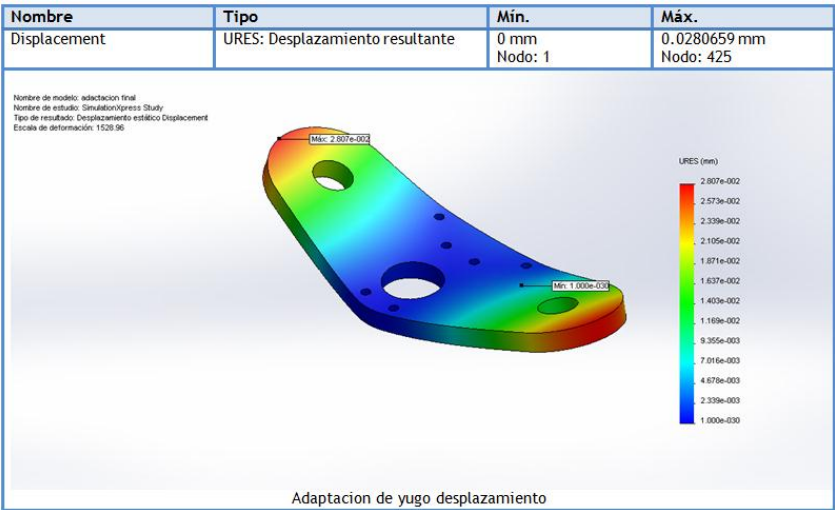
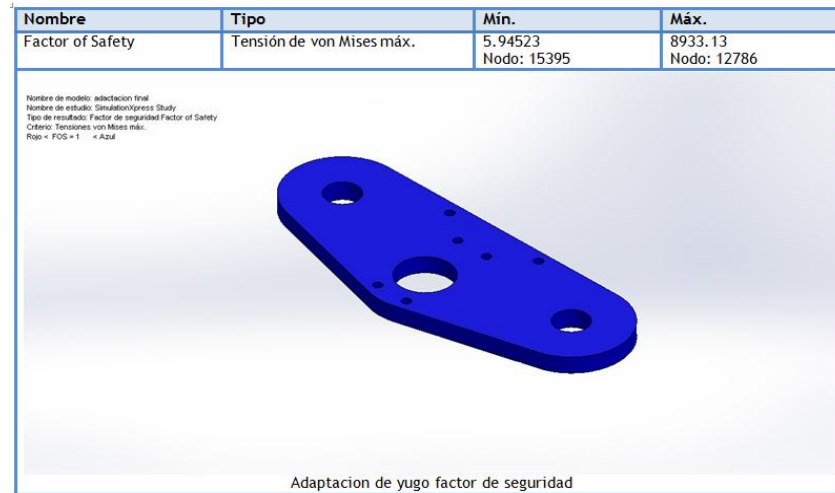


Ilustración 62. Factor de seguridad en la adaptación del yugo



En el análisis CAD se halló que la placa resiste con un factor de seguridad de 6, los esfuerzos actuantes generados por la carga W_i , la cual es el peso del yugo inferior y las barras.

Para la unión definitiva y permanente de las láminas verticales de la adaptación, en busca de una buena unión, se utilizó el Proceso de Soldadura por Arco Eléctrico con Electrodo Manual Revestido.

El tipo de soldadura utilizada para sujetar todas las partes de la adaptación fue la West-arco es un cordón realizado con Electrodo de $\varnothing 1/8"$ de Soldadura AWS E7018, ya que proporciona una gran resistencia a la tensión.

3.10 DISEÑO DEL CONTROL ELÉCTRICO DEL MOTOR

Para tener un manejo en la dirección de giro del motor se hizo necesario realizar un sistema eléctrico, de esta manera permitir que el yugo móvil suba o baje, este control se hizo con lógica eléctrica utilizando dos contactores y un interruptor de

tres posiciones con dos contacto normalmente abiertos y una posición central neutra.

Al invertir dos fases de alimentación, lo que se está haciendo en realidad es invertir la secuencia de fases de la línea trifásica de alimentación al motor. Si se invierten las tres fases se mantiene la misma secuencia de fases, y por lo tanto, el motor no cambia su sentido de rotación. El intercambio de dos de las fases y, consecuentemente, la inversión de marcha, se hizo por medio de un interruptor de levas, conocido también con el nombre de inversor rotativo o interruptor de tambor.

Lista De Materiales Y Herramientas: La dimensión del circuito se realiza en base a las características del motor

Tabla 7. Elementos y herramientas utilizadas en el sistema de control

Elemento	Cantidad
Contactador	2
Perilla de tres posiciones	1
Luces piloto	3
parada de emergencia	1
Caja de control eléctrico	1

Herramientas
Multímetros
Pela cables
Corta frio
Destornillador de estrella

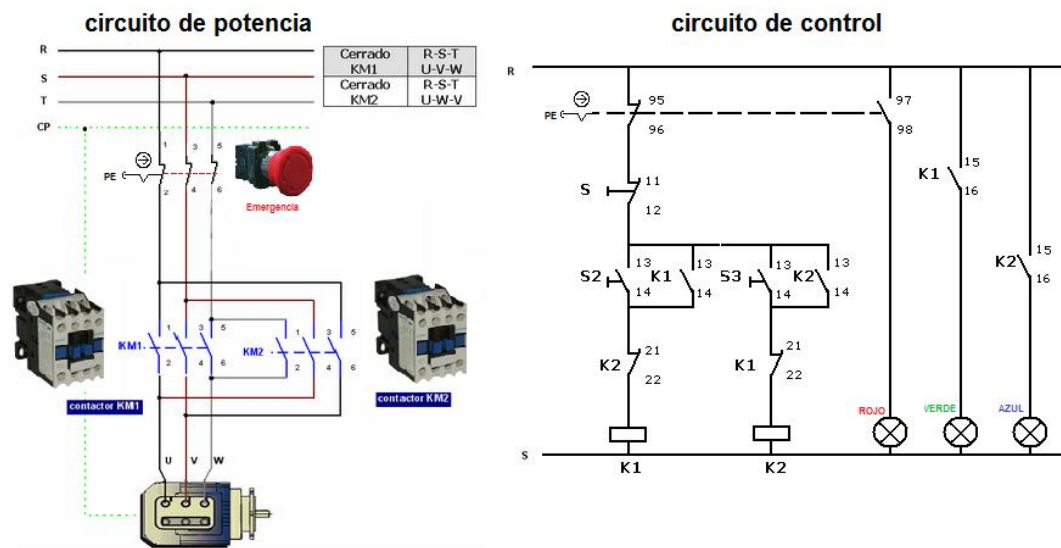
Ilustración 63. Elementos utilizados en el sistema de control



