

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE



FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

**“MÁQUINA UNIVERSAL DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS:
SISTEMA MÓVIL.”**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO EN
MECATRÓNICA.**

ELABORADO POR:

ÁNGEL ABEL ALARCÓN PUPIALES

DIRECTOR:

ING. CHRISTIAN RENÁN VÁSQUEZ FALCONY

Ibarra, julio 2018



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

**AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA
UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**

IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art. 144 de la Ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DEL CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD	100317089-9		
APELLIDOS Y NOMBRES	ALARCÓN PUPIALES ÁNGEL ABEL		
DIRECCIÓN	CARANQUI-BARRIO SAN CRISTÓBAL		
EMAIL	aaalarcon@utn.edu.ec		
TELÉFONO FIJO		TELÉFONO MÓVIL	0939230300
DATOS DE LA OBRA			
TÍTULO	MÁQUINA UNIVERSAL DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS: SISTEMA MÓVIL		
AUTOR	ÁNGEL ABEL ALARCÓN PUPIALES		
FECHA	Ibarra, 31 de julio de 2018.		
PROGRAMA	PREGRADO		
TÍTULO POR EL QUE OPTA	INGENIERÍA EN MECATRÓNICA		
DIRECTOR	ING. CHRISTIAN VÁSQUEZ		



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CONSTANCIAS

El autor (a) manifiesta (n) que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que es (son) el (los) titular (es) de los derechos patrimoniales, por lo que asume (n) la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá (n) en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 31 días del mes julio de 2018.

Firma: 

Ángel Abel Alarcón Pupiales

100317089-9

DEDICATORIA

A DIOS

Por concederme el regalo de la vida y permitirme alcanzar el conocimiento, dones esenciales para llevar a cabo este proyecto.

A MIS PADRES

Los seres más sublimes, fuente de mi motivación, quienes con su ejemplo y humildad me inculcaron el valor de la superación y la importancia de la educación con esfuerzo.

A MI FAMILIA

Mi refugio en los momentos de adversidad, en especial a mis hermanos, abuelitas y mi madrina Rosita, quien, a pesar de la distancia, es como una segunda madre y me ha brindado su apoyo incondicional, Dios los bendiga siempre.

AGRADECIMIENTOS

A Dios por guiar mi sendero, bendecirme con el don del conocimiento y enseñarme el camino correcto para llegar hasta esta etapa de mi vida.

A mi tutor, el Ing. Christian Vásquez por ser el mediador quien ha dedicado todo su esmero e interés a la realización de este proyecto.

A Mishell Mora, estimada compañera de equipo y ante todo amiga, por su compañerismo y aporte en la búsqueda de soluciones a los problemas.

Al señor Eduardo Villegas y su equipo de trabajadores por la prestación de sus servicios de calidad.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	xiv
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	xiv
JUSTIFICACIÓN.....	xv
OBJETIVOS.....	xv
CAPÍTULO 1	1
MARCO TEÓRICO	1
1.1 Máquina Universal de Ensayos	1
1.1.1 Modelos	1
1.2 Estructura de la máquina universal de ensayos	2
1.3 Tornillo de potencia.....	2
1.3.1 Perfiles de cuerdas en tornillos de potencia.....	3
1.4 Esfuerzos en cuerdas	3
1.5 Diseño de columnas.....	4
1.5.1 Columna	4
1.5.2 Pandeo de columna.....	4
1.5.3 Fijación en los extremos	4
1.5.4 Condiciones de extremo	4
1.5.5 Razón o relación de esbeltez	6
1.6 Materiales para ejes	6
1.7 Cojinetes	6
1.7.1 Clasificación	6
1.7.2 Rodamiento de contacto angular	7
1.7.3 Rodamiento axial.....	8
1.8 Transmisión de potencia por cadenas.....	9
1.8.1 Factor de servicio	10

1.9 Motores trifásicos	11
1.10 Análisis de elementos finitos	11
1.10.1 Mallado	11
1.11 Ajustes	12
1.11.1 Clases de ajuste.....	12
1.11.2 Tolerancia de ajuste	12
1.11.3 Selección de tolerancias.....	13
1.12 Sistemas ISO de ajustes	13
CAPÍTULO 2	15
METODOLOGÍA.....	15
2.1 Selección del tipo de sistema móvil	15
2.1.1 Alternativas propuestas.....	15
2.1.2 Alternativa elegida.....	17
2.2 Diseño mecánico.....	17
2.2.1 Diseño de los tornillos de potencia.....	17
2.2.2 Torque del tornillo requerido para elevar una carga.....	20
2.2.3 Torque del tornillo requerido para bajar una carga	20
2.2.4 Autobloqueo y retroceso en un tornillo de potencia.....	21
2.2.5 Eficiencia del tornillo	21
2.2.6 Esfuerzos en las cuerdas	21
2.3 Diseño de los pilares.....	23
2.4 Diseño de la transmisión de potencia por cadena.....	25
2.4.1 Selección del reductor	25
CAPÍTULO 3	28
RESULTADOS	28
3.1 Simulación estática de los elementos acoplados por medio de la rosca de potencia.	28

3.1.1 Análisis de esfuerzos del tornillo de potencia y manzana del sistema móvil de la UTM30	28
3.1.2 Resultados.....	29
3.2 Simulación estática de los esfuerzos en los pilares	31
3.2.1 Análisis estático de los pilares.....	31
3.2.2 Resultados.....	32
3.2.3 Análisis estático del acople de la tuerca en el pilar	34
3.2.4 Resultados del análisis del acople roscado	34
3.3 Construcción y montaje de los elementos del sistema móvil	36
3.4 Construcción de los tornillos de potencia.....	36
3.5 Construcción de los pilares.....	37
3.6 Mecanizado de la manzana.....	37
3.6.1 Tuerca de sujeción para el cabezal central.	38
3.6.2 Tuerca adjunta sobre la manzana.....	39
3.7 Placas de apoyo	39
3.7.1 Placas perforadas	40
3.7.2 Cojinetes de bronce	40
3.8 Construcción del bloque base	41
3.9 Sistema de Rodamientos.....	42
3.10 Sistema de transmisión de movimiento de movimiento recomendado	43
CAPÍTULO 4	44
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	44
4.1 Conclusiones.....	44
4.2 Recomendaciones	45
BIBLIOGRAFÍA	46

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Condiciones de extremo y factores de longitud efectiva para columnas.....	5
Tabla 2. Tamaños de cadenas de rodillos	10
Tabla 3. Factores de servicio para transmisiones por cadena.....	10
Tabla 4. Matriz de selección.....	17
Tabla 5. Dimensiones principales de cuerdas estándares Acme	18
Tabla 6. Datos del Tornillo de Potencia	19
Tabla 7. Factores de área para áreas de cortante de barrido en las cuerdas.....	22
Tabla 8. Análisis estático del acople, tornillo de potencia-manzana.....	28
Tabla 9. Resultados del análisis estático del acople, tornillo de potencia-manzana	30
Tabla 10. Análisis estático de los pilares.....	31
Tabla 11. Resultado del análisis estático de los pilares	32
Tabla 12. Proceso de construcción de los tornillos de potencia	36
Tabla 13. Proceso de construcción de los pilares o columnas.....	37
Tabla 14. Proceso de construcción de las manzanas	38
Tabla 15. Proceso de construcción de las placas perforadas	40
Tabla 16. Proceso de construcción de los cojinetes de bronce	41
Tabla 17. Proceso de construcción del bloque base	42
Tabla 18. Sistema de transmisión recomendado	43

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Máquina universal de ensayo hidráulica	1
Figura 2. Máquina universal de ensayos electromecánica	2
Figura 3. Sistema impulsado por tornillo Acme, para subir y bajar una compuerta	3
Figura 4. Tipos de cuerdas en tornillos de potencia	3
Figura 5. Condiciones de extremo para columnas y sus curvas de deflexión	5
Figura 6. Planos de acción que determinan el ángulo de contacto	7
Figura 7. Rodamientos axiales.....	8
Figura 8. Rodamiento axial de simple efecto	9
Figura 9. Transmisión de cadena.....	9
Figura 10. Modelo CAD.....	11
Figura 11. (a) Mallado (b) Nodo tetrahédrico	12
Figura 12. Clases de ajuste: (a) Con juego, (b) Con apriete, (c)Indeterminado	12
Figura 13. Simbología ISO.....	13
Figura 14. Nomenclatura de ajuste en el sistema de agujero base	13
Figura 15. Nomenclatura de ajuste en el sistema de eje base.....	14
Figura 16. Diseño CAD propuesto en la alternativa 1.....	15
Figura 17. Modelo 23-300 de la empresa INSTRON.....	16
Figura 18. Análisis de fuerzas en el punto de contacto tornillo-tuerca	19
Figura 19. Modelo CAD del Tornillo de Potencia	36
Figura 20. Modelo CAD de los Pilares.....	37
Figura 21. Manzana	38
Figura 22. Tuerca de sujeción.....	39
Figura 23. Tuerca adjunta sobre la manzana	39
Figura 24. Modelo CAD de las Placas de Apoyo.....	40
Figura 25. Modelo CAD del cojinete de bronce.....	41
Figura 26. Modelo CAD del Bloque Base.....	42
Figura 27. Sistema de Rodamientos	43

SIMBOLOGÍA

UTM30	Universal Testing Machine 30 Ton	
CAD	Computer Aided Design	
AISI	American Iron and Steel Institute	
FEA	Finite Elements Analysis	
FEM	Finite Elements Method	
D	Diámetro nominal	mm
p	Paso de rosca	mm
D_r	Diámetro de raíz	mm
d_p	Diámetro de paso	mm
A_t	Área de esfuerzo por tensión	mm^2
λ	Ángulo de avance en la cuerda de rosca	grados
α	Ángulo radial de la cuerda	grados
S_y	Límite de fluencia	MPa
S_u	Resistencia a la tensión, última	MPa
E	Módulo de elasticidad	GPa
A	Área de la sección circular	mm^2
F	Fuerza	kN
P	Carga, potencia	kN, hp
L	Avance de la cuerda	mm
T_u	Torque del tornillo requerido para elevar una carga	$N.m$
T_d	Torque del tornillo requerido para bajar una carga	$N.m$
u	Coeficiente de fricción entre el tornillo y la tuerca	
I	Momento de inercia de área	mm^4
k	Radio de giro	mm
S_r	Razón o relación de esbeltez	
l	Longitud de la columna	mm^2
y	Función de la curva de deflexión	
x	Variable independiente	
C_1	Constante de integración	
l_{ef}	Longitud efectiva	mm^2

$(S_r)_D$	Constante de columna	
P_{cr}	Carga crítica	<i>kN</i>
$P_{permissible}$	Carga permisible	<i>kN</i>
σ	Esfuerzo normal	<i>MPa</i>
τ	Esfuerzo cortante	<i>MPa</i>
w_i, w_o	Factores geométricos de la cuerda	
FS	Factor de seguridad/Factor de servicio	
PD	Potencia de diseño	<i>hp</i>
R	Relación de velocidad	
n	Velocidad angular	<i>rpm</i>
N	Número de dientes	

RESUMEN

El presente proyecto de investigación tiene a fin diseñar y construir el sistema móvil de una máquina universal de ensayos para la carrera de ingeniería en Mecatrónica de la Universidad Técnica del Norte. Dicho sistema se rige a las especificaciones UTM30 (*Universal Testing Machine* para una capacidad de 30 toneladas) y es fruto de una amplia investigación sobre diseño de tornillos de potencia, columnas, cojinetes, sujetadores y transmisiones de potencia. Su función es permitir el desplazamiento de un cabezal a lo largo de un par de tornillos de potencia hasta alcanzar un espacio de prueba requerido para las probetas con respecto a otro cabezal. En el diseño de cada uno de los elementos que constituyen el sistema móvil se toma en consideración ciertos aspectos como las condiciones de borde del sistema, modelos existentes en el mercado y la disponibilidad de materiales en el país, posterior a ello, se realizó un modelamiento por medio de Software CAD, en este caso Solidworks, para verificar y comprobar los resultados del diseño, de tal manera que se garantice la confiabilidad del diseño. Una vez concluido el diseño se dio inicio a la construcción de las piezas. Con la ayuda de planos y diagramas, el material en bruto fue maquinado hasta obtener un producto terminado. Finalmente se procedió a hacer el montaje de los elementos del sistema móvil empezando por el montaje de los rodamientos en el bloque base, continuando con los tornillos de potencia y cabezal central del sistema estático y el acoplamiento del conjunto cabezal superior-cabezal inferior-pilares y el cilindro hidráulico. En cada caso se respetó las tolerancias de ajuste exigidas por las normas y por los fabricantes. Con la articulación de estos tres sistemas: sistema móvil, sistema estático y sistema hidráulico se da cumplimiento al diseño mecánico de la máquina universal de ensayos propuesta.

PALABRAS CLAVE

Sistema móvil, máquina universal de ensayos, tornillo de potencia, pilares, UTM 30

ABSTRACT

The present research project aims to design and build the mobile system of a universal testing machine for the engineering career in Mechatronics of the Northern Technical University. This system is governed by the UTM30 specifications (*Universal Testing Machine* for a capacity of 30 tons) and the result of extensive research on the design of power screws, columns, bearings, fasteners, and power transmissions. Its function is to allow the displacement of a holding block along a pair of power screws until reaching a test space required for the test pieces with respect to another holding block. In the design of each element that make up the mobile system, certain aspects are taken into consideration, such as the boundary conditions, existing models, and availability of procurement materials in the country. Subsequently, a modeling was carried out by means of CAD Software, in this case Solidworks, to verify the design results, in such a way as to guarantee the reliability of the design. Once the design was completed, the construction of the parts began. With the help of plans and diagrams, the raw material was machined until a finished product was obtained. Finally, we proceeded to assemble the elements of the mobile system starting with the assembly of the bearings in the base block, continuing with the power screws and central head of the static system and the coupling of the upper head assembly-lower head-pillars and the hydraulic cylinder. In each case the adjustment tolerances demanded by the standards and by the manufacturers were respected. With the articulation of these three systems: mobile system, static system and hydraulic system, the mechanical design of the proposed universal testing machine is complied with.

KEYWORDS

Mobile system, Universal testing machine, power screw, pillars, UTM

INTRODUCCIÓN

En los últimos años, la Universidad técnica del Norte viene reforzando el equipamiento de laboratorios, de manera que se han adquirido equipos nuevos y otros por parte de donaciones. En este proceso, la carrera de ingeniería en mecatrónica recibió una donación de una máquina de ensayos universales en estado usado, la cual fue sometida a un proceso de rehabilitación, debido al mal estado en que se encontraba. Luego de hacer las revisiones pertinentes, los técnicos encargados determinaron que la máquina está completamente deteriorada y que no es posible su restitución. Por otra parte, es preciso señalar que en la zona Norte del país no se cuenta con una máquina de ensayos para materiales, ya que la obtención de un equipo de este tipo representa altos costos, a pesar de existir rentabilidad en su uso, debido a que estas máquinas son utilizadas en la industria para el control de calidad de materiales metálicos y no metálicos.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Actualmente la Universidad Técnica del Norte requiere la adquisición de una herramienta de trabajo que realice este tipo de pruebas y posibilite el desarrollo de ensayos destructivos, en vista de que varios estudiantes han propuesto diversas pruebas de ensayos de materiales para trabajos de tesis o investigaciones, las cuales se han ejecutado fuera de la institución generando altos costos en tales actividades; además de existir la necesidad de contar con una herramienta que permita fortalecer los conocimientos en el área de la mecánica de materiales para sus proyectos de investigación.

Con la finalidad de dar solución a estas necesidades se optó por construir una máquina que nos permita realizar los ensayos necesarios y brindar servicio para el desarrollo de distintos estudios. La máquina universal de ensayos que se propone construir requiere de un sistema móvil que permitirá el libre desplazamiento de dos cabezales de acuerdo con el espacio de prueba adecuado en cada tipo de ensayo; para ello es necesario diseñar los ejes, pilares y un mecanismo de transmisión de movimiento de manera que se cumpla con las especificaciones UTM 30.

