



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



DISEÑO DE UN DISPOSITIVO PARA LA FORMACIÓN DE EXTREMOS DE ESPIRALES PARA VEHÍCULOS EMPLEANDO TÉCNICAS DE PROTOTIPADO VIRTUAL.

Tutor Académico:
Prof. Víctor Carrera

AUTOR:
Osorio, Rosaura

Naguanagua, Noviembre 2012



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



DISEÑO DE UN DISPOSITIVO PARA LA FORMACIÓN DE EXTREMOS DE ESPIRALES PARA VEHÍCULOS EMPLEANDO TÉCNICAS DE PROTOTIPADO VIRTUAL.

*Trabajo especial de grado presentado ante la ilustre Universidad de Carabobo
para optar por el título de Ingeniero Mecánico*

Tutor Académico:
Prof. Víctor Carrera

AUTORES:
Osorio, Rosaura

Naguanagua, Noviembre 2012



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DEPARTAMENTO DE DISEÑO Y AUTOMATIZACIÓN



CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Quienes suscriben, Miembros del Jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica para examinar la Tesis de Pregrado titulada: **“Diseño de un dispositivo para la formación de extremos de espirales para vehículos empleando técnicas de prototipado virtual”**, presentada por la bachiller Rosaura Osorio O., portadora de la Cédula de Identidad N°: 19.919.991; hacemos constar que hemos revisado y aprobado el mencionado trabajo.

Prof. Víctor Carrera, *Ing.*
Presidente del Jurado

Prof. Edwin Peña, *Ing.*
Miembro del Jurado

Prof. Ramón Sánchez, *Ing.*
Miembro del Jurado

Naguanagua, 03 de Noviembre de 2012

Resumen

El siguiente trabajo de grado contempla el diseño de un dispositivo para la formación de extremos de espirales para vehículos empleando técnicas de prototipado virtual desarrollado en la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo. Este diseño se realiza con la finalidad de mejorar la capacidad de producción de espirales de la empresa METALCAR C.A., con esto se busca comprobar que se podría lograr una mejora de los tiempos en la producción de la misma, a demás, de entre otras cosas, garantizar la seguridad de los que allí laboran.

Este trabajo de grado se deriva de un proyecto macro en el cual se busca realizar el enlace entre un programa de diseño paramétrico y un programa de diseño de control, para así de esta manera desarrollar el prototipo virtual de la máquina tomando en cuenta los aspectos necesarios del diseño mecánico los cuales posteriormente servirán de base para el diseño de control, logrando llevar a cabo el prototipo virtual a partir del enlace y de esta manera poder visualizar su funcionamiento y verificar todos los aspectos de diseño mecánico y eléctrico para comprobar su correcta puesta en marcha antes de realizar algún modelo físico. Con el desarrollo del proyecto se busca adaptar los productos, las tareas, las herramientas, los espacios y el entorno en general a la capacidad y necesidad de las personas, de manera que se incremente la eficiencia, seguridad y bienestar de los consumidores, usuarios y trabajadores.

Elaborado por: Osorio Rosaura

Introducción

La empresa METALCAR, busca mejorar el proceso de fabricación de uno de sus principales productos, los espirales, es por eso que en el presente trabajo especial de grado se mencionan las técnicas y proposiciones para encontrar la mejor solución a la formación de los extremos de los espirales, rediseñando la actual máquina que posee la empresa para dicho proceso. Para ello se emplearán técnicas innovadoras para el desarrollo del diseño, basándonos en la filosofía del prototipado virtual, la cual proporcionará numerosos beneficios al buscar realizar el enlace entre un programa de diseño paramétrico y un programa de diseño de sistemas de control.

La empresa está consciente de la importancia que tiene la calidad laboral en su institución y en la búsqueda del mejoramiento de ambiente se vió en la necesidad de desarrollar el siguiente proyecto. El deterioro en el entorno laboral lleva no solamente a mayores niveles de ausentismo, tasas de rotación y renuncias sino también a la lentitud, el desgano, y la indiferencia que caracterizan a las instituciones perturbadas.

Con el desarrollo del proyecto se busca adaptar los productos, las tareas, las herramientas, los espacios y el entorno en general a la capacidad y necesidad de las personas, de manera que se incremente la eficiencia, seguridad y bienestar de los consumidores, usuarios y trabajadores.