Fuente: Tutiendaelectrica.com

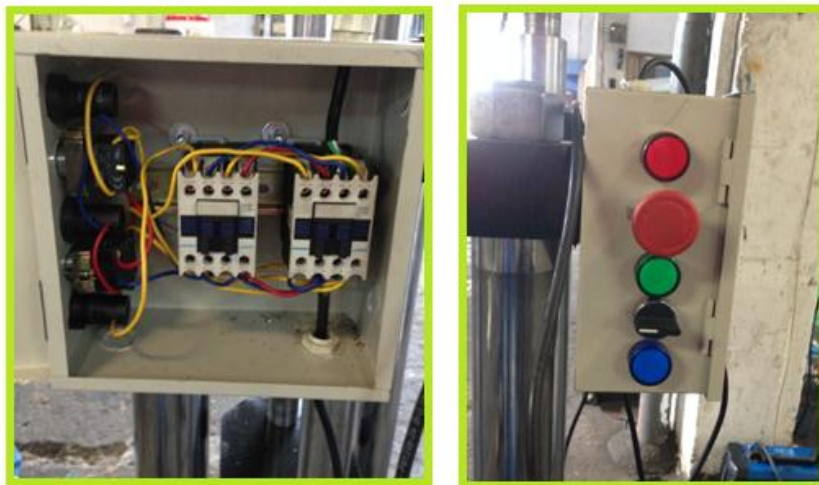
Se realizó el siguiente circuito eléctrico para lograr la inversión de giro como se observa a continuación:

Ilustración 64. Circuito eléctrico



El control eléctrico de este proyecto se puede observar figura (ilustración 64).

Ilustración 65. Control eléctrico



4. PROCESO DE FABRICACIÓN Y MONTAJE

Una vez realizados los cálculos previos y selección del material adecuado para soportar los esfuerzos requeridos, se procede a la fabricación de las piezas constituyentes del sistema de transmisión del yugo móvil.

Previa la realización de cualquier actividad se tienen los planos correspondientes donde se muestran: dimensiones, geometrías, forma, taladros, línea de ejes, en diferentes vistas y con detalles.

Para llevar a cabo la construcción del sistema de transmisión, se realiza las siguientes operaciones: trazar, cortar, limar, taladrar, doblar, pintar, soldar, roscar (machos), torneear, fresar, con lo cual se obtienen sus formas finales. Las máquinas y herramientas utilizadas para el proceso de construcción son:

Tabla 8. Máquinas y herramientas

Máquinas	Herramienta
Corte por candela	Soplete
Torno	Buril
Fresadora	Broca
Soldadura eléctrica	Limas
Roscadora	Roscas manual
Pulidora	Disco para pulir

A continuación se describen las actividades realizadas para la construcción de los diferentes elementos de la máquina, en los cuadros de procesos correspondientes, así como la figura de la pieza referida terminada e imágenes del momento de la fabricación.

4.1 BARRAS ROSCADAS

Ilustración 66. Barra roscada



Tabla 9. Fabricación de las barras roscadas

PLAN DE FABRICACIÓN - BARRAS ROSCADAS				
N°	PROCESO	MÁQUINA	HERRAMIENTAS	PARAMETROS
1	refrenado	torno	cuchilla	velocidad de 500 RPM avance manual
2	mecanizado rosca de sujeción	torno	DIN 282	velocidad 260 RPM
3	mecanizado rosca de potencia	torno	DIN 4981 afilado para rosca acme	velocidad 260 RPM
4	pulido	torno	lija manual	velocidad 300 RPM

Ilustración 67. Proceso de fabricación barras roscadas



4.2 TUERCA – SPROCKET

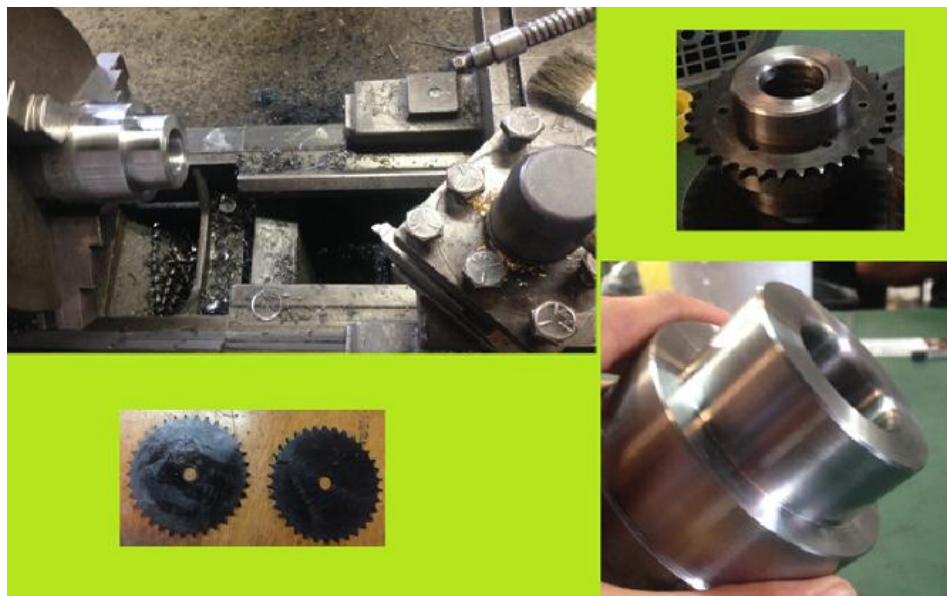
Ilustración 68. Fabricación tuerca sprocket



Tabla 10. Fabricación tuerca sprocket

PLAN DE FABRICACIÓN - TUERCAS-SPROCKET				
N°	PROCESO	MÁQUINA	HERRAMIENTA	PARAMETROS
1	refrentado	torno	cuchilla de acero rápido	velocidad = 500 RPM avance = 0.035
2	taladrado	torno	broca 1 1/2"	velocidad = 260 RPM
3	roscado	torno	cuchilla acme de tungsteno (rosca interior)	velocidad = 260 RPM
4	taladrado	fresadora	broca	
5	roscado	manual	rosca manual	profundidad = 10 mm