JUSTIFICACIÓN

La Universidad Técnica del Norte no cuenta con una máquina de Ensayos Destructivos debido al alto costo que implica la adquisición de este tipo de máquina. En la actualidad se realizan ensayos destructivos de materiales para pruebas, estudios o investigaciones, los mismos que han aumentado, debido al desarrollo académico y la necesidad de evidenciar la calidad del trabajo realizado.

En la zona Norte del país existe gran demanda en la implementación de herramientas de trabajo a fin de obtener la validación de pruebas para distintos materiales empleados en prótesis, ensayos de resistencia de metales, no metales obteniendo los análisis y resultados necesarios para dar solución a diversos problemas.

De acuerdo con los estudios realizados es necesario el diseño y construcción de una máquina de ensayos para implementar en los laboratorios de la Carrera de Ingeniería Mecatrónica de la Facultad de Ciencias Aplicadas, la cual sea utilizada como una herramienta de trabajo, estudio e investigación; que cuente con los requerimientos para realizar las pruebas de ensayos destructivos aplicando la normativa vigente.

La presente investigación se enfocará en el diseño de un sistema móvil que permita desplazar los cabezales para alcanzar el espacio de prueba requerido en cada tipo de ensayo; por tal razón se diseñará los ejes, pilares y el mecanismo de transmisión de movimiento conforme se indica en las especificaciones UTM 30.

OBJETIVOS

Objetivo general

Construir el sistema móvil de una máquina universal de ensayos para la carrera de ingeniería en Mecatrónica, que permita realizar pruebas de ensayos destructivos a fin de fortalecer la investigación en los estudiantes.

Objetivos Específicos

- Definir el tipo de sistema móvil de la máquina universal de ensayos.
- Diseñar el sistema móvil cumpliendo con las especificaciones establecidas.

- Construir los elementos del sistema móvil considerando las especificaciones de diseño.
- Integrar los elementos del sistema móvil a la estructura de la máquina.
- Validar el funcionamiento

CAPÍTULO 1

MARCO TEÓRICO

1.1 Máquina Universal de Ensayos

En ingeniería una máquina de ensayos es aquella que se emplea para el estudio de las propiedades en los materiales. Es posible realizar pruebas donde los elementos son sometidos a tracción, compresión o flexión; los mismos que son sujetados en mordazas antes de aplicar la carga.

1.1.1 Modelos

Existe una variedad de modelos de máquinas universales de ensayos, dependiendo del tipo de accionamiento y la tecnología empleada en sus accesorios.

- *Máquina universal de ensayos hidráulica.* Este tipo de máquina es comercializado por varias marcas. Comúnmente tienen un control manual, el indicador del dinamómetro muestra la fuerza del ensayo; vienen, ya sea con accionamiento por tornillo sin fin o por cadena y permiten realizar ensayos de tracción, compresión, flexión o corte de materiales metálicos (TENSON, 2018). En cuanto al sistema móvil vemos que consta de dos tornillos de potencia los cuales desplazan un cabezal intermedio cruzado en el posicionamiento y en los ensayos. En la figura número 1 se puede observar un ejemplo del modelo antes descrito.



Figura 1. Máquina universal de ensayo hidráulica

Fuente: (TENSON, 2018)

- *Máquina universal de ensayos electromecánica.* Este tipo de máquinas son más sofisticadas, debido a la tecnología empleada para lograr todas sus prestaciones. En la figura número 2 se muestra un ejemplo de este modelo comercializado por la empresa INSTRON, el cual incluye electrónica integrada digital para el manejo de datos y está provisto de accesorios de la más alta calidad. Su estructura se compone de vigas fijas y móviles. El accionamiento es por medio de un tornillo de bolas precargado y columnas de guía de cruceta (INSTRON, 2017).



Figura 2. Máquina universal de ensayos electromecánica

Fuente: (INSTRON, 2017) Serie 23 EMIC

1.2 Estructura de la máquina universal de ensayos

En la construcción de máquinas universales de ensayos se emplean vigas fijas, vigas móviles y tornillos de potencia. Dependiendo del fabricante estos elementos están dispuestos de diferente manera como se vio anteriormente, lo cual se refleja en el desempeño y costo del producto.

1.3 Tornillo de potencia

Los tornillos de potencia, llamados también tornillos de avance convierten el movimiento giratorio en movimiento lineal en actuadores, máquinas de producción y gatos mecánicos, entre muchas otras aplicaciones. Son capaces de obtener ventajas mecánicas muy grandes; por consiguiente, pueden elevar o mover grandes cargas. En estos casos, se necesita un perfil de cuerda muy fuerte. (Norton, 2011, p. 727)

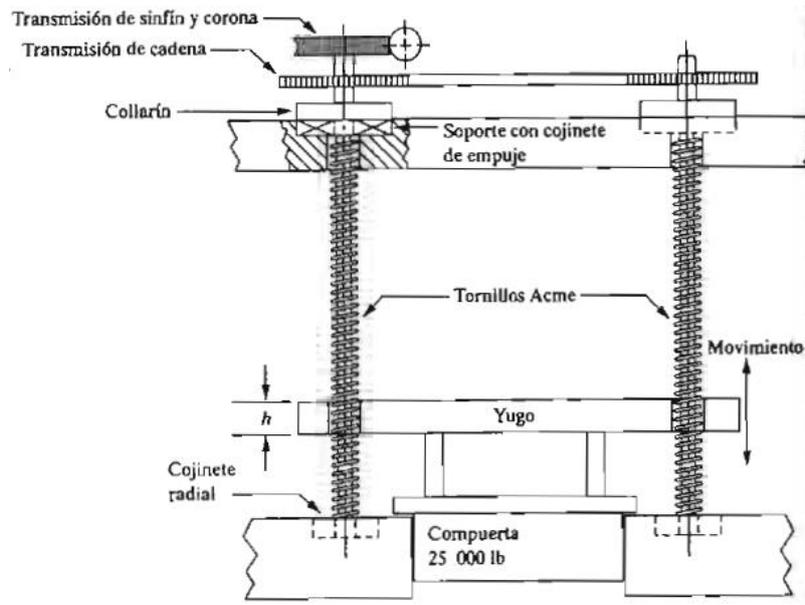


Figura 3. Sistema impulsado por tornillo Acme, para subir y bajar una compuerta

Fuente: (Mott, 2006)

1.3.1 Perfiles de cuerdas en tornillos de potencia

Existen varios tipos de perfiles de cuerdas empleados en los tornillos de potencia, entre los cuales tenemos, cuerdas: cuadrada, Acme y las reforzadas. Sin embargo, en la práctica se puede manufacturar variedades de estas que se ajustan a las necesidades de diseño.

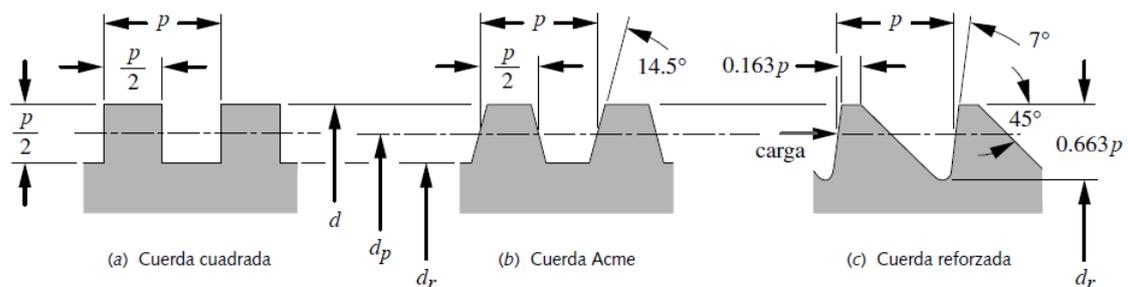


Figura 4. Tipos de cuerdas en tornillos de potencia

Fuente: (Norton, 2011)

1.4 Esfuerzos en cuerdas

Norton (2011) refiere que teóricamente, las cuerdas acopladas comparten la misma carga entre el número de cuerdas en contacto, pero en la realidad, debido a las imperfecciones del roscado, se debe suponer que las dos primeras cuerdas reciben toda la carga. Otra

importante consideración sería suponer que todos los dientes en contacto reciben la carga por igual, entonces el verdadero esfuerzo en las cuerdas radicaría entre ambos extremos.

1.5 Diseño de columnas

1.5.1 Columna

Una columna es un miembro estructural que soporta una carga axial de compresión, y que tiende a fallar por inestabilidad elástica o pandeo, más que por aplastamiento del material. La inestabilidad elástica es la condición de falla donde la forma de una columna no tiene la rigidez necesaria para mantenerla erguida bajo la carga. (Mott, 2006, p. 230)

1.5.2 Pandeo de columna

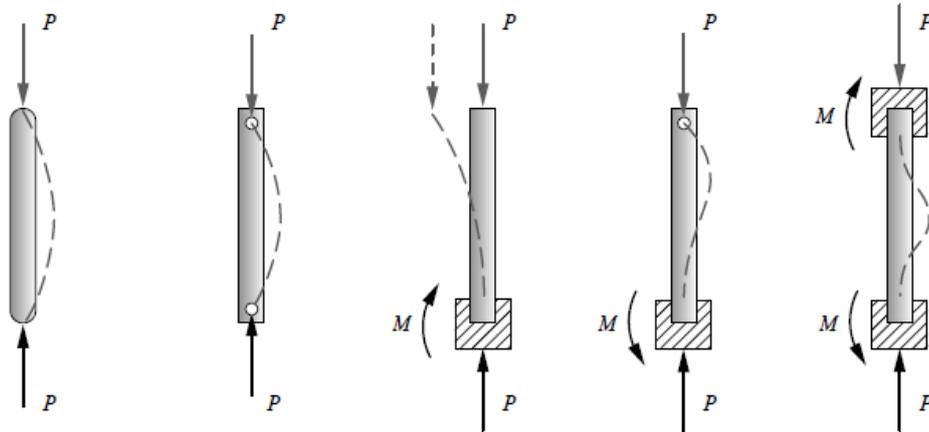
El pandeo de columna sucede de manera inesperada, aún en los materiales dúctiles y, por consiguiente, es una de las formas de falla más peligrosas (Norton, 2011). Por tal razón es preciso y obligatorio prever estos fenómenos al momento de diseñar elementos de máquinas y estructuras que cumplen la función de columna.

1.5.3 Fijación en los extremos

Se denomina fijación en los extremos a la forma en cómo se soportan los extremos de una columna. La variable más importante es la cantidad de restricción a la tendencia de rotación que existe en los extremos de la columna. (Mott, 2006)

1.5.4 Condiciones de extremo

De acuerdo con Norton (2011), existen varios casos de fijación para las columnas, tal como se puede apreciar en la figura 3, tenemos las condiciones de columna redondeada-redondeada y articulada-articulada donde se permite soportar las fuerzas en los extremos, mas no, los momentos; la columna empotrada-libre sufre una fuerza y un momento en su base y, por lo tanto, regula la deflexión en ese extremo, pero no controla el movimiento en su punta; en cuanto a la columna empotrada-articulada así como en la empotrada-empotrada se deben manejar valores conservadores, en su longitud efectiva.



(a) Redondeada-redondeada (b) Articulada-articulada (c) Empotrada-libre (d) Empotrada-articulada (e) Empotrada-empotrada

Figura 5. Condiciones de extremo para columnas y sus curvas de deflexión

Fuente: (Norton, 2011)

Los valores de carga crítica y deflexión para la condición de columna empotrada-libre pueden ser determinados mediante las ecuaciones 1 y 2.

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 E}{4S_r^2} \quad (1)$$

$$y = C_1 \text{Sen} \frac{\pi x}{2l} \quad (2)$$

Cualquiera que sea el caso, las condiciones de extremo exigen un análisis de los valores teóricos, recomendados y conservadores de la longitud efectiva para poder aplicar en el diseño de columnas.

Tabla 1. Condiciones de extremo y factores de longitud efectiva para columnas

Condiciones de extremo	Valores teóricos	Recomendados por la AISC*	Valores conservadores
Redondeada-redondeada	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$
Articulada-articulada	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$	$l_{ef} = l$
Empotrada-libre	$l_{ef} = 2l$	$l_{ef} = 2.1l$	$l_{ef} = 2.4l$
Empotrada-articulada	$l_{ef} = 0.707l$	$l_{ef} = 0.80l$	$l_{ef} = l$
Empotrada-empotrada	$l_{ef} = 0.5l$	$l_{ef} = 0.65l$	$l_{ef} = l$

Fuente: (Norton, 2011)

1.5.5 Razón o relación de esbeltez

La relación o razón de esbeltez determina el tipo de análisis en el diseño de columnas y es la resultante del cociente entre la longitud efectiva y su radio de giro mínimo,

$$Sr = \frac{l_{ef}}{k} \quad (3)$$

1.6 Materiales para ejes

En la producción de tornillos con frecuencia se acostumbra a utilizar aceros al carbón o de aleación como, por ejemplo: AISI 1018, 1045, 1060, 4130, 4140, 4340, 4620, 6150, 8620, entre otros.(Mott, 2006, p. 709)

Cabe señalar que, luego de dar el maquinado se puede dar un tratamiento térmico al material para elevar su dureza.

1.7 Cojinetes

Con el fin de disminuir la fricción de los ejes al girar, se utilizan apoyos denominados cojinetes. Según el tipo de carga que transmiten, los cojinetes se dividen en radiales y axiales, aunque determinadas soluciones constructivas admiten cargas combinadas.(Besa González & Valero Chuliá, 2016)

1.7.1 Clasificación

Según y atendiendo al principio de funcionamiento los cojinetes se clasifican en:

- Cojinetes de rodadura(rodamientos)
- Cojinetes de deslizamiento seco
- Cojinetes porosos impregnados de lubricante
- Cojinetes de película de fluido
- Cojinetes magnéticos

1.7.2 Rodamiento de contacto angular

Los rodamientos de bolas de contacto angular tienen los caminos de rodadura de sus aros interior y exterior desplazados entre sí en la dirección del eje del rodamiento. Esto quiere decir que han sido diseñados para soportar cargas combinadas, es decir, cargas radiales y axiales simultáneas. (SKF, 2015, p. 476)

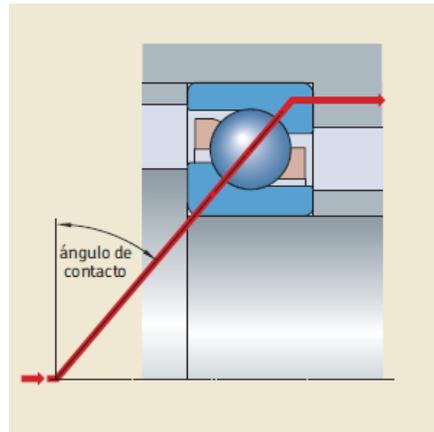


Figura 6. Planos de acción que determinan el ángulo de contacto

Fuente: (SKF, 2015)

Según (SKF, 2015), la capacidad de carga axial de los rodamientos de bolas de contacto angular aumenta al incrementar el ángulo de contacto. El ángulo de contacto se define como el ángulo que forma la línea que une los puntos de contacto entre la bola y los caminos de rodadura en el plano radial, a lo largo de la cual se transmite la carga de un camino de rodadura al otro, con una línea perpendicular al eje del rodamiento tal como se indica en la figura 4.