***Elaborado por:** Osorio Rosaura*

Índice General

	Pág.
Resumen	
Introducción	
Índice general	i
Índice de figuras	iv
Índice de tablas	vi
CAPÍTULO I	
El Problema	1
1.1 Planteamiento del problema	1
1.2 Objetivos	3
1.2.1 Objetivo general	3
1.2.2 Objetivos específicos	3
1.3 Justificación	3
1.4 Alcance	4
1.5 Limitaciones	5
CAPÍTULO II	
Marco Teórico	7
2.1 Antecedentes	7
2.2 Marco teórico	10

Elaborado por: Osorio Rosaura

2.2.1 Suspensión del automóvil	10
2.2.2 Concepto y necesidad de la amortiguación	13
2.2.3 Funcionamiento de un sistema de suspensión	15
2.2.4 Espiral helicoidal	16
2.2.4.1 Proceso de fabricación de espirales	18
2.2.5 Prototipado virtual	19
2.2.5.1 Aplicaciones típicas del prototipado virtual	22
2.2.6 Diseño asistido por ordenador (CAD)	26
2.2.7 Método de los elementos finitos	29
2.2.7.1 Conceptos generales del método	30
CAPÍTULO III Marco Metodológico	35
3.1 Nivel de la investigación	35
3.2 Diseño de la investigación	36
3.2.1 Etapa 1: Estudio de la máquina formadora de extremos de espirales para vehículos.	36
3.2.1.1 <i>Técnica de observación.</i>	36
3.2.1.2 <i>Técnica de entrevista no estructurada.</i>	36
3.2.1.3 <i>Búsqueda y revisión de información.</i>	37
3.2.2 Etapa 2: Especificaciones del Sistema a Diseñar.	37
3.2.3 Etapa 3: Estudio de solución planteada.	37
3.2.3.1 <i>Diseño de la máquina.</i>	37
3.2.4 Etapa 4: Factibilidad económica.	38
3.3 Técnicas e instrumentos de recolección de datos.	38
3.4 Técnicas de procesamiento y análisis de datos.	39
CAPÍTULO IV Desarrollo de la Investigación	41
4.1 Análisis de la situación actual.	41
4.2 Diseño y selección de los elementos.	44
4.2.1 Cálculo de parámetros de husillos de bolas.	44
4.2.2 Diseño y selección de tornillos de sujeción.	57
4.2.3 Cálculo de la fuerza de doblado.	64
4.2.4 Diseño de estructura.	68

4.2.5 Diseño de las vigas de soporte.	82
4.3 Análisis cinemático	96
4.3.1 Eje X	97
4.3.2 Eje Y	98
4.3.3 Eje Z	99
4.3.4 Eje giratorio principal	101
4.3.5 Eje giratorio secundario	102
4.4 Diseño de la herramienta de doblado	104
CAPÍTULO V Factibilidad Económica	107
CAPÍTULO VI Conclusiones y Recomendaciones	115
6.1 Conclusiones	115
6.2 Recomendaciones	116
Referencias	119
Apéndice de Figuras	123
Apéndice de Tablas	133
Anexos	135

Índice de Figuras

2.1	Disposición del conjunto de suspensión del Renault Laguna	11
2.2	Vehículo sobrevirador	12
2.3	Vehículo subvirador	12
2.4	Concepto de fenómeno oscilante	13
2.5	Funcionamiento de un espiral.	15
2.6	Muelle o espiral helicoidal	17
2.7	Características constructivas de un espiral	17
2.8	Enfoque tradicional del diseño.	20
2.9	Enfoque aplicando técnicas de prototipado virtual	20
2.10	Aplicación del prototipado virtual al diseño de equipos para asistir humanos	22
2.11	Aplicación del prototipado virtual al diseño de dispositivos mecánicos	26
2.12	Proceso de diseño con CAD	28
2.13	Aplicación de los conceptos básicos	30
2.14	Viga en voladizo	31
2.15	Discretización de la viga en voladizo	32
4.1	Husillo de bola	44
4.2	Husillo de bola para el eje Y	45
4.3	Cumplimiento de la velocidad límite	49
4.4	Posición del servomotor ya instalado en la máquina	58
4.5	Esquema de momento y fuerzas sobre el servomotor	58

***Elaborado por:** Osorio Rosaura*

4.6	Esquema de chapa metálica	64
4.7	Esquema de geometría del espiral	64
4.8	Esquema de doblado de chapas	65
4.9	Esquema doblado de extremo del espiral	65
4,10	Curva de variación de Esfuerzo-Temperatura SAE 6150	67
4.11	Esquema de la estructura	68
4.12	Diagrama de corte y momento plano XY (Placa N°1)	70
4.13	Módulos de resistencia de varias formas de sección transversal	71
4.14	Diagrama de corte y momento plano YZ (Placa N°1)	73
4.15	Diagrama de corte y momento plano XY (Placa N°2)	75
4.16	Diagrama de corte y momento plano YZ (Placa N° 2)	76
4.17	Viga en voladizo	78
4.18	Viga de soporte (vista lateral de la bancada principal)	82
4.19	Geometría propuesta para la viga	83
4.20	Diagrama de corte y momento de viga con carga máxima	85
4.21	Diagrama de corte y momento de viga con carga mínima	86
4.22	Secuencia de movimiento del Eje X	96
4.23	Gráficas de posición, velocidad y torque para el Eje X	96
4.24	Secuencia de movimiento del Eje Y	97
4.25	Gráficas de posición, velocidad y torque para el Eje Y	98
4.26	Secuencia de movimiento del Eje Z	99
4.27	Gráficas de posición, velocidad y torque para el Eje Z	99
4.28	Gráficas de posición, velocidad y torque para el Eje Giratorio Principal	100
4.29	Gráficas de posición, velocidad y torque para el Eje Giratorio Secundario	101
4.30	Geometría propuesta de la herramienta	103
4.31	Fuerza aplicada	104
4.32	Esfuerzo de Von Mises	104
4.33	Deplazamientos	105