Ilustración 69. Fabricación tuercas sprocket



4.3 ARANDELAS DE ALINEACIÓN

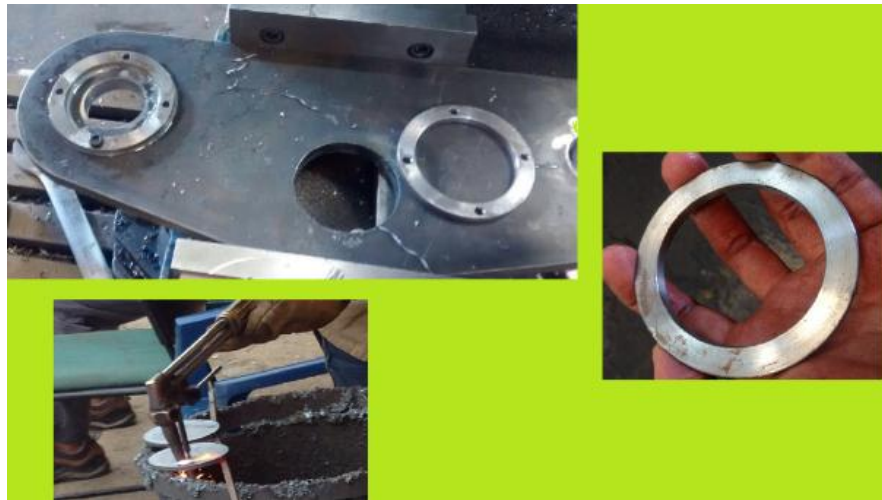
Ilustración 70. Arandelas de alineación



Tabla 11. Fabricación arandelas

PLAN DE FRABICACIÓN - ARANDELAS DE ALINEACIÓN				
N°	PROCESO	MÁQUINA	HERRAMIENTA	PARAMETRO
1	corte	candela	candela	diámetro interno = 30 mm diámetro externo = 60 mm
2	cepillado	fresadora	piña	
3	taladrado	fresadora	broca	diámetro = 2 mm

Ilustración 71. Fabricación arandelas



4.4. EJE CENTRAL

Ilustración 72. Eje central



Tabla 12. Proceso de fabricación del eje

PLAN DE FABRICACIÓN - EJE CEBTRAL				
Nº	PROCESO	MÁQUINA	HERRAMIENTA	PARAMETRO
1	corte	sierra	sierra manual	sobre la medida = 1mm
2	refrentado	torno	cuchilla de acero rápido	velocidad = 500 RPM avance = manual profundidad de corte = 0.5mm
3	chaflán	torno	cuchilla de acero rápido	velocidad = 320 RPM avance = manual
4	chaveteado	fresadora	broca	velocidad = 250 RPM avance = 0.035 mm/rev
5	taladrado	fresadora	broca	velocidad = 320 RPM avance = manual
6	roscado	roscado manual	Macho	

Ilustración 73. Fabricación eje central



4.5 PLACAS DE LA ADAPTACIÓN

Ilustración 74. Placa de adaptación



Tabla 13. Proceso de fabricación de la placa de adaptación

PLAN DE FABRICACIÓN - PLACAS DE LA ADAPTACIÓN			
N°	PROCESO	MÁQUINA	HERRAMIENTA
1	cortado	candela	candela
2	cepillado	fresadora	Piña
3	soldadura	unidad	lima
4	taladrado	fresadora	broca
5	roscado	roscado manual	roscado manual

Ilustración 75. Fabricación placa adaptación



5. MONTAJE

El montaje de los elementos del sistema de transmisión para el yugo móvil se realizó inicialmente con aquellos que necesitan montaje previo antes de ensamblar el sistema de transmisión.

Se debió armar el marco de la máquina y en este ubicar las dos barras roscadas, sujetarlas con los sujetadores, ubicar el yugo inferior, para de esta forma dedicarse solamente al del conjunto de transmisión.

Ilustración 76. Estructura fija



- El conjunto de transmisión para el yugo móvil superior se armó por completo fuera del montaje; como se conoce, la adaptación consta de dos partes, tres placas soldadas en la parte superior del yugo, dos de estas placas en forma de uve, en donde se atornilla la placa horizontal de la adaptación, entre esta placa y la cara superior del yugo van ubicadas las tuercas sprocket, cada una en una forma contraria a la otra.

Ilustración 77. Placas de la adaptación



Las tuercas-sprocket van de forma contraria, para de esta forma alinear los sprocket de las tuercas con los piñones del eje de salida del sinfín corona, para lograr alineación en las cadenas y evitar que se salgan de los sprocket, generando una falla en la transmisión.

Ilustración 78. Alineación de sprocket



Para evitar que las tuercas generen una desalineación y mayor fricción por causa del torque de las cadenas, ya que los sprocket no están ubicados en el centro de masa de las tuercas por razones de diseño, se colocaron dos anillos por cada

tuerca, uno en la parte superior y otro en la parte inferior, atornillados respectivamente.

Ilustración 79. Acople arandelas de alineación



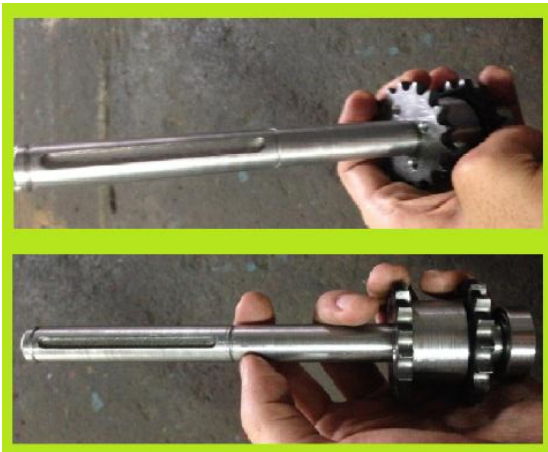
El moto-reductor se acopla a la placa superior de la adaptación, por medio de una brida sujeta con tornillos; el lugar donde se ensambla la brida, fue diseñado con este fin, dejando el espacio para la salida del eje.

Ilustración 80. Ensamble del moto-reductor



En el eje saliente del sinfín corona, se acoplan dos piñones conductores, atornillados a distancia estipulada, el piñón superior, se ensambla por la parte más larga del eje, y se atornilla de arriba hacia abajo, lo contrario del piñón inferior.

Ilustración 81. Eje piñones



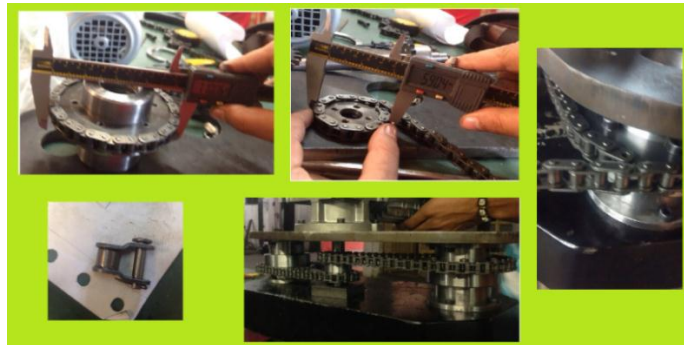
Se instaló un rodamiento al final del eje, y se ensambla a un soporte adaptado en la superficie del yugo para este fin.