Los rodamientos de bolas de contacto angular SKF se fabrican en una amplia variedad de diseños y tamaños. Los diseños más comúnmente usados son los siguientes:

- Rodamientos de una hilera de bolas de contacto angular
- Rodamientos de dos hileras de bolas de contacto angular
- Rodamientos de bolas con cuatro puntos de contacto

1.7.3 Rodamiento axial

Las condiciones de trabajo exigen un rodamiento apropiado en cada caso por tal razón existen una variedad de rodamientos axiales. En la figura se puede apreciar tres diseños de rodamiento axial, como los de simple efecto, doble efecto y de rodillos cónicos.

- 24 Arandela del eje
- 25 Conjunto de elementos rodantes y jaula
- 26 Arandela del soporte
- 27 Arandela del soporte con superficie de asiento esférica
- 28 Arandela del asiento

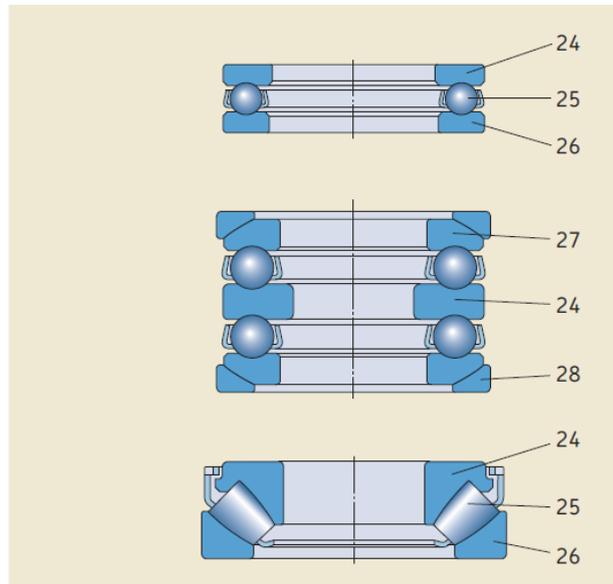


Figura 7. Rodamientos axiales

Fuente: (SKF, 2015, pág. 25)

Los rodamientos axiales de bolas SKF pueden ser de simple o doble efecto. Están diseñados para soportar únicamente cargas axiales y no deben someterse a cargas radiales.

Los rodamientos axiales de bolas SKF son desmontables, es decir, la arandela del eje, la(s) arandela(s) del soporte y el (los) conjunto(s) de bolas y jaula pueden montarse por separado.

Las arandelas del eje tienen un agujero rectificadado para permitir un ajuste de interferencia. El agujero de la arandela del soporte está torneado y es siempre mayor que el de la arandela del eje.

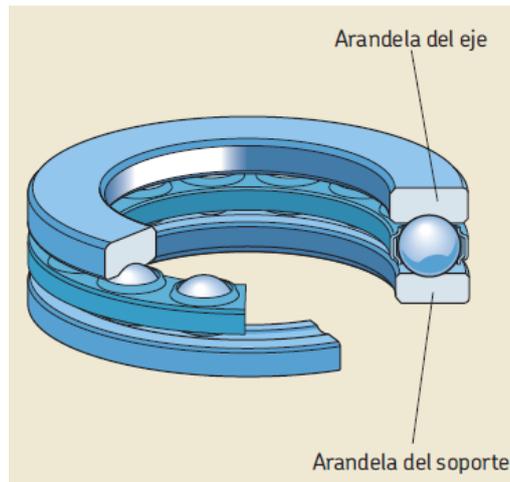


Figura 8. Rodamiento axial de simple efecto

Fuente: (SKF, 2015)

1.8 Transmisión de potencia por cadenas

Una cadena es un elemento de transmisión de potencia formado por una serie de eslabones unidos con pasadores. Este diseño ofrece flexibilidad y permite a la cadena transmitir grandes cargas de tensión (Mott, 2006).

En la figura 8 tenemos un caso común de una transmisión por cadena la cual consta de un par de catarinas comunicadas por medio de una cadena de rodillos, donde a una de las catarinas se denomina motriz y a la otra conducida.

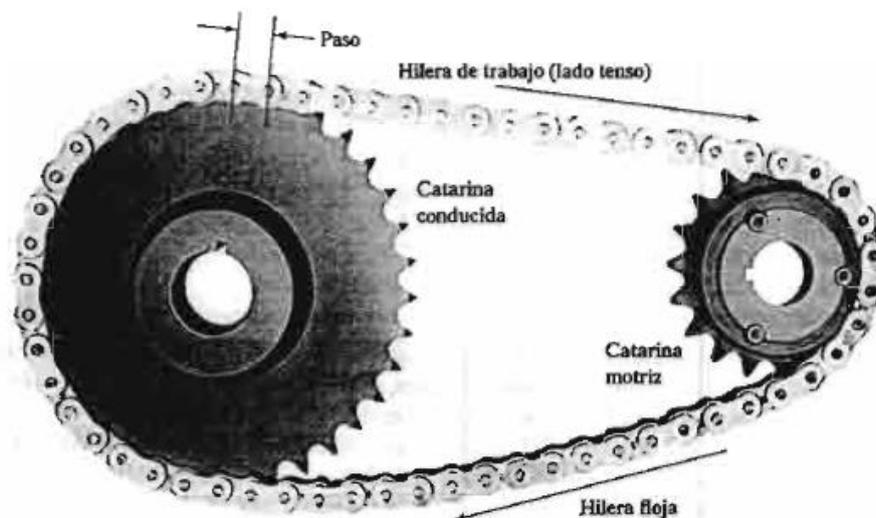


Figura 9. Transmisión de cadena

Fuente: (Mott, 2006)

Un ejemplo típico de cadena es la de rodillos que se distingue por su paso el cual viene a ser la distancia entre los pasadores que unen los eslabones.

Tabla 2. Tamaños de cadenas de rodillos

Número de cadena	Paso (pulg)	Diámetro del rodillo	Ancho del rodillo	Espesor de placa lateral	Resistencia promedio a la tensión (lb)
25	1/4	Ninguno	–	0.030	925
35	3/8	Ninguno	–	0.050	2100
41	1/2	0.306	0.250	0.050	2000
40	1/2	0.312	0.312	0.060	3700
50	5/8	0.400	0.375	0.080	6100
60	3/4	0.469	0.500	0.094	8500
80	1	0.626	0.625	0.125	14 500
100	1¼	0.750	0.750	0.156	24 000
120	1½	0.875	1.000	0.187	34 000
140	1¾	1.000	1.000	0.219	46 000
160	2	1.125	1.250	0.250	58 000
180	2¼	1.406	1.406	0.281	80 000
200	2½	1.562	1.500	0.312	95 000
240	3	1.875	1.875	0.375	130 000

Fuente: (Mott, 2006)

1.8.1 Factor de servicio

Dependiendo del tipo de impulsor se debe elegir un factor de servicio adecuado para la aplicación de la transmisión por cadena.

Tabla 3. Factores de servicio para transmisiones por cadena

Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera y uniforme)	1.0	1.0	1.2
Choque moderado (máquinas herramienta, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimento y molinos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillos, transportadores alternos, accionamientos de molino de rodillos)	1.4	1.5	1.7

Fuente: (Mott, 2006)

1.9 Motores trifásicos

Los motores trifásicos son considerados las máquinas de mayor importancia en la producción de movimiento a nivel industrial. Solo ofrecen una velocidad, que corresponde a la polaridad con que esté construido (Viloria, 2002, pág. 49).

Entre sus principales aplicaciones tenemos: grupos hidráulicos, motorreductores, variadores mecánicos de velocidad, etc. Además, se pueden emplear fácilmente en combinación con variadores de frecuencia.

1.10 Análisis de elementos finitos

En este análisis se emplea el Método de Elementos Finitos (FEM) que es una técnica ampliamente utilizada en el análisis de diseños de ingeniería. FEM es considerado como un estándar de gran aceptabilidad ya que fracciona el elemento de estudio en diminutas partes de geometría sencilla a fin de obtener simultáneamente múltiples soluciones a problemas simples en lugar de resolver un problema de gran complejidad. (Planchard, 2016)



Figura 10. Modelo CAD

Fuente: (Planchard, 2016)

1.10.1 Mallado

El análisis de elementos finitos (FEA) ofrece una técnica numérica óptima para analizar los diseños de ingeniería. Primero, se crea un modelo geométrico; luego, se subdivide el modelo en pequeñas partes (elementos), que están conectadas en puntos comunes denominados nodos. A este proceso de subdivisión se le conoce como mallado. Y de esta manera, el software considera al modelo como una red de elementos interconectados. (Lázaro, 2014)

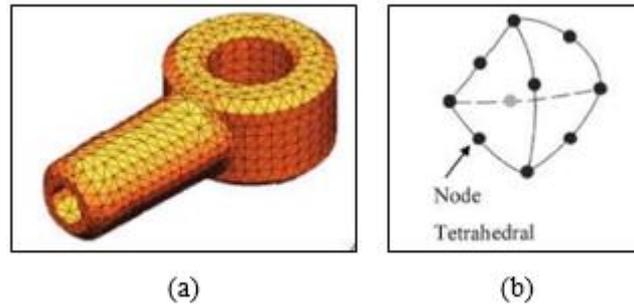


Figura 11. (a) Mallado (b) Nodo tetrahédrico

Fuente: (Lázaro, 2014)

1.11 Ajustes

Gerling (2002) define ajuste como la relación entre piezas emparejadas, por ejemplo, fijo o móvil, que viene definido por la diferencia de medidas que presentan las piezas antes de su acoplamiento.

1.11.1 Clases de ajuste

De manera general existen tres tipos: ajuste con juego, en el cual los elementos acoplados presentan una distancia de separación S entre la pieza interna (eje) y la externa (agujero); ajuste con apriete, donde se tiene una sobremedida U y el ajuste indeterminado donde existe una tendencia ya sea al juego o al apriete.

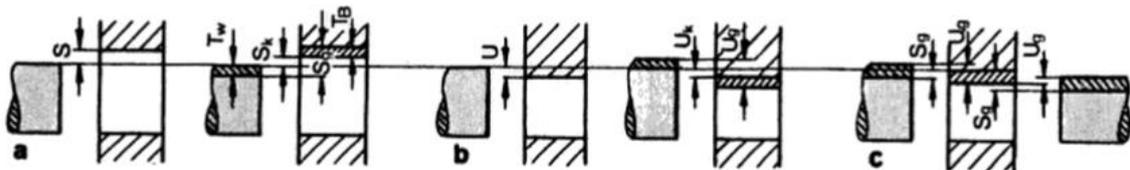


Figura 12. Clases de ajuste: (a) Con juego, (b) Con apriete, (c) Indeterminado

Fuente: (Gerling, 2002)

1.11.2 Tolerancia de ajuste

Es la posible oscilación del juego o apriete entre dos piezas a ser acopladas. El sistema ISO es el encargado de regir las tolerancias, el mismo que ha definido las calidades para todo tipo de tolerancias generales.

1.11.3 Selección de tolerancias

Una de las tareas más importantes de un diseñador es asignar tolerancias a todas las medidas que afecten al funcionamiento al momento de realizar la acotación de los planos. Para ello, adoptando el sistema ISO y según la conveniencia de montaje, se tiene a elección el sistema de agujero único, sistema de eje único y el sistema combinado.

1.12 Sistemas ISO de ajustes

La simbología ISO empleada para representar tolerancias dimensionales se indica en figura 10.

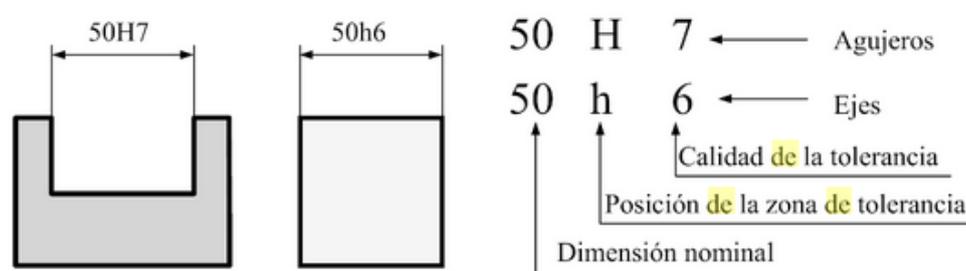


Figura 13. Simbología ISO

Fuente: (Rodríguez Montes, Castro Martínez, & Del Real Romero, 2006)

Para obtener los diferentes tipos de ajustes en el sistema ISO se utilizan dos sistemas: el sistema de agujero único y el sistema de eje base.

Sistema de agujero único: Gerling (2002) afirma que, “Para una determinada medida nominal, los agujeros tienen en mismo diámetro, cualquiera que sea la clase de ajuste. Dependiendo del tipo de ajuste elegido, son los diámetros de los ejes los que tienen distintos tamaños” (p.89).

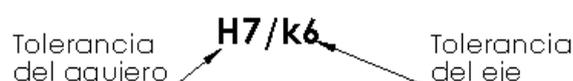


Figura 14. Nomenclatura de ajuste en el sistema de agujero base

En un sistema de agujero único o base, todas las diferencias fundamentales de todos los agujeros son iguales. La zona de tolerancia para el agujero se sitúa en la posición H y por consiguiente la diferencia inferior es cero y el eje tiene posición variable para lograr los

distintos ajustes. (Rodríguez Montes, Castro Martínez, & Del Real Romero, 2006, pág. 58)

Sistema de eje único: En este sistema, para los diferentes tipos de ajuste, los ejes presentan el mismo diámetro y son los diámetros de los agujeros los que cambian dependiendo la clase de ajuste (Gerling, 2002).

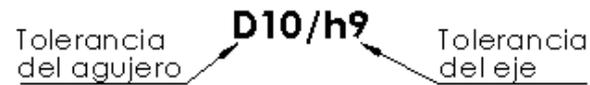


Figura 15. Nomenclatura de ajuste en el sistema de eje base

En un sistema de eje único o base, todas las diferencias fundamentales de todos los ejes son iguales. La zona de tolerancia para el eje está en la posición h y por consiguiente la diferencia superior es cero y el agujero tiene posición variable para lograr los distintos ajustes. (Rodríguez Montes, Castro Martínez, & Del Real Romero, 2006, pág. 58)

CAPÍTULO 2

METODOLOGÍA

2.1 Selección del tipo de sistema móvil

En la selección del tipo de sistema móvil se tomaron en cuenta las condiciones de borde previamente establecidas en base a los requerimientos, así como la disponibilidad y costo de los materiales para la construcción. Además, se investigaron los modelos existentes para guiar el diseño y optar por la mejor alternativa.

2.1.1 Alternativas propuestas

2.1.1.1 Alternativa 1: Sistema móvil compuesto por dos tornillos de potencia y dos columnas.

En la alternativa uno, se propone un diseño donde dos tornillos de potencia sujetos a un bloque base posicionan un cabezal intermedio hasta alcanzar una distancia adecuada con respecto a otro cabezal para lograr el espacio de ensayo. Tenemos también dos columnas redondas que soportan un cabezal en cada extremo de tal manera que se forma un marco, el cual, ayudará a realizar ensayos de tracción empleando el cabezal superior y el intermedio y ensayos de compresión o flexión empleando los cabezales intermedio e inferior.

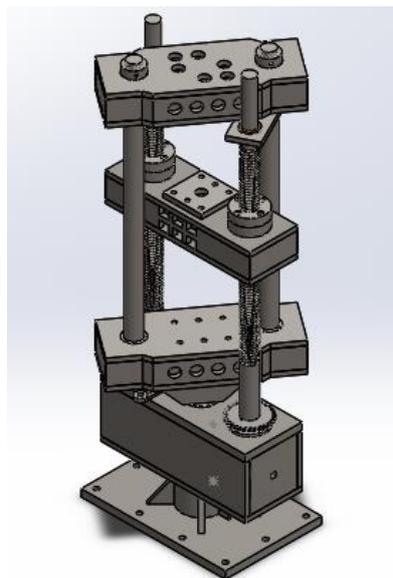


Figura 16. Diseño CAD propuesto en la alternativa 1.