Ilustración 82. Ensamble de rodamiento



Teniendo todas las partes bien ensambladas y ajustadas, se procedió a colocar el último componente, que son las cadenas; estas se miden y se acomodan a la medida; al conectar las cadenas, se hizo necesario ajustarlas con una unión media malla para lograr la medida deseada.

Ilustración 83. Instalación de cadenas



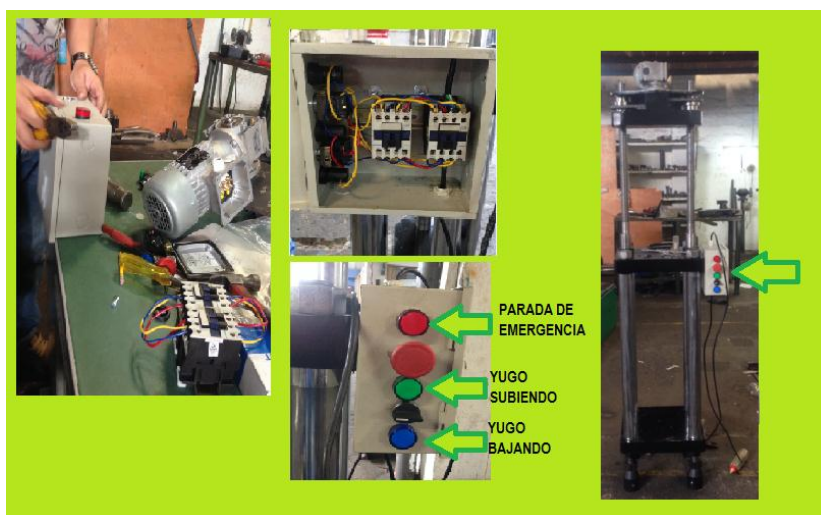
Lo último que queda para tener todo el conjunto de transmisión de yugo móvil instalado, es acomodarlo en las barras roscadas sujetadas al marco de la máquina, para cumplir con el principal objetivo del presente proyecto, tener un yugo superior móvil.

Ilustración 84. Sistema de transmisión terminado



Teniendo toda la parte mecánica del conjunto de transmisión móvil ensamblado e instalado, se es de suma importancia adaptar el sistema de control eléctrico. Como ya se ha mencionado, el control de lógica eléctrica es para apagar, prender, invertir el giro, y tener una parada de emergencia sobre el motor eléctrico, y de esta forma subir, bajar o mantener estático el yugo móvil superior.

Ilustración 85. Control eléctrico



6. CONCLUSIONES

Se diseñó un sistema de transmisión mecánica para el desplazamiento vertical del yugo superior de una máquina calibradora de fuerza universal, adicionalmente se aprovechó este sistema de transmisión para satisfacer las condiciones de movimientos del yugo inferior siguiendo un proceso de operatividad.

El sistema de transmisión por cadenas, es muy eficiente, su pérdida de potencia depende directamente de la fricción entre las cadenas y los piñones, esta potencia perdida se transforma en calor, y es totalmente variable a varios factores como lo es la lubricación.

Se diseñó y construyó una adaptación en el yugo superior que sea fácilmente desmontable, para un cómodo desarme de todo el sistema de transmisión del yugo móvil, y de esta forma realizar un rápido mantenimiento.

Se seleccionó un moto-reductor de $\frac{1}{4}$ HP, estando muy por encima de la potencia requerida, ya que escoger uno de menor capacidad es difícil conseguir en el mercado debido a su poca demanda en la industria.

El diseño de todos los componentes del sistema de transmisión fue concebido con materiales y procesos de manufacturas comunes, lo que representa un menor costo de adquisición y fabricación.

Se modificó el diseño inicial de varios componentes tantas veces como fue necesario, hasta encontrar un equilibrio de todo el sistema de transmisión, debido a que muchos parámetros fueron supuestos inicialmente y analizados al final de todo el diseño del sistema de transmisión.

7. RECOMENDACIONES

Continuar con una segunda etapa del presente proyecto, en la cual se incluya la sustitución del control eléctrico por una automatización que mejore el manejo del movimiento del yugo.

Instalar finales de carreras al final de las barras roscadas, para evitar que el yugo se salga de estas barras por algún descuido.

Mejorar el sistema de transmisión mecánica, colocando tensores en las cadenas, ya que se estiran a medida que se utilice; y de esta forma evitar fallas futuras por el estiramiento de estas.

BIBLIOGRAFÍA

CORTHWEN, William C. Diseño de Componentes de Maquinas. Primera Edición. México DF.: 1996.

DEUTSCHMAN, Aron D. Diseño de Componentes de Maquinas. Primera Edición. México DF.: 1996.

HIBBELER, R. C. Mecánica de Materiales. Tercera Edición, México DF.: Pearson Education. 1997

MARTIN, SPROCKET & GEAR, INC. El Gran Catalogo 4000. Arlington.: 2013.

MOTT, Robert L. Diseño de Elementos de Máquina. México DF.: Pearson Education, 2006.

NORTON, Robert L. Diseño de Máquinas. Nueva York.: McGraw-Hill, 1992.

NTN CORPORATION. Rodamientos de Bolas y de Rodillos. Catalogo N° 2200-II/S, NTN Corporación, Tokio. 1996.

PARADA, Alfredo. Fatiga. Fisura Progresiva. Primera Edición, Bucaramanga, Colombia.: 1990.

PLATA, Javier Mauricio y GARCIA, Luis Eduardo. Diseño de elevador móvil para vehículos livianos y construcción de un modelo a escala. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga.: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de ingeniería mecánica, 2014.

ANEXOS

ANEXO A. PRINCIPALES DIMENSIONES DE LAS ROSCAS ACME AMERICANA ESTANDAR.

Diámetro mayor d (in)	Diámetro medio d_m (in)	Diámetro menor d_r (in)	Paso p (in)	Hilos por pulgada	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)
0.250	0.219	0.188	0.063	16	0.032
0.313	0.277	0.241	0.071	14	0.053
0.375	0.333	0.292	0.083	12	0.077
0.438	0.396	0.354	0.083	12	0.110
0.500	0.450	0.400	0.100	10	0.142
0.625	0.563	0.500	0.125	8	0.222
0.750	0.667	0.583	0.167	6	0.307
0.875	0.792	0.708	0.167	6	0.442
1.000	0.900	0.800	0.200	5	0.568
1.125	1.025	0.925	0.200	5	0.747
1.250	1.150	1.050	0.200	5	0.950
1.375	1.250	1.125	0.250	4	1.108
1.500	1.375	1.250	0.250	4	1.353
1.750	1.625	1.500	0.250	4	1.918
2.000	1.875	1.750	0.250	4	2.580
2.250	2.083	1.917	0.333	3	3.142
2.500	2.333	2.167	0.333	3	3.976
2.750	2.583	2.417	0.333	3	4.909
3.000	2.750	2.500	0.500	2	5.412
3.500	3.250	3.000	0.500	2	7.670
4.000	3.750	3.500	0.500	2	10.32
4.500	4.250	4.000	0.500	2	13.36
5.000	4.750	4.500	0.500	2	16.80

ANEXO B. FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS POR FATIGA PARA ROCAS, VALIDOS PARA ELEMENTOS DE ACERO SOMETIDOS A TRACCIÓN O FLEXIÓN.

Clase de rosca	K_f (tracción o flexión)			
	Recocida Dureza < 200 HB Grado SAE ≤ 2 Clase SAE (ISO) ≤ 5.8		Endurecida Dureza > 200 HB Grado SAE ≥ 4 Clase SAE (ISO) ≥ 6.6	
	Laminada	Tallada	Laminada	Tallada
Unified National Standard (UNS) con raíces planas Cuadrada	2.2	2.8	3.0	3.8
Unified Nacional Standard (UNS) con raíces redondeadas	1.4	1.8	2.6	3.3

Los grados y clases de los pernos se dan en el capítulo 8 (tablas 8.3 y 8.4).

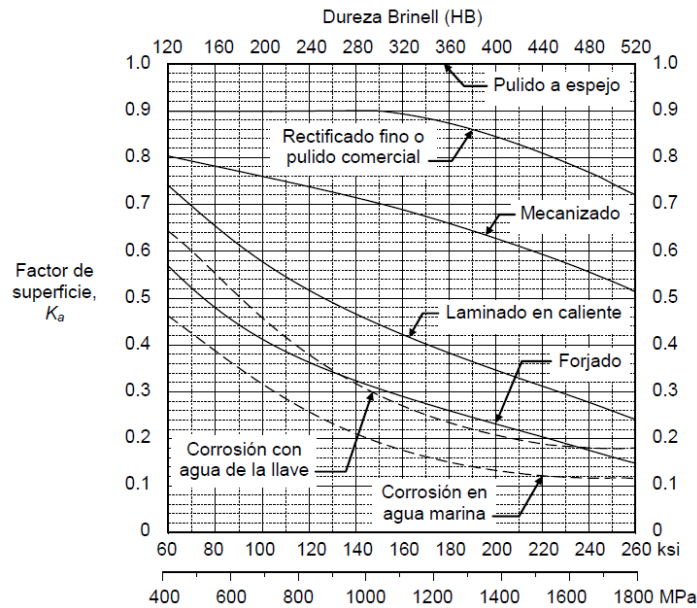
ANEXO C. FACTORES QUE REDUCEN LA RESISTENCIA A LA FATIGA

K Es el producto de los factores que afectan la resistencia a la fatiga:

$$K = K_a K_b K_c K_d K_e K_{car}$$

A continuación se detalla la obtención de dichos factores modificadores.

Factor de superficie (K_a)



Factor de tamaño (K_b)

Las siguientes ecuaciones pueden usarse para determinar el factor de tamaño de piezas de **acero** sometidas a **flexión** o **torsión**:

$$\begin{aligned} K_b &= 1, & \text{si,} & & d_e \leq 8\text{mm}(0.3\text{in}) \\ K_b &= 1.189d_e^{-0.0097}, & \text{si,} & & 8\text{mm} \leq d_e \leq 250\text{mm} \\ & (K_b = 0.869d_e^{-0.0097}, & \text{si,} & & 0.3\text{in} \leq d_e \leq 10\text{in}) \\ K_b &= 0.6, & \text{si,} & & d_e \geq 250\text{mm}(10\text{in}) \end{aligned}$$

Donde d_e es el diámetro de la probeta sometida a flexión giratoria.

- d_e Para secciones rectangulares sometidas a flexión no giratoria:

$$\text{Sección rectangular de área } hb: d_e = 0.808 \sqrt{hb}$$

Factor de confiabilidad (K_c)

Confiabilidad (%)	K_c
50	1
90	0.897
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659

Factor de temperatura (K_d)

$$K_d = 1, \quad \text{si,} \quad T_{emp} \leq 450^\circ\text{C}$$

Factor de efectos varios (K_e)

En ausencia de corrosión, esfuerzos residuales, etc., se puede tomar $K_e = 1$.

Factor de carga (K_{car})

La relación entre la resistencia a la fatiga para cada tipo de carga y el límite de fatiga se denomina **factor de carga**, K_{car} . Entonces, de acuerdo con lo dicho en el párrafo anterior, tenemos que:

$$K_{car} = 1, \quad \text{para flexion}$$

$$K_{car} = 0.923, \quad \text{para carga axial}$$

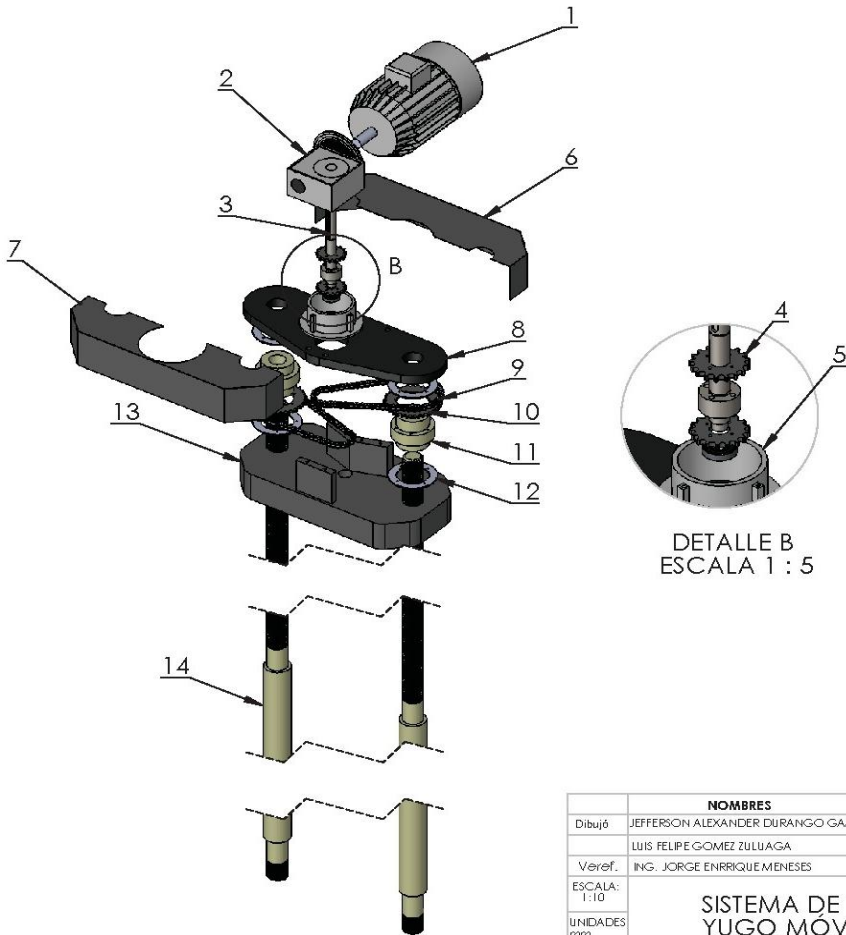
$$K_{car} = 0.577, \quad \text{para torsion y cortante}$$

ANEXO D. COSTO DE LA CONSTRUCCIÓN

En la siguiente tabla se muestran los costó de material y fabricación correspondiente a todo el sistema de transmisión

Elemento	Característica	Cant	Valor unit	Valor total
Corte redondo s-4140 (barras)	50.80mmx 1500mm	2	\$130.568	\$302.917
Corte redondo s-4140 (eje)	38.10mm x 250mm	1	\$12.931	\$15.000
Corte redondo s-4140 (tuercas)	82.55mm x 80 mm	2	\$20.138	\$46.719
Moto reductor	SK1SI40 de 0.25HP	1	\$610.000	\$707.600
Mecanizado barras roscadas	Tornillos rosca acme con tuerca	2	\$400.000	\$800.000
Mecanizado conjunto de transmisión	Eje, arandelas, soldadura, roscas de unión	1	\$280.000	\$280.000
Cadena 06 B	1.5m cadena 06 B, 2 uniones	1	\$55.000	\$55.000
Unión media malla	Cadena 06 B	2	\$4.600	\$10.672
Sprocket de cadena 06B	2 de17 dientes – 2 de 34 dientes	4	\$45.000	\$180.000
Arandelas de alineación	Ømenor 60 mm Ømayor 90 mm	4	\$7.000	\$28.000
Rodamiento	Ømenor 15 mm Ømayor 35 mm	1	\$6.000	\$6.000
Placas verticales	¾ in x 12 mm x 70.62 mm	3	\$5.000	\$15.000
Placa de adaptación	½ in x 428 mm x 164 mm	1	\$34.000	\$34.000
			Total	\$2.475.508

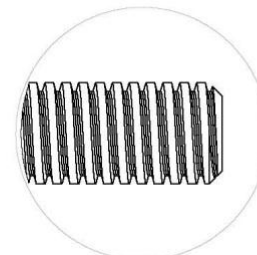
ANEXO E. PLANOS



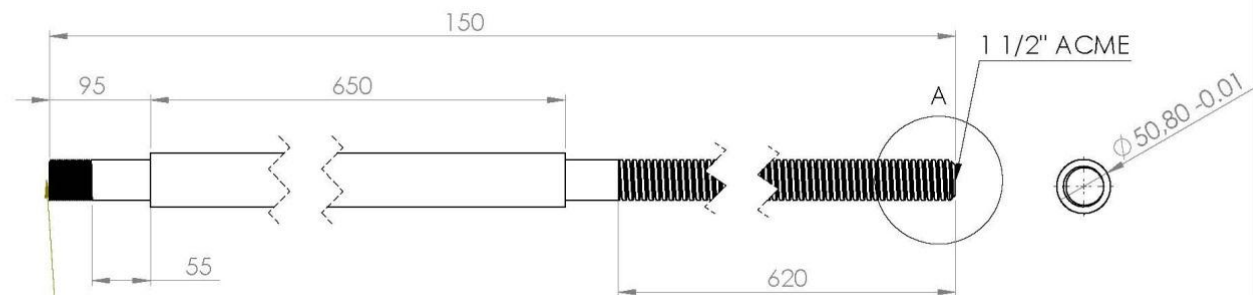
ITEM	NOMBRE	CANTIDAD
1	MOTOR	1
2	SINFIN CORONA	1
3	EJE	1
4	PIÑON CONDUCTOR	2
5	BRIDA MOTOR	1
6	GUARDA TRASERA	1
7	GUARDA DELANTERA	1
8	ADAPTACION YUGO	1
9	CADENA	2
10	PIÑON CONDUcido	2
11	TUERCA	2
12	ARANDELA	4
13	YUGO SUPERIOR	1
14	BARRA ROSCADA	2

NOMBRES		FIRMAS	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujó	JEFFERSON ALEXANDER DURANGO GAMBOA			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
Verif.	ING. JORGE ENRIQUE MENESES				
ESCALA: 1:10	SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE YUGO MÓVIL			MATERIAL	
UNIDADES mm				Nº DE DIBUJO	001
				HOJA 1 DE 1	

14



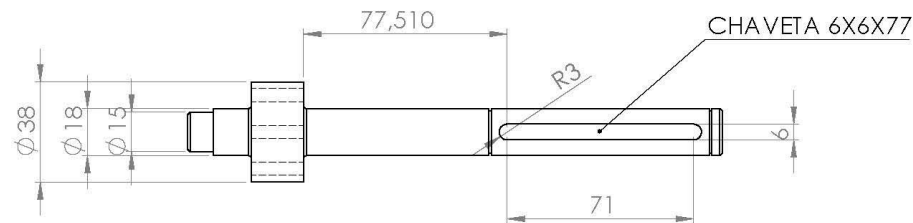
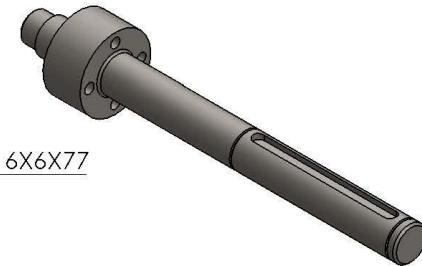
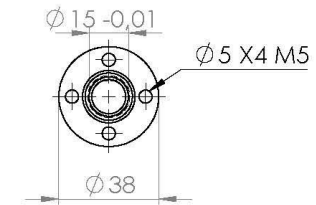
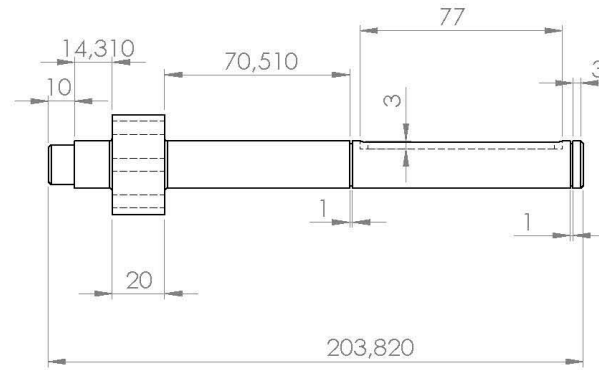
DETALLE A
ESCALA 1:2