- *Ventajas:* posicionamiento rápido, fácil adquisición de materiales, mecanizado sencillo, costo dentro del presupuesto y dimensiones sujetas a los estándares empleados en máquinas similares.
- *Desventajas:* Como únicas desventajas en este diseño tenemos el peso, que a pesar de estar dentro del rango aceptado es considerablemente más pesado que el descrito en la alternativa dos.

2.1.1.2 Alternativa 2: Sistema móvil compuesto por dos vigas fijas, una viga móvil y dos tornillos.

En la alternativa dos, se sugiere un diseño donde tanto el posicionamiento como los ensayos se ejecutan por medio de un sistema electromecánico. Al accionar el sistema que impulsa los tornillos se desplaza la viga móvil, la cual aloja los accesorios necesarios para realizar los ensayos. Las dos columnas forman un marco con la base de la máquina y una viga superior con lo cual es posible hacer ensayos de tensión en la parte de arriba y de compresión en la parte baja.



Figura 17. Modelo 23-300 de la empresa INSTRON

Fuente: (INSTRON, 2017)

- *Ventajas:* posicionamiento rápido, peso considerablemente menor al diseño antes mencionado y dimensiones sujetas a los estándares.
- *Desventajas:* costo elevado, difícil de mecanizar y escasa disponibilidad de materiales.

2.1.2 Alternativa elegida

Con el fin de optar por la mejor solución, se construye una matriz de selección que implica las características más relevantes que definen al sistema móvil. Para comprender la matriz se realiza la siguiente ponderación: 0 cuando no cumpla el requerimiento, 1 cuando satisfaga la necesidad, pero no en su totalidad y 2 cuando cumpla satisfactoriamente la necesidad.

Tabla 4. Matriz de selección

<i>Características</i>	<i>Alternativa 1</i>	<i>Alternativa 2</i>
Posicionamiento rápido	2	2
Costo	2	1
Disponibilidad de materiales para construir	2	1
Peso máximo	1	2
Dimensiones máximas	2	2
Fácil Manufactura y montaje	2	1
Total	11	9

Debido a los resultados obtenidos en la matriz de selección se procede a tomar la alternativa uno como la mejor opción de diseño.

2.2 Diseño mecánico

2.2.1 Diseño de los tornillos de potencia

En el diseño de los tornillos de potencia se tomará como principales referencias el procedimiento propuesto en el libro de “*Diseño de Máquinas: Un enfoque integrado*” de Robert L. Norton y algunos criterios descritos en el libro “*Diseño de elementos de máquinas*” del autor Robert Mott. Tales conceptos se emplearán en el desarrollo del diseño más adelante.

2.2.1.1 Paso de la rosca

Se optó por diseñar un tornillo de potencia de rosca cuadrada, debido a sus ventajas en eficiencia y ausencia de las componentes radiales de la fuerza frente a otros perfiles de cuerda (Norton, 2011). Sin embargo, en la selección del paso se empleará como guía la tabla de cuerdas de los estándares Acme que tenemos a continuación, la cual indica información importante a partir de la cual se determinará las demás especificaciones del tornillo.

Tabla 5. Dimensiones principales de cuerdas estándares Acme

Diámetro mayor (In)	Cuerdas por pulgada	Paso de la cuerda (In)	Diámetro de paso (In)	Diámetro menor (In)	Área de esfuerzo por tensión (In ²)
0.250	16	0.063	0.219	0.188	0.032
0.313	14	0.071	0.277	0.241	0.053
0.375	12	0.083	0.333	0.292	0.077
0.438	12	0.083	0.396	0.354	0.110
0.500	10	0.100	0.450	0.400	0.142
0.625	8	0.125	0.563	0.500	0.222
0.750	6	0.167	0.667	0.583	0.307
0.875	6	0.167	0.792	0.708	0.442
1.000	5	0.200	0.900	0.800	0.568
1.125	5	0.200	1.025	0.925	0.747
1.250	5	0.200	1.150	1.050	0.950
1.375	4	0.250	1.250	1.125	1.108
1.500	4	0.250	1.375	1.250	1.353
1.750	4	0.250	1.625	1.500	1.918
2.000	4	0.250	1.875	1.750	2.580
2.250	3	0.333	2.083	1.917	3.142
2.500	3	0.333	2.333	2.167	3.976
2.750	3	0.333	2.583	2.417	4.909
3.000	2	0.500	2.750	2.500	5.412
3.500	2	0.500	3.250	3.000	7.670
4.000	2	0.500	3.750	3.500	10.321
4.500	2	0.500	4.250	4.000	13.364
5.000	2	0.500	4.750	4.500	16.800

Fuente: (Norton, 2011)

Luego de varias pruebas se seleccionó un diámetro de 73 mm, por lo tanto, la barra sólida a emplear en el mecanizado del tornillo tendrá un diámetro igual a 75 mm, siendo la medida más cercana disponible en el stock del proveedor.

Como se puede apreciar en la tabla, para estos diámetros se sugiere una rosca cuadrada de 2 hilos por pulgada y 0.5 pulgadas de paso.

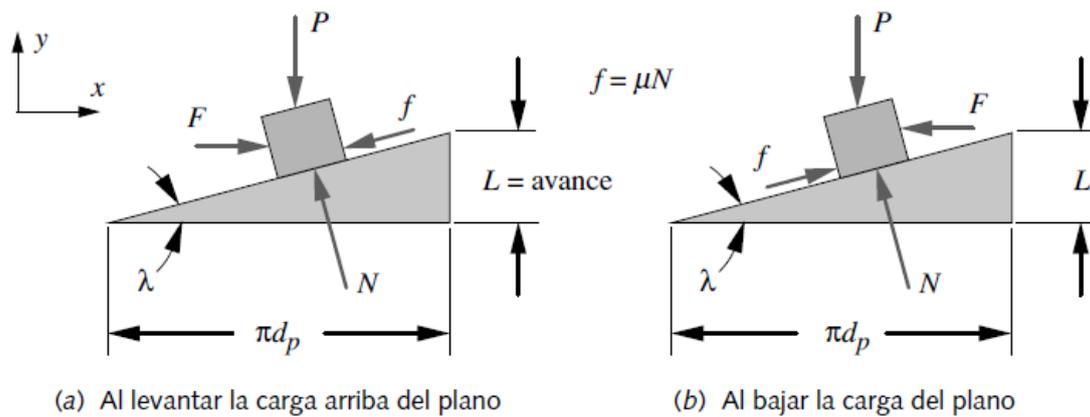
2.2.1.2 Datos del tornillo

Tabla 6. Datos del Tornillo de Potencia

Diámetro mayor D	Rosca	Paso p	Material
73mm	cuadrada	2 hilos/pulg	AISI 4140(709)

Fuente: Autor

2.2.1.3 Análisis de fuerzas



(a) Al levantar la carga arriba del plano

(b) Al bajar la carga del plano

Figura 18. Análisis de fuerzas en el punto de contacto tornillo-tuerca

Fuente: (Norton, 2011)

$$D_r = D - p = 60.3 \text{ mm} \quad (4)$$

$$d_p = D - \frac{p}{2} = 66.65 \text{ mm} \quad (5)$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{D_r + d_p}{2} \right)^2 = 3164.429 \text{ mm}^2 \quad (6)$$

$$L = 12.7 \text{ mm}; \tan(\lambda) = \frac{L}{\pi d_p} = 0.061 \quad (7)$$

$$\lambda = 3.471^\circ$$

De la sumatoria de fuerzas tenemos,

$$F = P * \left(\frac{u \cos(\lambda) + \operatorname{sen}(\lambda)}{\cos(\lambda) + u \operatorname{sen}(\lambda)} \right) \quad (8)$$

Para tornillos de acero debidamente lubricados que trabajan en tuercas del mismo material se recomienda usar un valor de coeficiente de fricción igual a 0.15, lo cual hace que el diseño sea conservador (Mott, 2006, pág. 701).

Entonces, para una carga $P=155 \text{ kN}$, $\lambda = 3.471^\circ$ y $u = 0.15$

$$F = 32.951 \text{ kN}$$

2.2.2 Torque del tornillo requerido para elevar una carga

A fin de llevar un diseño conservador se empleará $u_c = 0.02$ y $d_c = 82.5 \text{ mm}$ en los valores de coeficiente de fricción y diámetro medio del cojinete de empuje (*Rodamiento axial*).

$$T_u = P * \frac{d_p}{2} \left(\frac{u \pi d_p + L}{\pi d_p - u L} \right) + u_c P \frac{d_c}{2} \quad (9)$$

$$T_u = 1225.968 \text{ N.m}$$

2.2.3 Torque del tornillo requerido para bajar una carga

En cuanto al para necesario para descender una carga a lo largo del tornillo tenemos,

$$T_d = P * \frac{d_p}{2} \left(\frac{u \pi d_p - L}{\pi d_p + u L} \right) + u_c P \frac{d_c}{2} \quad (10)$$

$$T_d = 585.224 \text{ N.m}$$

2.2.4 Autobloqueo y retroceso en un tornillo de potencia

La condición de autobloqueo se cumple si $u \geq \cos(\alpha)\tan(\lambda)$. En este caso, como se trata de una cuerda cuadrada tenemos,

$$\cos(\alpha) = 1 \quad (11)$$

Por lo tanto

$$u \geq \tan(\lambda) \quad (12)$$

Tomando en cuenta que $u = 0.15$ y $\tan(\lambda = 3.471) = 0.061^\circ$, vemos que se cumple tal condición.

2.2.5 Eficiencia del tornillo

$$e = \frac{1 - u * \tan(\lambda)}{1 + u * \cot(\lambda)} = 0.285 \quad (13)$$

Para una cuerda cuadrada, tenemos una eficiencia del tornillo igual a 28.5%.

2.2.6 Esfuerzos en las cuerdas

2.2.6.1 Esfuerzo axial

Para determinar el esfuerzo axial presente en el tornillo es necesario trabajar con el promedio entre el diámetro menor de la rosca y el diámetro de paso.

Por lo tanto, para un diámetro de raíz igual a $60.3mm^2$ y diámetro de paso $66.65mm^2$ tenemos,

$$A_t = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{D_r + d_p}{2} \right)^2 = 3164.429 \text{ mm}^2 \quad (14)$$

$$A_t = 3164.429 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_t = \frac{F}{A_t} = 10.413 \text{ MPa} \quad (15)$$

Este esfuerzo se presenta en un diente de la rosca, el cual debe ser multiplicado por el número de dientes en contacto para conocer el esfuerzo total.

2.2.6.2 Esfuerzo cortante

Al momento de calcular el esfuerzo cortante en las cuerdas de un tornillo de potencia se debe manejar los factores de área que han sido definidos para cada tipo de cuerda. Donde w_i es el factor que delimita la porción del paso que ocupa el acero en el diámetro menor, en tanto que en el diámetro mayor se emplea el factor w_o .

Tabla 7. Factores de área para áreas de cortante de barrido en las cuerdas

Tipo de cuerda	w_i (menor)	w_o (mayor)
UNS/ISO	0.80	0.88
Cuadrada	0.50	0.50
Acme	0.77	0.63
Reforzada	0.90	0.83

Fuente: (Norton, 2011)

Barrido de la cuerda en el tornillo

$$A_{si} = \pi * Dr * w_i * p \quad (16)$$

$$A_{si} = 3.141592 * 60.3 \text{ mm} * 0.5 * 12.7 \text{ mm} = 1202.932 \text{ mm}^2$$

En consecuencia, el esfuerzo cortante para barrer la cuerda del tornillo está dado por,

$$\tau_{si} = \frac{F}{A_{si}} \quad (17)$$

$$\tau_{si} = \frac{F}{A_{si}} = \frac{32951N}{1202.932mm^2} = 27.392MPa$$

Barrido de la cuerda en la tuerca

$$A_{so} = \pi * D * w_o * p \quad (18)$$

$$A_{so} = 3.141592 * 73mm * 0.5 * 12.7mm = 1456.285 mm^2$$

En consecuencia, el esfuerzo cortante para barrer la cuerda de la tuerca está dado por,

$$\tau_{so} = \frac{F}{A_{so}} \quad (19)$$

$$\tau_{so} = \frac{32951N}{1456.285mm^2} = 22.627MPa$$

2.3 Diseño de los pilares

Los pilares constituyen parte de la estructura de la máquina UTM30.

Datos:

Material: AISI 4140

$E = 205 GPa$

$S_y = 686.4655 MPa$

$l = 1045 mm$

$S_u = 807 MPa$

$FS = 4$

$P_{permisible} = 150000 N$

$l_{ef} = 2.1l$

Solución

En este caso se aplica una solución iterativa, puesto que se tiene como dato la carga permisible y se necesita conocer las dimensiones de la sección transversal del pilar, entonces supondremos un diámetro exterior de 74mm, a partir del cual se puede determinar la información restante.

$$A = \pi \frac{D^2}{4} = 4300.8 mm^2 \quad (20)$$

$$I = \pi \frac{D^4}{64} = 1471962.6 \text{ mm}^4 \quad (21)$$

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} = 18.5 \text{ mm} \quad (22)$$

$$S_r = \frac{l_{ef}}{k} = 118.6216 \quad (23)$$

$$(S_r)_D = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} = 76.78 \quad (24)$$

En el cálculo anterior vemos que la relación de esbeltez S_r es mayor que la constante de columna $(S_r)_D$, por lo tanto, estamos frente al caso de una columna larga. En estas circunstancias, se debe emplear la fórmula de Euler para calcular la carga crítica de pandeo:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l_{ef}^2} \quad (25)$$

$$P_{cr} = 618.414 \text{ kN}$$

Finalmente, para conocer la carga admisible se debe especificar un factor de diseño. Dado que SF=4, tenemos que

$$P_{permisible} = \frac{P_{cr}}{SF} \quad (26)$$

$$P_{permisible} = 154.6 \text{ kN}$$

2.4 Diseño de la transmisión de potencia por cadena

La transmisión de potencia de la UTM30 no solo permitirá el posicionamiento del cabezal central, sino que, además se empleará para impulsar los tornillos en ensayos de materiales que alcancen esfuerzos de hasta 30 kN.

Según la empresa Instron (2017) un modelo esta capacidad es recomendada para polímeros en general, textiles, caucho de alto desempeño materiales de uso médico u odontológico, resortes, conductores eléctricos etc. Con un apropiado rendimiento tanto para tensión como compresión.

Entonces, para una carga $P_2 = 30 \text{ kN}$, $\lambda = 3.471^\circ$ y $u = 0.15$

$$F_2 = P_2 * \left(\frac{u \cos(\lambda) + \text{sen}(\lambda)}{\cos(\lambda) + u \text{sen}(\lambda)} \right)$$

$$F_2 = 6.378 \text{ kN}$$

El par necesario para impulsar esta carga es

$$T_2 = P_2 * \frac{d_p}{2} \left(\frac{u \pi d_p + L}{\pi d_p - uL} \right) + u_c P_2 \frac{d_c}{2}$$

$$T_2 = 237.284 \text{ N.m}$$

2.4.1 Selección del reductor

Para alcanzar altos torques se recomienda emplear un reductor helicoidal. La eficiencia en este tipo de equipo va desde 94% hasta 98% dependiendo del número de etapas, tomando en cuenta que estos valores corresponden a velocidades normales ya que en los arranques la eficiencia suele disminuir (RAMFE, pág. 6).