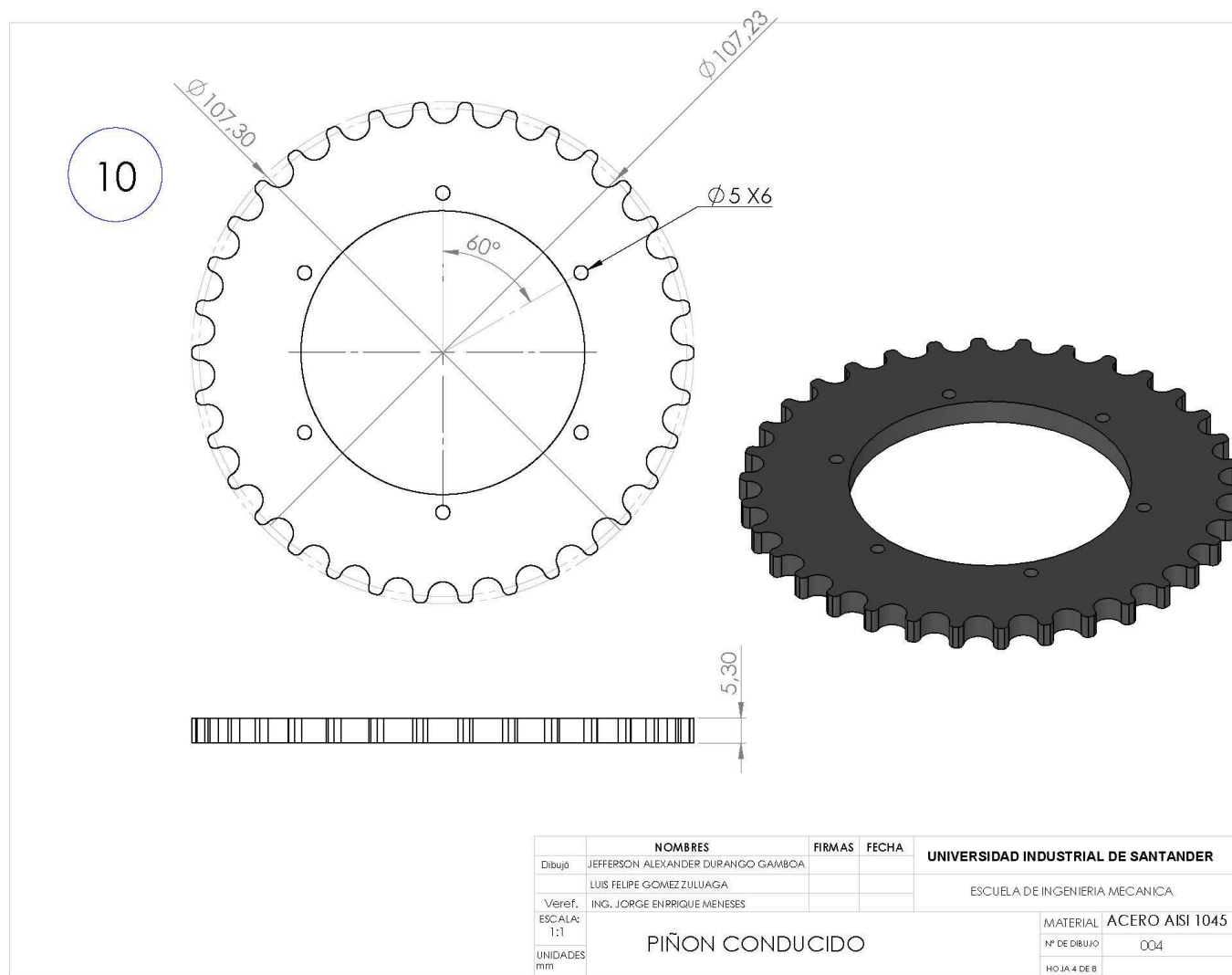
1 1/2" 12UNF

NOMBRES		FIRMAS	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujó	JEFFERSON ALEXANDER DURANGO GAMBOA			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	LUIS FELIPE GOMEZ ZULIAGA				
Verif.	ING. JORGE ENRIQUE MENESES				
ESCALA:	1:5	BARRA ROSCADA			MATERIAL ACERO AISI 4140
UNIDADES	mm				Nº DE DIBUJO 002
					HOJA 2 DE 8

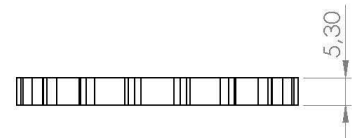
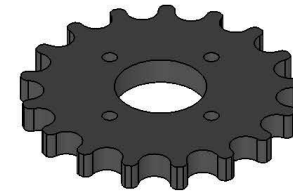
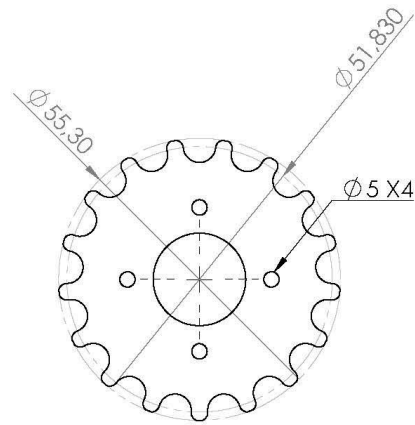
3



NOMBRES		FIRMAS	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujó	JEFFERSON ALEXANDER DURANGO GAMBOA			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
Verif.	ING. JORGE ENRIQUE MENESES				
ESCALA:	EJE CENTRAL			MATERIAL	ACERO AISI 4140
1:2				Nº DE DIBUJO	003
UNIDADES mm				HOJA 3 DE 8	