Se selecciona el reductor de acuerdo con el procedimiento sugerido en el catálogo Siemens

$$P_1 = \frac{T_2 n_2}{9550 \eta} f_s \quad (27)$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (28)$$

Donde

P_1 : Es la potencia de entrada al reductor(kW)

T_2 : Torque a la salida del reductor (N.m)

n_2 : Velocidad de salida del reductor(rpm)

η : Eficiencia del reductor

f_s : factor de servicio

i : índice de reducción

La velocidad de entrada corresponde al motor

$$n_1 = 1800 \text{ rpm}$$

La velocidad máxima de desplazamiento lineal recomendada tanto en posicionamiento como en los ensayos, según Instron (2017) es de 500 mm/min. Por lo tanto, se debe calcular la velocidad angular necesaria para alcanzar dicha velocidad.

$$n_3 = 39.37 \text{ rpm}$$

$$i = \frac{1800 \text{ rpm}}{90 \text{ rpm}} = 20$$

Para $\eta = 0.98$, $n_2 = 90 \text{ rpm}$, $f_s = 1.3$

$$P_1 = \frac{(237.284 \text{ N.m})(90)}{9550(0.98)} 1.3 \text{ kW}$$

$$P_1 = 3.978 \text{ hp}$$

Por lo tanto, la potencia de entrada al reductor será dada por un motor de 4 hp de potencia, de preferencia trifásico, debido a sus ventajas en cuanto al tamaño y controlabilidad.

Una vez conocido la potencia de entrada, encontramos la relación de velocidad deseada, considerando una velocidad $n_2 = 90 \text{ rpm}$ en el eje motriz a la salida del reductor y con $n_3 = 39.37 \text{ rpm}$ en el piñón conducido, tenemos

$$R = \frac{n_2}{n_3} = 2.286 \quad (29)$$

Para esta aplicación de usará una cadena de rodillos simple número 60 de 19.05mm de paso y un piñón motriz de 13 dientes, con lo cual se obtiene el número de dientes del piñón conducido.

$$N1 = 13 \quad (30)$$

$$N2 = N1 * R \quad (31)$$

$$N2 = 29.718$$

Por lo tanto, se empleará un piñón de 30 dientes.

Con un paso $p=19.05\text{mm}$ entre dientes, los diámetros de los piñones son:

$$D1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{N1}\right)} \quad (32)$$

$$D1 = \frac{19.05\text{mm}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{13}\right)} = 80\text{mm}$$

$$D2 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{N2}\right)} \quad (33)$$

$$D2 = \frac{19.05\text{mm}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{30}\right)} = 182.247\text{mm}$$

CAPÍTULO 3

RESULTADOS

3.1 Simulación estática de los elementos acoplados por medio de la rosca de potencia.

En la tabla 5 se describe el procedimiento para realizar el estudio estático por medio de software CAD de un subensamblaje parte del sistema móvil, el cual consta de un tornillo de potencia y la manzana.

3.1.1 Análisis de esfuerzos del tornillo de potencia y manzana del sistema móvil de la UTM30

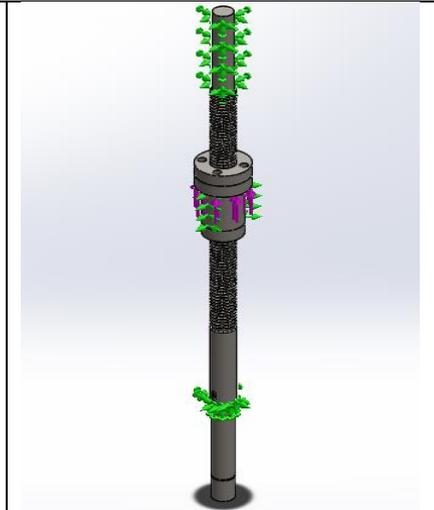
Tabla 8. Análisis estático del acople, tornillo de potencia-manzana

Procedimiento para el análisis estático: Tornillo de potencia-manzana	
Crear los modelos CAD de los elementos en cuestión y realizar el montaje.	

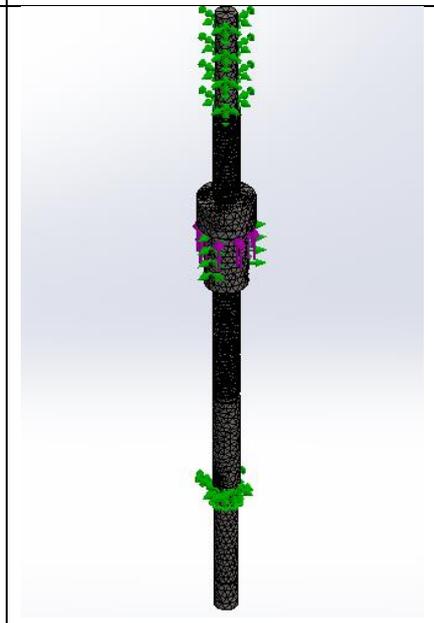
Iniciamos un nuevo estudio de tipo estático y creamos las sujeciones y las fuerzas que actúan en los elementos. Debido a que la UTM30 será sostenida por dos de estos conjuntos la carga total se divide entre dos.

Por lo tanto,

$$F=150000 \text{ N}$$

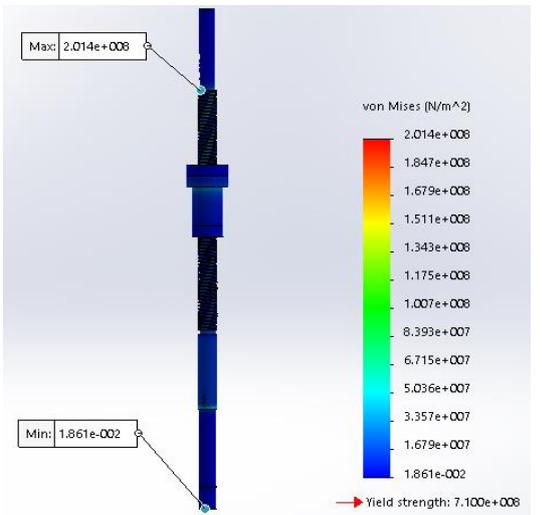
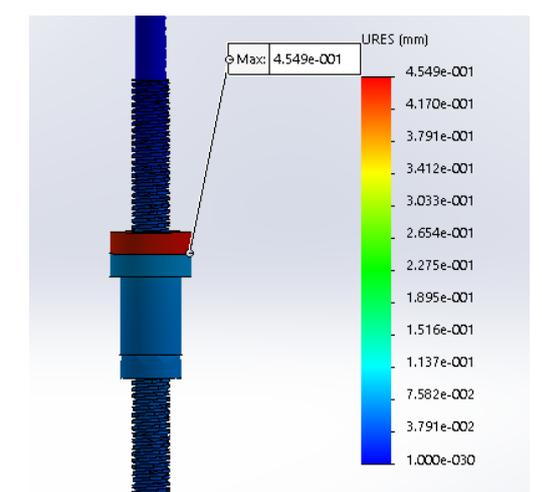
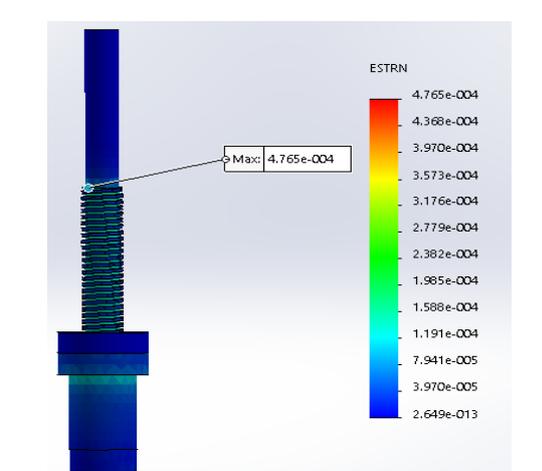


Se realiza el mallado adecuado tomando en cuenta el tipo de geometría que tienen los elementos y ejecutamos el estudio para obtener los resultados.

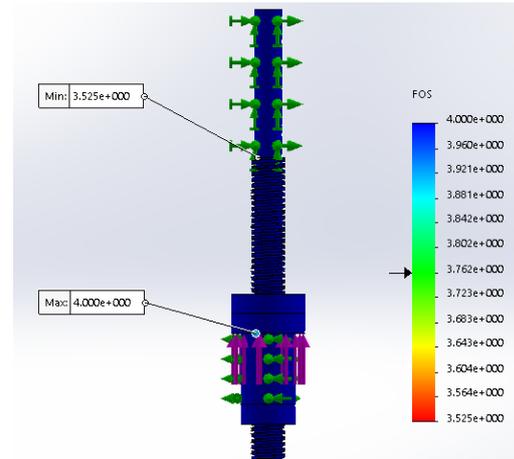


3.1.2 Resultados

Tabla 9. Resultados del análisis estático del acople, tornillo de potencia-manzana

Resultados del estudio estático	
<p>En este análisis se puede observar que el esfuerzo máximo de Von Mises es de 201.4 MPa, el cual se presenta en el tornillo de potencia y se encuentra por muy debajo de la resistencia del material que es 710 MPa.</p>	 <p>von Mises (N/m²)</p> <p>Max: 2.014e+008</p> <p>Min: 1.861e-002</p> <p>Yield strength: 7.100e+008</p>
<p>En el análisis se determina el desplazamiento ocasionado por la aplicación de la carga, el mismo que es igual a 0.459 mm</p>	 <p>URES (mm)</p> <p>Max: 4.549e-001</p>
<p>La deformación unitaria en este análisis alcanza un valor de 0.0004765 al final del filete de la rosca de potencia.</p>	 <p>ESTRN</p> <p>Max: 4.765e-004</p>

Con este análisis se determinó un factor de seguridad máximo igual a 4 y un mínimo igual a 3.525, el cual se localiza al final del filete de la rosca, una zona de mínima relevancia. Sin embargo, debido a este resultado, el diseño es de gran aceptabilidad.

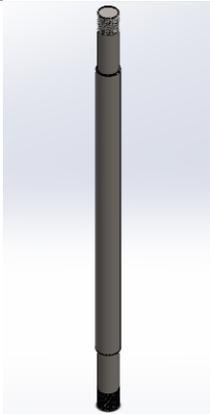


3.2 Simulación estática de los esfuerzos en los pilares

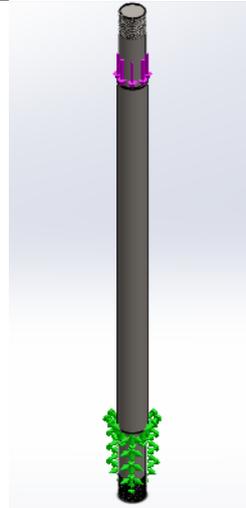
En la simulación estática de los pilares tenemos dos casos: el primero donde los pilares adoptan el comportamiento de columna y el segundo donde se analiza los esfuerzos en el acople de la rosca. Para ello se definirá en el software las condiciones respectivas para simular las cargas de manera más aproximada a la realidad.

3.2.1 Análisis estático de los pilares

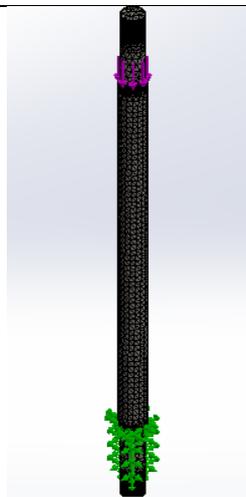
Tabla 10. Análisis estático de los pilares

Procedimiento para el análisis estático: Pilar	
Creamos el modelo CAD del pilar.	

Iniciamos un nuevo estudio de tipo estático y creamos las sujeciones y la fuerza que actúa sobre el pilar. Considerando un caso extremo, el pilar estará sometido a compresión debido a una carga de 150000 N.



Realizamos el mallado adecuado tomando en cuenta el tipo de geometría que tiene el elemento y ejecutamos el estudio para obtener los resultados.

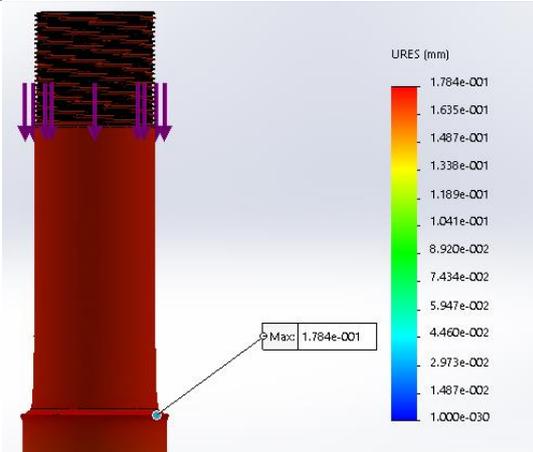


3.2.2 Resultados

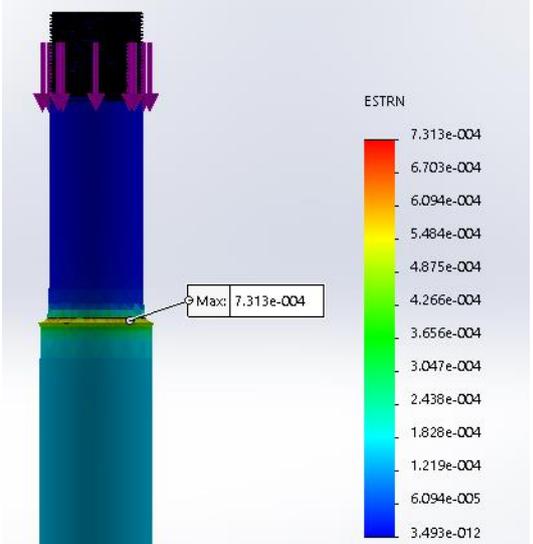
Tabla 11. Resultado del análisis estático de los pilares

Resultado del análisis estático: Pilar	
<p>En este resultado tenemos que el esfuerzo máximo de Von Mises es de 194.1 MPa. Siendo la resistencia del material 710 MPa, vemos que el esfuerzo obtenido está por muy debajo de este valor, por lo tanto, el pilar puede soportar la carga de 150000 N sin ningún inconveniente.</p>	<p>von Mises (N/m²)</p> <ul style="list-style-type: none"> 1.941e+008 1.780e+008 1.618e+008 1.456e+008 1.294e+008 1.132e+008 9.707e+007 8.089e+007 6.471e+007 4.853e+007 3.236e+007 1.618e+007 1.554e+000 <p>→ Yield strength: 7.100e+007</p> <p>σ Max: 1.941e+008</p>

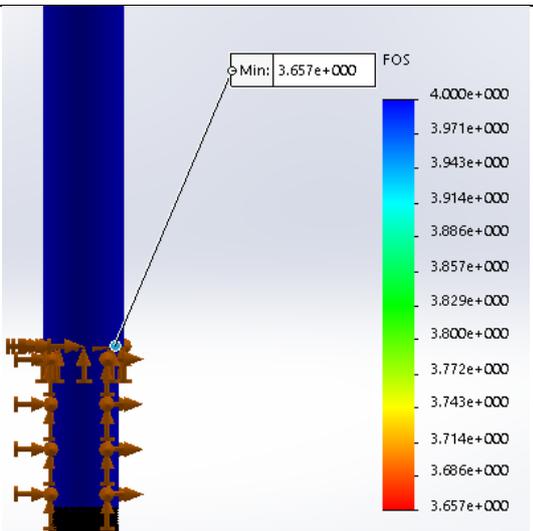
El valor máximo de desplazamiento es de 0.17 mm y se produce justo en el escalón del pilar.



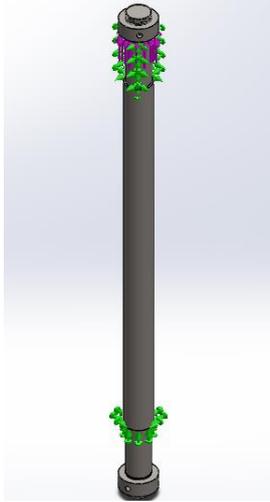
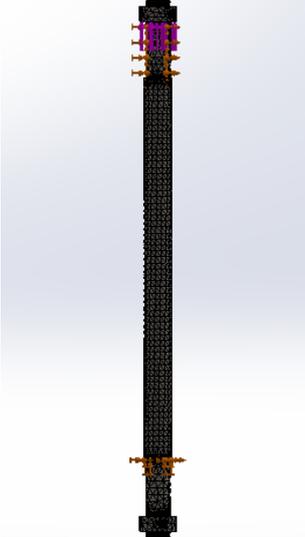
La deformación unitaria del pilar alcanza un valor de 0.0007313, el cual se encuentra dentro del rango permitido.