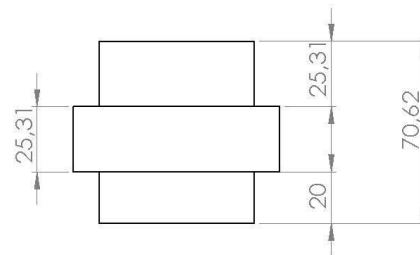
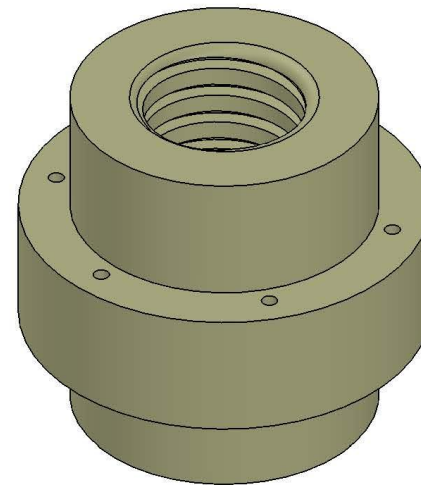
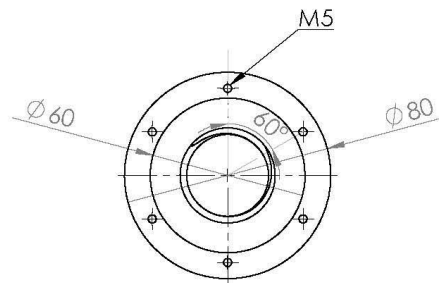


4



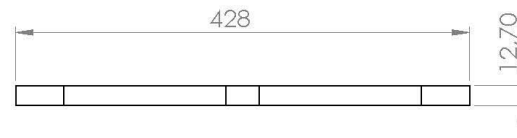
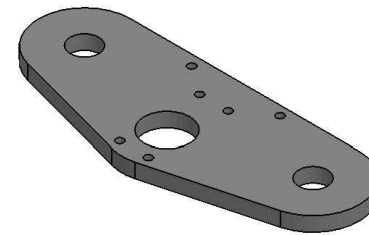
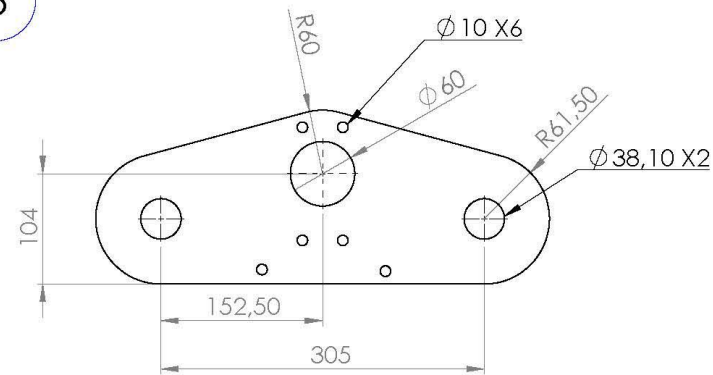
NOMBRES		FIRMAS	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujó	JEFFERSON ALEXANDER DURANGO GAMBOA			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	LUIS FELIPE GOMEZ ZULUAGA				
Verif.	ING. JORGE ENRIQUE MENESES				
ESCALA:	PIÑON CONDUCTOR			MATERIAL	ACERO AISI 1040
1:1				Nº DE DIBUJO	005
UNIDADES				HOJA 5 DE 8	
mm					

11



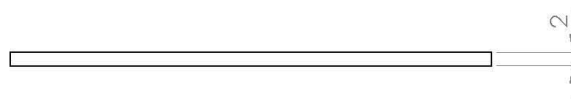
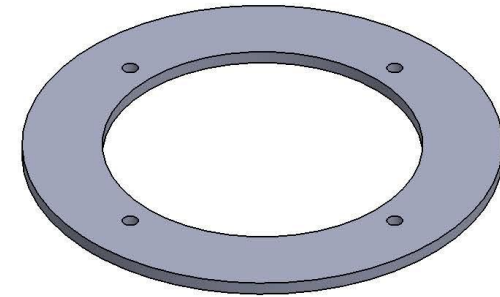
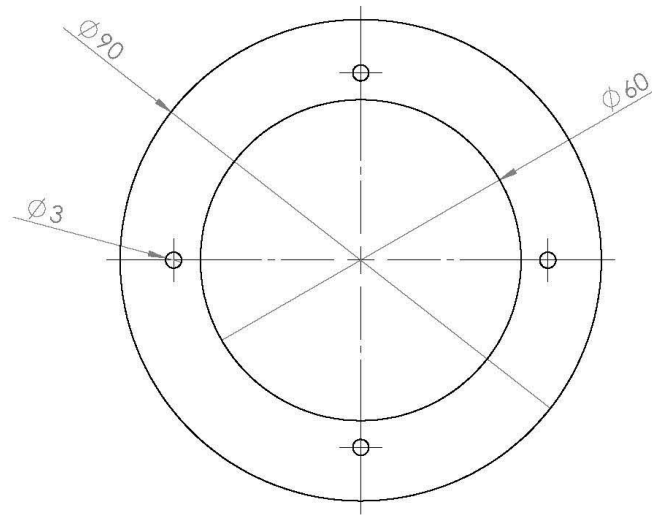
NOMBRES		FIRMAS	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujó:	JEFFERSON ALEXANDER DURANGO GAMBOA			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
	LUIS FELIPE GOMEZ ZULUAGA				
Verif.:	ING. JORGE ENRIQUE MENESES				
ESCALA:	TUERCA DE POTENCIA			MATERIAL	ACERO AISI 4041
1:2				Nº DE DIBUJO	006
UNIDADES mm				HOJA 6 DE 8	

8



NOMBRES		FIRMAS	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujó	JEFFERSON ALEXANDER DURANGO GAMBOA			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
Verif.	ING. JORGE ENRIQUE MENESES				
ESCALA:	ADAPTACIÓN DE YUGO			MATERIAL	ACERO ASTM 36
1:5				Nº DE DIBUJO	007
UNIDADES				HOJA 7 DE 8	
mm					

12



NOMBRES		FIRMAS	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujó	JEFFERSON ALEXANDER DURANGO GAMBOA			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
Verif.	ING. JORGE ENRIQUE MENESES				
ESCALA: 1:1	ARANDELA DE TUERCA			MATERIAL	ACERO AISI 1020
UNIDADES mm				Nº DE DIBUJO	008
				HOJA 8 DE 8	