El factor de seguridad mínimo en este análisis es de 3.7 localizado en el redondeo del escalón de la parte inferior del pilar. Este valor se aproxima al valor establecido en el diseño, que es 4, y no representa un valor real ya que pudo ser ocasionado por las discontinuidades detectadas en el software.



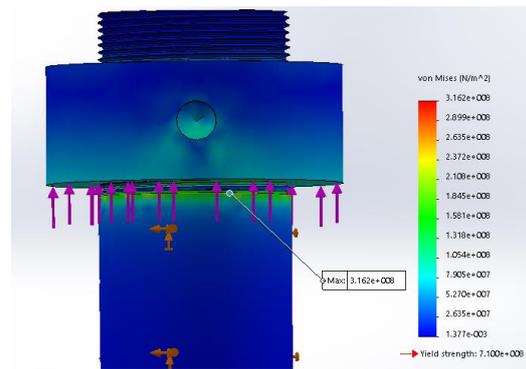
3.2.3 Análisis estático del acople de la tuerca en el pilar

Procedimiento para el análisis estático: Acople roscado Pilar-tuerca	
<p>Una vez que tenemos el ensamblaje, iniciamos un nuevo estudio de tipo estático y creamos las sujeciones y las fuerzas que actúan en los elementos. En este caso la rosca deberá soportar una carga de 150000 N.</p>	 Una imagen 3D de un pilar cilíndrico gris oscuro con una rosca superior. Se muestran sujeciones verdes en la parte superior y inferior, y fuerzas púrpuras aplicadas a la rosca superior.
<p>Se realiza el mallado adecuado tomando en cuenta el tipo de geometría que tienen los elementos y ejecutamos el estudio para obtener los resultados.</p>	 Una imagen 3D del mismo pilar roscado, pero con una malla de elementos de análisis de color gris oscuro aplicada a toda su longitud. Se muestran sujeciones y fuerzas en la parte superior e inferior.

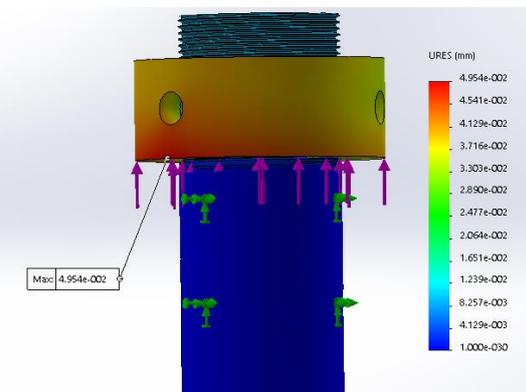
3.2.4 Resultados del análisis del acople roscado

Resultado del análisis estático: Acople roscado Pilar-tuerca

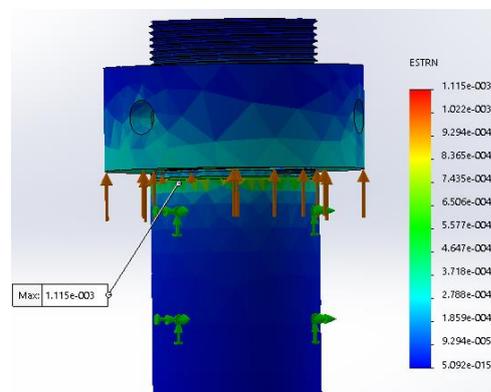
En este resultado se puede observar que el esfuerzo máximo de Von Mises alcanza un valor de 316.2 MPa siendo el límite de fluencia del material 710 MPa, lo cual indica que la rosca es capaz de resistir la carga máxima de 150000 N sin ningún problema.



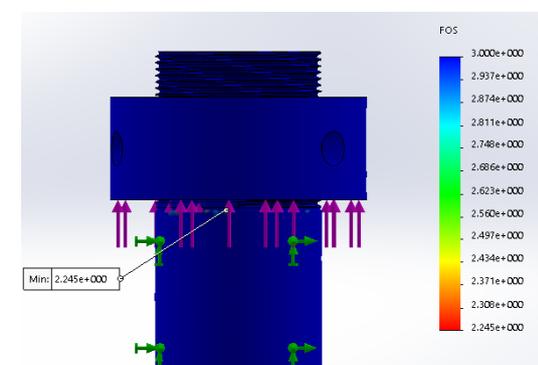
El valor máximo de desplazamiento es de 0.0495mm y se localiza en la periferia de la tuerca.



En este análisis la deformación unitaria alcanza un valor de 0.001115 en la sección del pilar donde finaliza la rosca y existe un ranurado.



El factor de seguridad mínimo que se ve en este resultado es de 2.245, pero se presenta en una sección del pilar que no está acoplado con la tuerca. Además, esto podría ser producto de una discontinuidad, por lo tanto, se descartan fallas en el diseño ya que, para esta máquina se maneja un factor de seguridad igual a 4.



3.3 Construcción y montaje de los elementos del sistema móvil

En base a los planos respectivos se procede a mecanizar cada uno de los elementos constitutivos del sistema móvil de la UTM30. Tales procesos se describen desde el material en bruto hasta la obtención de un producto final.

3.4 Construcción de los tornillos de potencia

Para la construcción de los tornillos de potencia se partirá de dos barras sólidas de acero AISI 4140 de 75 mm de diámetro y 2.04 m de longitud cada una.

Tabla 12. Proceso de construcción de los tornillos de potencia

Proceso de construcción de los tornillos de potencia	
N°	Actividad
1	Montaje de la barra en el torno.
2	Cilindrado de las barras hasta obtener medidas conservadoras en todas las secciones del tornillo para dar un posterior acabado.
3	Cilindrado de la rosca cuadrada de paso 2 hilos por pulgada.
4	Acabado de la rosca y la sección deslizante superior.
5	Cilindrado de la sección deslizante inferior.



Figura 19. Modelo CAD del Tornillo de Potencia

Fuente: Autor.

3.5 Construcción de los pilares

Para la construcción de los pilares se inicia con las barras sólidas de acero AISI 4140 de 75 mm de diámetro y 1.482 m de longitud cada una.

Tabla 13. Proceso de construcción de los pilares o columnas

Proceso de construcción de los pilares	
N°	Actividad
1	Montaje de la barra en el torno.
2	Cilindrado de las barras hasta obtener medidas conservadoras en todas las secciones del tornillo para dar un posterior acabado.
3	Cilindrado de la rosca en los extremos de los pilares.
4	Acabado final con las medidas de ajuste.

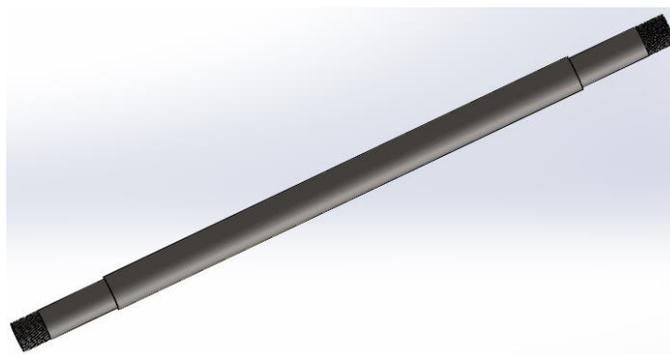


Figura 20. Modelo CAD de los Pilares

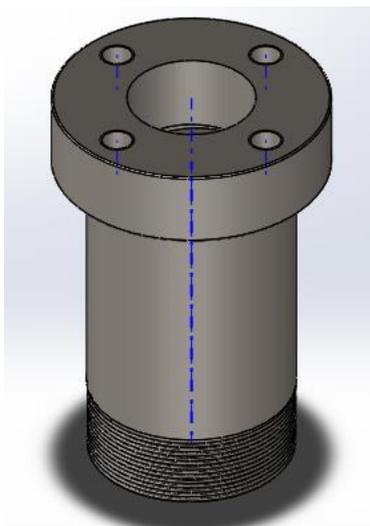
Fuente: Autor.

3.6 Mecanizado de la manzana

En el mecanizado de las manzanas se emplea el mismo material del tornillo para lograr un acople de rosca tuerca-tornillo de mayor resistencia al barrido de cuerda. En efecto se utilizó una barra sólida de 160 mm de diámetro y 250 mm de longitud.

Tabla 14. Proceso de construcción de las manzanas

Proceso de construcción de las manzanas	
N°	Actividad
1	Montaje de la barra en el torno.
2	Cilindrado interno de la barra hasta un diámetro igual a 62 mm
3	Cilindrado de la rosca cuadrada interna de paso 2 hilos/pulgada en una sección de 200 mm
4	Cilindrado externo.
5	Cilindrado de la rosca externa de paso 2.5 mm para la tuerca de sujeción del cabezal central.
6	Acabado final con las medidas de ajuste.

**Figura 21. Manzana**

Fuente: Autor

3.6.1 Tuerca de sujeción para el cabezal central.

Para la elaboración de esta tuerca se tomó el mismo material de la manzana (ACERO AISI 4140). De acuerdo con los planos el producto final es una tuerca de 160 mm de diámetro externo, 45 mm de longitud y con una rosca triangular interna de paso 2.5 mm.



Figura 22. Tuerca de sujeción

Fuente: Autor.

3.6.2 Tuerca adjunta sobre la manzana

Esta tuerca sobre la manzana reduce considerablemente el esfuerzo en la zona crítica de la manzana ocasionado por la carga en el momento de un ensayo; a la vez que da mayor firmeza al tornillo de potencia. Se sujeta mediante cuatro pernos Allen de 16 mm de diámetro, paso igual a 1.5 mm y 50 mm de longitud; y se construyó a partir de una barra sólida de acero AISI 4140 de 160 mm de diámetro y 55 mm de longitud.

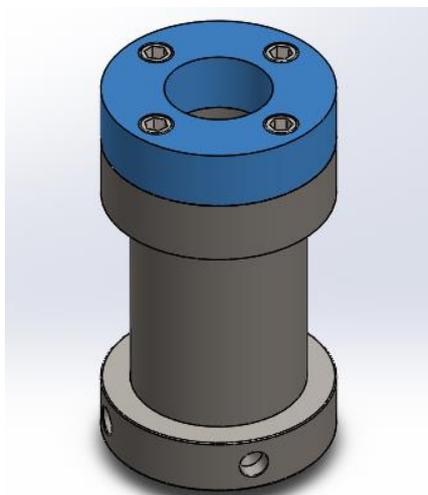


Figura 23. Tuerca adjunta sobre la manzana

Fuente: Autor.

3.7 Placas de apoyo

Las placas de apoyo de la UTM30 restringen el movimiento rotacional del conjunto cabezal superior-cabezal inferior-pilares, a la vez que permiten el deslizamiento lineal del mismo por medio de dos cojinetes de bronce.

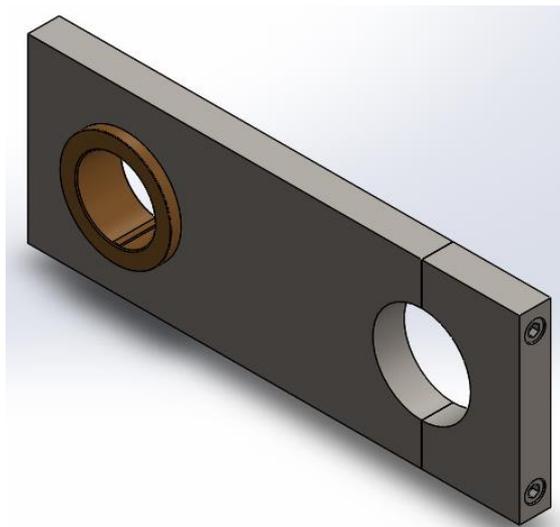


Figura 24. Modelo CAD de las Placas de Apoyo

Fuente: (Autor)

3.7.1 Placas perforadas

La elaboración de estas placas tiene inicio en dos planchas de acero ASTM A36 de dimensiones 380x160x20mm cada una.

Tabla 15. Proceso de construcción de las placas perforadas

Proceso de construcción de las placas perforadas	
N°	Actividad
1	Montaje de las planchas en la cepilladora para el desbaste de material hasta obtener las dimensiones 377x140x20mm.
2	Perforación de las planchas en el taladro fresador.
3	Seccionamiento de las planchas.
4	Acabado final con las medidas de ajuste.

3.7.2 Cojinetes de bronce

Los cojinetes van montados en las placas de apoyo. Su función es, permitir el deslizamiento radial del tornillo de potencia y el deslizamiento axial del conjunto cabezal superior-cabezal inferior-pilares, el cual será impulsado por el sistema hidráulico en el momento de un ensayo.

Para el mecanizado de los cojinetes se utilizó una barra perforada de bronce al aluminio de dimensiones 90x50mm en diámetros externo e interno, respectivamente y 80mm de longitud.

Tabla 16. Proceso de construcción de los cojinetes de bronce

Proceso de construcción de los cojinetes de bronce	
N°	Actividad
1	Corte de la barra de bronce de 80 mm en dos partes iguales.
2	Montaje en el torno.
3	Refrentado y centrado de diámetros.
4	Cilindrado interno hasta el diámetro de 60 mm.
5	Cilindrado externo.
6	Acabado final con las medidas de ajuste.

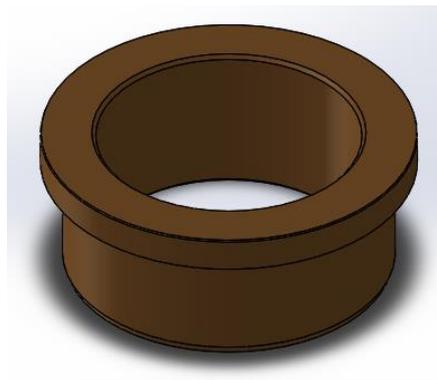


Figura 25. Modelo CAD del cojinete de bronce

Fuente: (Autor)

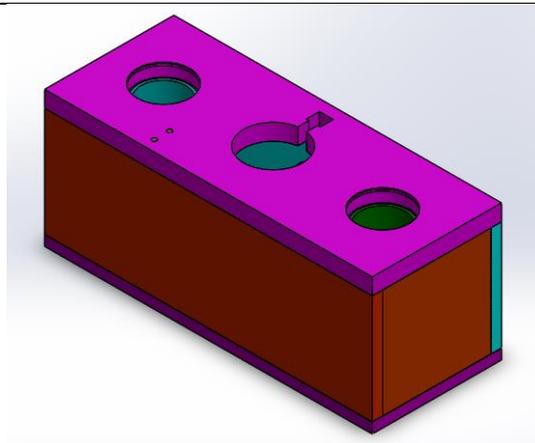
3.8 Construcción del bloque base

El bloque base es el cuerpo rígido construido a partir de planchas de acero ASTM A36 y barras perforadas que aloja los sistemas de rodamientos y sobre el cual se montaron los tornillos de potencia.

Este bloque está diseñado considerando ciertos aspectos como, las cargas presentes, la geometría de los elementos que aloja, estabilidad de la máquina y la disponibilidad del material.

Tabla 17. Proceso de construcción del bloque base

Proceso de construcción del bloque base	
N°	Actividad
1	Corte de cada una de las piezas planas en oxicorte.
2	Cepillado y biselado de las placas
3	Corte de la barra perforada en 2 piezas de 270 mm cada una.
4	Montaje de la barra perforada en el torno.
5	Refrentado y centrado de los diámetros.
6	Cilindrado interno de las barras.
7	Cilindrado externo de las barras.
8	Acabado final de los bocines.
9	Armado del bloque base por medio de soldadura.

**Figura 26. Modelo CAD del Bloque Base**

Fuente: (Autor)

3.9 Sistema de Rodamientos

Las cargas radiales y axiales que actúan en los tornillos de potencia de la UTM30 son absorbidas por una combinación de rodamientos, lo cuales se montaron en un soporte embocinado con la configuración y tolerancia de ajuste recomendados por el fabricante en cada caso.

Al momento de posicionar el cabezal central, los tornillos giran simultáneamente dando origen a esfuerzos combinados. Por tal razón se incorpora un rodamiento de contacto angular en la parte superior capaz de lidiar con cargas radiales y axiales, a continuación,

tenemos un buje de separación seguido por un rodamiento axial y finalmente otro rodamiento axial que se inserta por la parte inferior del bloque base.

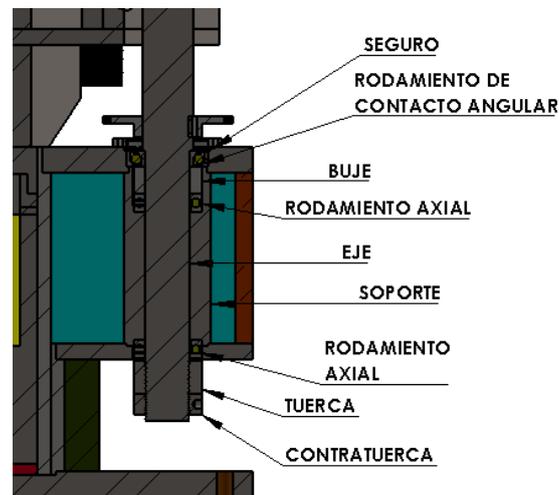


Figura 27. Sistema de Rodamientos

3.10 Sistema de transmisión de movimiento de movimiento recomendado

En la tabla se describe los componentes recomendados para el sistema de transmisión de movimiento.

Tabla 18. Sistema de transmisión recomendado

<i>Componente</i>	<i>Características</i>
<i>Reductor</i>	Reductor helicoidal Índice de reducción: 20 Par de salida: 237.284 N.m
<i>Motor</i>	Trifásico Potencia: 4 hp Velocidad: 1800 rpm
<i>Piñón motriz</i>	13 dientes Paso: 3/4"
<i>Cadena</i>	Número 60 De rodillos simple Paso: 3/4"

CAPÍTULO 4

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- Se seleccionó un sistema móvil de dos tornillos de potencia con un perfil de rosca cuadrada, paso igual a dos hilos/pulgada para una capacidad de 300 kN y dos columnas para una máquina de bloques cruzados.
- Se diseñó el sistema móvil siguiendo como referencia las especificaciones adoptadas por la serie 23-300 de Instron y adoptando un factor de seguridad 4.
- Se realizó el montaje respetando un sistema de ajuste de agujero base, H7 en los agujeros y k6 en los ejes para garantizar un correcto ensamblaje de la máquina.
- Se realizaron pruebas manuales para verificar el desplazamiento correcto del cabezal central a lo largo de los tornillos de potencia.

4.2 Recomendaciones

- Se debe tomar en cuenta que los ensayos a realizarse con el sistema de transmisión de movimiento de cadena impulsado por motor y reductor no deben exceder los 30 kN.
- Para esfuerzos mayores a 30 kN se debe emplear el sistema hidráulico aprovechando el estado de autobloqueo que ofrecen los tornillos de potencia.
- Se recomienda mantener siempre lubricado los elementos del sistema móvil para obtener un buen desempeño en el funcionamiento y para prolongar la vida útil de la máquina.
- Para impulsar los tornillos de potencia se recomienda usar un motor de preferencia trifásico de 4 hp de potencia con un reductor de velocidad helicoidal de 237.284 N.m en el par de salida y con un índice de reducción de 20.
- Se recomienda la implementación de los accesorios de medición y sujeción de probetas en la máquina a fin de solicitar una certificación por parte del organismo competente (INEN) para validar los datos obtenidos en la UTM30.

BIBLIOGRAFÍA

- FIE. (s.f.). *Universal Testing Machine*. Kolhapur. Recuperado el 2017, de <http://www.fuelinstrument.com/>
- Gerling, H. (2002). *Medición de longitudes*. Barcelona: REVERTE.
- Huerta, E. Corona, J. E. and Oliva, I. (2010). Universal testing machine for mechanical properties of thin materials. *REVISTA MEXICANA DE FÍSICA*.
- INSTRON. (2017). Obtenido de <http://www.instron.com.ar/-/media/literature-library/products/2018/01/2300-series-brazil-brochure.pdf>
- Lázaro, A. V. (2014). *Simulación con Solidworks*. Lima: MACRO.
- Moreno, J. López, G. Malagón, A. Henao, D. (2006). *Diseño y construcción de una máquina básica de ensayos destructivos de tracción y torsión*. Bogotá D.c.: Universidad de San Buenaventura.
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Prentice Hall.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas. Un enfoque integrado*. México: Prentice Hall.
- Planchard, D. C. (2016). *Solidworks 2016 Reference Guide*. Miami: SDC.
- RAMFE. (s.f.). *CATALOGO GENERAL DE SELECCIÓN*. Recuperado el 25 de Julio de 2018, de <http://lab.transmitec.com/wp-content/uploads/2014/05/CATALOGO-DE-SELECCI%C3%93N-RAMFE.pdf>
- Rodríguez Montes, J., Castro Martínez, L., & Del Real Romero, J. C. (2006). *Procesos industriales para materiales metálicos* (2a Edición ed.). Madrid: VISION NET. Obtenido de https://books.google.com.ec/books?id=SVBGgraQiREC&printsec=frontcover&source=gbs_ge_summary_r&cad=0#v=onepage&q&f=false
- SKF, G. (2015). *Rodamientos*.
- TENSON. (20 de Junio de 2018). *Máquinas de ensayos de materiales, Equipos para procesamiento de puertas y ventanas*. Obtenido de <http://tensontester.com/product-1-2-1-dial-type-testing-machine-es/132654/>

Viloria, J. R. (2002). *MOTORES ELÉCTRICOS VARIACIÓN DE VELOCIDAD*. Madrid:
International Thomson Editores Spain Paraninfo, S. A.

ANEXOS

Anexo 1. Especificaciones Maquinas Universales de Ensayos FIE

SPECIFICATIONS :

MODEL		UTN-10	UTN-20	UTN-40	UTN-60	UTN-100	UTN-200	UTN-300
Maximum Capacity	kN	100	200	400	600	1000	2000	3000
1st measuring range	kN	0-100	0-200	0-400	0-600	0-1000	0-2000	0-3000
Minimum Graduations	kN	0.2	0.4	1	1	2	4	5
2nd measuring range	kN	0-50	0-100	0-200	0-300	0-500	0-1000	0-1500
Minimum Graduations	kN	0.1	0.2	0.5	0.5	1	2	2.5
3rd measuring range	kN	0-25	0-50	0-100	0-120	0-250	0-500	0-600
Minimum Graduations	kN	0.05	0.1	0.25	0.2	0.5	1	1
4th measuring range	kN	0-10	0-20	0-40	0-60	0-100	0-200	0-300
Minimum Graduations	kN	0.02	0.04	0.1	0.1	0.2	0.4	0.5
Clearance for Tensile test at fully descended working piston	mm	50-700	50-700	50-700	50-800	50-850	50-900	50-900
Clearance for Compression test at fully descended working piston	mm	0-700	0-700	0-700	0-800	0-850	0-900	0-900
Clearance between columns	mm	500	500	500	600	750	850	850
Ram Stroke	mm	150	200	200	250	250	300	300
Straining/piston speeds (at no load)	mm/min	0-300	0-150	0-150	0-100	0-80	0-45	0-50
CONNECTED LOAD								
HP		1.3	1.3	2.3	2.5	3.5	6.5	8.5
V		400-440	400-440	400-440	400-440	400-440	400-440	400-440
O		3	3	3	3	3	3	3
DIMENSIONS								
L x W x H (approx.)	mm	2032 x 750 x 1960	2032 x 750 x 1960	2060 x 750 x 2180	2265 x 750 x 2534	2415 x 815 x 2900	3000 x 1200 x 3600	3500 x 1900 x 4550
Weight (approx.)	kg	1500	1500	2500	3500	5500	12 500	22 000
STANDARD ACCESSORIES								
FOR TENSION TEST								
Clamping jaws for round specimens diameter	mm	10-20 20-30	10-20 20-30	10-25 25-40	10-25 25-40 40-55	10-25 25-45 45-70	20-40 40-60 60-80	25-50 50-70 70-90
Clamping jaws for flat specimens thickness	mm	0-10 10-20	0-10 10-20	0-15 15-3-	0-15 15-3-	0-22 22-44 44-65	0-22 20-45 45-70	0-25 25-50 50-75
Width	mm	50	50	65	70	70	90	100
FOR COMPRESSION TEST								
Pair of compression plates of diameter	mm	120	120	120	120	160	220	220
FOR TRANSVERSE TEST								
Table with adjustable rollers	mm	160	160	160	160	160	200	200
Width of rollers	mm	30	30	30	50	50	70	70
Maximum clearance between supports	mm	500	500	500	600	800	900	1000
Radius of punch tops	mm	6, 12	6, 12	12, 16	16, 22	16, 22	30, 40	50, 75

Special Accessories : These include load stabilizer, Brinell test attachment, Bend test attachment, Shear test attachment and a wide range accessories offered on request at additional cost.

Installation : It is recommended that machines be erected on a foundation. Details on foundation can be given on request.

Due to constant, R&D, specifications and features are subject to change without notice. The dimensions given above are approximate.



Manufactured by :

Fuel Instruments & Engineers Pvt. Ltd.

Plot No. 68 & 89, Parvatil Co-op. Ind. Estate, Yadav-416 145 (Ichalkaranji), Tal : Shirol, Dist : Kolhapur, Maharashtra State (INDIA)

Tel : +91-2322-252137, Fax : +91-2322-252397, Cell : +91 98223 94981

E-mail : mrk@fietest.com, Web : www.fietest.com / www.fuelinstrument.com

Anexo 2. Catálogo acería Ivan Bohoman_Stock de Acero AISI 4140

► Cód. IBCA: 709 ≅ 42 CrMo4 ≅ AISI 4140



Propiedades		Tratamiento térmico																																																											
<p>Revenido</p> <p>(500 - 700 °C): El tiempo de mantenimiento a la temperatura de revenido podría ser de 1 - 2 horas luego de que la pieza ha llegado a la temperatura escogida.</p> <p>HRC</p> <p>Temperatura del revenido °C</p>		<p>Nitruración</p> <p>Se pueden lograr durezas, con este proceso de alrededor de 53 - 55 HRC.</p>																																																											
Medidas en stock																																																													
Redondo																																																													
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Diámetro (mm)</th> <th>Peso (kg/m)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>25</td><td>3,9</td></tr> <tr><td>28</td><td>4,9</td></tr> <tr><td>32</td><td>6,5</td></tr> <tr><td>35</td><td>7,7</td></tr> <tr><td>38</td><td>9,1</td></tr> <tr><td>40</td><td>10,1</td></tr> <tr><td>45</td><td>12,6</td></tr> <tr><td>50</td><td>15,8</td></tr> <tr><td>55</td><td>19,1</td></tr> <tr><td>60</td><td>22,7</td></tr> <tr><td>65</td><td>26,6</td></tr> <tr><td>70</td><td>30,9</td></tr> <tr><td>75</td><td>35,4</td></tr> <tr><td>80</td><td>40,3</td></tr> </tbody> </table>	Diámetro (mm)	Peso (kg/m)	25	3,9	28	4,9	32	6,5	35	7,7	38	9,1	40	10,1	45	12,6	50	15,8	55	19,1	60	22,7	65	26,6	70	30,9	75	35,4	80	40,3	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Diámetro (mm)</th> <th>Peso (kg/m)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>85</td><td>45,5</td></tr> <tr><td>90</td><td>51,0</td></tr> <tr><td>95</td><td>56,9</td></tr> <tr><td>100</td><td>63,0</td></tr> <tr><td>105</td><td>69,5</td></tr> <tr><td>120</td><td>90,7</td></tr> <tr><td>125</td><td>98,4</td></tr> <tr><td>130</td><td>106,5</td></tr> <tr><td>140</td><td>123,5</td></tr> <tr><td>150</td><td>151,4</td></tr> <tr><td>160</td><td>161,3</td></tr> <tr><td>170</td><td>182,1</td></tr> <tr><td>180</td><td>204,1</td></tr> <tr><td>200</td><td>252,0</td></tr> </tbody> </table>	Diámetro (mm)	Peso (kg/m)	85	45,5	90	51,0	95	56,9	100	63,0	105	69,5	120	90,7	125	98,4	130	106,5	140	123,5	150	151,4	160	161,3	170	182,1	180	204,1	200	252,0
Diámetro (mm)	Peso (kg/m)																																																												
25	3,9																																																												
28	4,9																																																												
32	6,5																																																												
35	7,7																																																												
38	9,1																																																												
40	10,1																																																												
45	12,6																																																												
50	15,8																																																												
55	19,1																																																												
60	22,7																																																												
65	26,6																																																												
70	30,9																																																												
75	35,4																																																												
80	40,3																																																												
Diámetro (mm)	Peso (kg/m)																																																												
85	45,5																																																												
90	51,0																																																												
95	56,9																																																												
100	63,0																																																												
105	69,5																																																												
120	90,7																																																												
125	98,4																																																												
130	106,5																																																												
140	123,5																																																												
150	151,4																																																												
160	161,3																																																												
170	182,1																																																												
180	204,1																																																												
200	252,0																																																												

Anexo 3. Catálogo de rodamientos axiales KOYO



d 50 – 120 mm

d	Boundary dimensions (mm)			Basic load ratings (kN)		Limiting speeds (min ⁻¹)		Bearing No.	Dimensions (mm)		(Refer.) Mass (kg)
	D	T	$r_{min.}$	C_a	C_{0a}	Grease lub.	Oil lub.		d_1 max.	D_1 min.	
50	70	14	0.6	28.8	75.4	3 100	4 800	51110	70	52	0.160
	78	22	1	48.5	111	2 300	3 600	51210	78	52	0.390
	95	31	1.1	96.6	202	1 800	2 700	51310	95	52	1.00
	110	43	1.5	148	283	1 400	2 100	51410	110	52	1.99
55	78	16	0.6	34.8	93.1	2 800	4 300	51111	78	57	0.240
	90	25	1	69.4	159	2 100	3 200	51211	90	57	0.610
	105	35	1.1	119	246	1 600	2 400	51311	105	57	1.34
	120	48	1.5	180	349	1 200	1 900	51411	120	57	2.64
60	85	17	1	41.4	113	2 600	4 000	51112	85	62	0.290
	95	26	1	73.6	179	1 900	3 000	51212	95	62	0.690
	110	35	1.1	124	267	1 500	2 300	51312	110	62	1.43
	130	51	1.5	214	437	1 100	1 700	51412	130	62	3.51
65	90	18	1	41.7	117	2 400	3 700	51113	90	67	0.340
	100	27	1	74.9	189	1 900	2 900	51213	100	67	0.770
	115	36	1.1	128	287	1 400	2 200	51313	115	67	1.57
	140	56	2	232	493	1 000	1 600	51413	140	68	4.47

Anexo 4. Ajustes de ejes para rodamientos axiales

Tabla 3

Ajustes para los ejes macizos de acero (para rodamientos axiales) ¹⁾		
Condiciones	Diámetro del eje [mm]	Clase de tolerancia ²⁾
Cargas puramente axiales		
Rodamientos axiales de bolas	–	h6
Cargas radiales y axiales combinadas en rodamientos axiales de rodillos a rótula		
Carga fija sobre la arandela del eje	≤ 250	j6
	> 250	js6
Carga giratoria sobre la arandela del eje o dirección indeterminada de la carga	≤ 200	k6
	> 200 a 400	m6
	> 400	n6

¹⁾ Para obtener información sobre los rodamientos axiales de rodillos cilíndricos, consulte la sección → *Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos*, página 1037. Para obtener información sobre los rodamientos axiales de agujas, consulte la sección → *Tolerancias de ejes y soportes*, página 1068.

²⁾ Todas las clases de tolerancia ISO son válidas con el requisito de recubrimiento (como h7(E)) según ISO 14405-1.

Anexo 5. Ajustes de soportes para rodamientos axiales

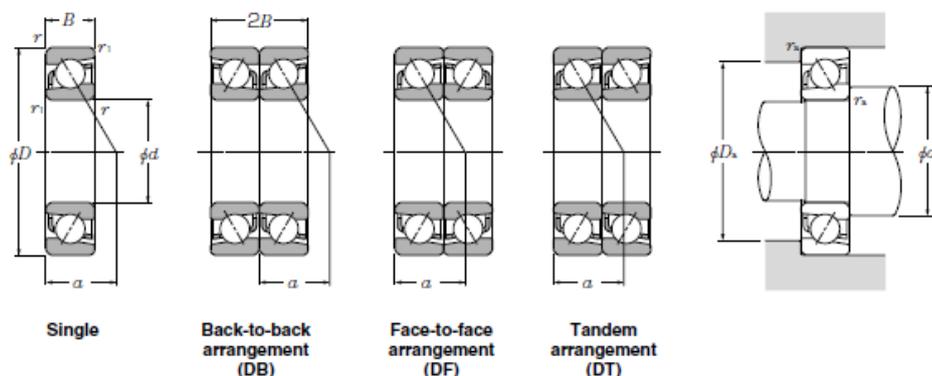
Tabla 6

Ajustes para los soportes de acero y de fundición (para rodamientos axiales) ¹⁾

Condiciones	Clase de tolerancia ²⁾	Observaciones
Cargas puramente axiales		
Rodamientos axiales de bolas	H8	Para disposiciones de rodamientos menos precisas, puede existir un juego radial de hasta 0,001 D.
Rodamientos axiales de rodillos a rótula en los que los rodamientos desmontables garantizan la fijación radial	–	La arandela del soporte debe montarse de forma tal que quede un intersticio radial adecuado para que no se ejerza ninguna carga radial sobre los rodamientos axiales.
Cargas radiales y axiales combinadas en rodamientos axiales de rodillos a rótula		
Carga fija sobre la arandela del soporte	H7	Para obtener más información, consulte la sección Diseño de las disposiciones de rodamientos (→ página 1085).
Carga giratoria sobre la arandela del soporte	M7	

Anexo 6. Catálogo de rodamientos NTN

● Single and Duplex Angular Contact Ball Bearings



d 60 ~ 85mm

d	Boundary dimensions					Basic load ratings				Limiting speeds ¹⁾		Bearing numbers	Load center mm a	Mass kg single (approx.)
	D	B	2B	$r_{s,mm}^{(3)}$	$r_{a,mm}^{(3)}$	dynamic kN	static kN	dynamic kgf	static kgf	grease	oil			
60	85	13	26	1	0.6	18.1	17.4	1 840	1 780	7 800	10 000	7912	27.5	0.23
	95	18	36	1.1	0.6	32.0	28.1	3 250	2 860	7 200	9 600	7012	31.5	0.478
	110	22	44	1.5	1	61.5	49.0	6 300	5 000	6 600	8 800	7212	36	0.765
	110	22	44	1.5	1	56.0	44.5	5 700	4 550	5 700	7 600	7212B	47.5	0.78
	130	31	62	2.1	1.1	98.0	71.5	10 000	7 300	5 900	7 900	7312	43	1.74
	130	31	62	2.1	1.1	90.0	66.0	9 200	6 700	5 100	6 800	7312B	56	1.77
65	90	13	26	1	0.6	18.3	18.0	1 860	1 840	7 200	9 600	7913	29	0.245
	100	18	36	1.1	0.6	33.5	31.5	3 450	3 200	6 700	9 000	7013	33	0.509
	120	23	46	1.5	1	70.5	58.0	7 150	5 900	6 100	8 100	7213	38	0.962
	120	23	46	1.5	1	63.5	52.5	6 500	5 350	5 200	7 000	7213B	50.5	0.981
	140	33	66	2.1	1.1	111	82.0	11 300	8 350	5 500	7 300	7313	46	2.11
	140	33	66	2.1	1.1	102	75.0	10 400	7 700	4 700	6 300	7313B	59.5	2.15

Anexo 7. Ajustes de soportes para rodamientos radiales

Ajustes para los soportes de acero y de fundición enterizos o de dos piezas (para rodamientos radiales) ¹⁾			
Condiciones	Ejemplos	Clase de tolerancia ^{2) 3)}	Desplazamiento del aro exterior
Dirección indeterminada de la carga			
Cargas de ligeras a normales ($P \leq 0,1 C$), desplazamiento axial del aro exterior: deseable	Generadores y motores eléctricos medianos, bombas, rodamientos para cigüeñales	J7	En la mayoría de los casos, es posible el desplazamiento, pero puede producirse cierta fuerza axial (inducida)
Carga fija sobre el aro exterior			
Cargas de todo tipo	Aplicaciones de ingeniería en general, cajas de grasa de ferrocarril	H7 ⁴⁾	Es posible el desplazamiento
Cargas de ligeras a normales ($P \leq 0,1 C$) en condiciones de funcionamiento simples	Aplicaciones de ingeniería en general	H8	Es posible el desplazamiento
Dilatación térmica del eje	Cilindros de secado, máquinas eléctricas grandes con rodamientos de rodillos a rótula	G7 ⁵⁾	Es posible el desplazamiento

Anexo 8. Factores de servicio para reductores helicoidales

3.5.2 Factor de servicio para reductores de engranajes helicoidales

Factor s_1 **TABLA No.5**

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

Anexo 9. Selección del reductor _Catálogo Siemens

Reductores mecánicos SIMOGEAR
Información Técnica

Descripción
 Un reductor es un equipo mecánico que reduce la velocidad a una tasa fija (relación de reducción i), transfiriendo potencia y amplificando el par (torque).

Los reductores de velocidad FLENDER son utilizados para el accionamiento de muchas máquinas de uso industrial (cargas) las cuales según su aplicación pueden entrar en una de las siguientes categorías:

- **Uniforme** (Prácticamente sin choques). Ej.: cintas transportadoras, compresores centrifugos, agitadoras y mezcladores para concentraciones homogéneas.
- **Media** (Choques considerables). Ej.: máquinas herramienta, grúas, bombas de pistones, ventiladores grandes, mezcladores y agitadores para concentraciones heterogéneas.
- **Con choques** (Choques violentos). Ej.: Troqueladoras, cizallas, laminadoras, centrifugadoras pesadas, trituradores, bombas dosificadoras pesadas.



Reductores Flender

Selección del reductor
 Se deben tomar en cuenta los siguiente parámetros

1. **Par o Torque**, a la salida del mismo en Nm (dato de placa)
2. **Velocidad**, en rpm de entrada (motor) y de salida (carga).
3. **Potencia**, en kW, de entrada y de salida (considera eficiencia)
4. **Relación de reducción (i)**: Índice que detalla la relación entre las rpm de entrada y salida. (dato de placa)

Para determinar la potencia requerida a la entrada del reductor empleamos la siguiente relación:

$$P_1 = \frac{T_2 * n_2}{9550 * \eta} * fs \quad [kW]$$

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

Donde:

- P₁ = Potencia de entrada al reductor (kW)
- T₂ = Torque a la salida del reductor (requerido por la carga en Nm)
- n₂ = Velocidad de salida del reductor (requerida por la carga en rpm)
- n₁ = Velocidad de entrada del reductor (salida del motor en rpm)¹⁾
- η = Eficiencia del reductor ²⁾
- fs = Factor de servicio de la máquina o aplicación accionada (Ver tabla adjunta)
- i = Relación de reducción (dato de placa del reductor)

Tabla de factores de servicio recomendados

Funcionamiento horas/día	Tipo de Carga		
	Uniforme	Media	Con choques
2	1.0	1.1	1.5
10	1.0	1.25	1.75
24	1.25	1.50	2.00

Mayor información:
 Principal: www.siemens.com/tes/redreduc
 Configurador: www.siemens.com/tes/configurador

Notas:
¹⁾ La velocidad de entrada recomendada es de 1800 rpm.
²⁾ De acuerdo al tipo de reductor usado consultar catálogo.

Mayo 1 de 2017 - El Precio de Lista no incluye IVA vigente - Precios sujetos a cambio sin previo aviso

Ecuador

Anexo 10. Catálogo de motores Siemens

SIMOTICS trifásicos con brida 2, 4 y 6 polos, 60Hz IP55



SIMOTICS Tipo 1LE0

Mayor información:
Configurador de motores: www.siemens.com/sd-configurator
Catálogo: www.siemens.com/sd-catalog
Notas:
Dimensiones de los motores en español 07 hasta 2014

Visite nuestro video de la familia de motores en: [YouTube](#)

Mayo 1 de 2017 - El Precio más competitivo - Precios sujetos a cambio sin previo aviso

No. de Depósito	Descripción	Tipo	Tamaño Constructivo	Potencia		F.Servicio FS	Corriente (A)			Precio Lista (incl. I.V.A.)
				HP	kW		220 V	380 V	440 V	
VELOCIDAD 3.600 rpm (2 polos, IMB35)										
100350263	1LE0142-ODA26-4JA4-Z		80 M	1.0	0.75	1.15	3.15	1.82	1.57	185,00
100350264	1LE0142-ODA36-4JA4-Z		80 M	1.5	1.12	1.15	4.45	2.60	2.25	215,00
100350265	1LE0142-ODA86-4JA4-Z		80 M	2.0	1.50	1.15	5.60	3.25	2.80	235,00
100350266	1LE0142-OEA46-4JA4-Z		90 L	3.0	2.20	1.15	8.30	4.80	4.15	295,00
100356181	1LE0142-OEA86-4JA4-Z		90 L	4.0	3.00	1.15	10.60	6.20	5.30	335,00
100350267	1LE0142-1AA86-4JA4-Z		100 L	5.0	3.73	1.15	13.30	7.70	6.70	410,00
100356182	1LE0142-1BA86-4JA4-Z		112 M	7.5	5.60	1.15	19.40	11.20	9.70	550,00
100356183	1LE0142-1CA16-4JA4-Z		132 S	10.0	7.5	1.15	25.50	14.70	12.70	700,00
100356184	1LE0142-1CA86-4JA4-Z		132 S	15.0	11.2	1.15	38.00	22.00	19.10	1,050,00
100356185	1LE0142-1DA36-4JA4-Z		160 M	20.0	14.9	1.15	52.00	30.00	26.00	1,210,00
VELOCIDAD 1.800 rpm (4 polos, IMB35)										
100350268	1LE0142-ODB26-4JA4-Z		80 M	0.75	0.55	1.15	2.60	1.49	1.29	170,00
100350269	1LE0142-ODB36-4JA4-Z		80 M	1.0	0.75	1.15	3.30	1.91	1.65	180,00
100350270	1LE0142-ODB86-4JA4-Z		80 M	1.5	1.12	1.15	4.85	2.80	2.40	210,00
100350271	1LE0142-OEB46-4JA4-Z		90 L	2.0	1.50	1.15	6.20	3.55	3.10	240,00
100350272	1LE0142-OEB86-4JA4-Z		90 L	3.0	2.20	1.15	8.70	5.10	4.35	295,00
100356189	1LE0142-1AB56-4JA4-Z		100 L	4.0	3.00	1.15	11.10	6.40	5.50	345,00
100350273	1LE0142-1AB86-4JA4-Z		100 L	5.0	3.73	1.15	13.90	8.00	6.90	410,00
100350274	1LE0142-1BB86-4JA4-Z		112 M	7.5	5.60	1.15	21.50	12.40	10.70	520,00
100350275	1LE0142-1CB26-4JA4-Z		132 M	10.0	7.5	1.15	27.50	15.80	13.60	680,00
100350276	1LE0142-1CB86-4JA4-Z		132 M	15.0	11.2	1.15	40.50	23.50	20.00	930,00
100356270	1LE0142-1CB86-4JA4-Z		132 M	15.0	11.2	1.15	52.00	30.00	26.00	1,180,00
100356271	1LE0142-1DB46-4JA4-Z		160 L	20.0	14.9	1.15	64.00	37.50	32.00	1,370,00
100356272	1LE0142-1DB86-4JA4-Z		160 L	25.0	18.7	1.15	77.00	44.50	38.50	2,070,00
100356273	1LE0142-1EB46-4JA4-Z		180 L	30.0	22.4	1.15	100.00	58.00	50.00	2,430,00
100356274	1LE0142-1EB86-4JA4-Z		180 L	40.0	29.8	1.15	130.00	78.00	67.00	3,150,00
VELOCIDAD 1.200 rpm (6 polos, IMB35)										
100354254	1LE0142-ODC36-4JA4-Z		80 M	0.75	0.55	1.15	2.90	1.69	1.46	235,00
100356275	1LE0142-ODC86-4JA4-Z		80 M	1.0	0.75	1.15	3.65	2.15	1.84	305,00
100356276	1LE0142-OEC46-4JA4-Z		90 L	1.5	1.12	1.15	5.60	3.25	2.80	353,00
100356277	1LE0142-OEC86-4JA4-Z		90 L	2.0	1.50	1.15	7.00	4.05	3.50	375,00
100356278	1LE0142-1AC86-4JA4-Z		100 L	3.0	2.20	1.15	10.20	5.90	5.10	415,00
100356279	1LE0142-1BC86-4JA4-Z		112 M	4.0	3.00	1.15	12.80	7.40	6.40	550,00
100356280	1LE0142-1CC26-4JA4-Z		132 M	5.0	3.73	1.15	16.10	9.30	8.00	750,00
100356281	1LE0142-1CC36-4JA4-Z		132 M	7.5	5.60	1.15	23.50	13.50	11.70	850,00
100356282	1LE0142-1CC86-4JA4-Z		132 M	10.0	7.5	1.15	31.00	17.80	15.40	1,000,00
100356283	1LE0142-1DC46-4JA4-Z		160 L	15.0	11.2	1.15	45.00	26.00	22.50	1,500,00
100356284	1LE0142-1DC86-4JA4-Z		160 L	20.0	14.9	1.15	58.00	33.50	29.00	1,900,00

Anexo 11. Manual de mantenimiento del sistema móvil de la UTM30

1. Mantenimiento de los cojinetes

El mantenimiento de los cojinetes implica actividades sencillas, pero de gran importancia ya que garantizan el buen desempeño y prolongan la vida útil de estos elementos. Para conservar en perfecto estado los cojinetes, se debe mantener siempre lubricado las superficies de deslizamiento.

1.1. Cojinete de bronce



- Aplicar suficiente grasa en las superficies de contacto para permitir el libre deslizamiento de las placas de apoyo a lo largo del eje.
- Revisar el desgaste de los cojinetes de bronce.

1.2. Sistema de rodamientos



Inyectar grasa al sistema de rodamientos alojados en el bocín por medio del graseo dispuesto en las caras laterales del bloque base. Utilizar una bomba engrasadora.

2. Mantenimiento de la estructura

2.1. Tornillos de potencia



- Engrasar la sección roscada de los tornillos de potencia.

2.2. Pilares y tuercas



- Prevenir la oxidación en general de toda la estructura por medio de grasa o pintura anticorrosiva.
- Revisar el ajuste de las tuercas.
- Reajustar las tuercas si es necesario utilizando una llave de gancho adecuada.

Anexo 12. Sistema Móvil ensamblado a la estructura de la máquina UTM30