Índice de Tablas

4.1	Resultados de criterios de selección de husillos de bola para cada uno de los ejes	57
4.2	Resultados en el cálculo del factor de seguridad para cada tornillo	64
4.3	Características del acero SAE 6150	67
4.4	Condiciones de carga de la placa N° 1	69
4.5	Características de la placa	71
4.6	Características de la placa	73
4.7	Condiciones de carga de la placa N° 2	74
4.8	Características de la placa	75
4.9	Características de la placa	77
4.10	Condiciones de carga de la placa N° 3	78
4.11	Características físicas del acero AISI 420	83
4.12	Masa y peso de la bancada principal	83
4.13	Momento máximo y mínimo	86
4.14	Esfuerzos máximos y mínimos	87
4.15	Factores de acabado superficial	90
4.16	Factores de tamaño	91
4.17	Factor de confiabilidad	92
4.18	Factor de temperatura	93
4.19	Factor de carga de corte	94

Elaborado por: Osorio Rosaura

4.20	Tabla de resultados de torque	102
4.21	Tabla de resultados de velocidad	102
4.22	Propiedades físicas del acero AISI D2	104
4.23	Resultados arrojados por el programa	105
5.1	Costo de productos comerciales requeridos para el diseño del dispositivo	108
5.2	Costo de los productos manufacturados requeridos para el diseño del dispositivo	112
5.3	Comparación entre un equipo comercial y el diseñado	113

CAPÍTULO 1

El Problema

1.1 Planteamiento del problema

METALCAR fue fundada en 1963 por el grupo de empresas SIVENSA, siendo la primera empresa en dar servicio al mercado automotriz venezolano, suministrándole ballestas al entonces creciente mercado de equipo original. Desde sus inicios se encuentra ubicada en la zona industrial sur, 1ra. Avenida Domingo Olavarría, Valencia-Venezuela.

METALCAR ha evolucionado mediante la introducción de una nueva línea de productos complementarios, resortes helicoidales o espirales, y continúa su crecimiento con el desarrollo de una sólida cadena de distribución para el mercado de repuestos.

La función principal de un espiral es almacenar energía, esta energía es absorbida luego por el amortiguador. El proceso de fabricación, para espirales cilíndricas es de la siguiente manera: Las barras de acero al carbono entran en un horno a una temperatura aproximada de 950°C para hacer un tratamiento térmico y mejorar las propiedades mecánicas de la barra, luego la barra entra una máquina automatizada que realiza la conversión de barra a espiral, al terminar este proceso se deja caer en unos contenedores metálicos en donde el operador toma la pieza con unas pinzas metálicas y la coloca sobre la máquina formadora de extremos; cuya función es disminuir el diámetro de los extremos del espiral.

Elaborado por: Osorio Rosaura

Posteriormente, el operador con unas pinzas toma la pieza terminada y la sumerge en un baño de aceite donde se termina el proceso de la elaboración del espiral.

La máquina formadora de extremos de espirales estará constituida por 5 ejes, los cuales serán los responsables de proporcionar todos los movimientos necesarios para realizar los extremos de cualquier espiral cilíndrico. Cuando el operador coloca la pieza en el cabezal principal oprime un botón que asegura la pieza, después la máquina empieza a rotar y crea el espiral.

En estos momentos la máquina formadora de extremos de espirales tiene más de 30 años de uso y tiende a presentar fallas, esto ocasiona pérdidas en el tiempo de fabricación y disminución de la calidad del producto.

Por otra parte, la industria automotriz se encuentra es constante cambio y cada año salen al mercado una gran variedad de modelos nuevos; la máquina actual no se puede adaptar a este tipo de cambios ya que los parámetros que la controlan son difíciles de calcular, y requieren gran tiempo de trabajo, ocasionando grandes pérdidas para la empresa ya que el material empleado para la calibración de la máquina es importado y no es reutilizable, por lo tanto, si la pieza sale defectuosa, dicho material queda inservible.

La empresa METALCAR, C.A por consiguiente se ha visto en la necesidad de elaborar una máquina capaz de satisfacer sus necesidades. Por lo anteriormente expuesto se realizará el rediseño de la misma empleando técnicas de prototipado virtual, con lo cual se van a ajustar todos los parámetros de la máquina y buscar la mejora de todos los procesos antes de ser construida.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General del trabajo

Diseñar un dispositivo para la formación de extremos de espirales para vehículos empleando técnicas de prototipado virtual.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Evaluar las actuales condiciones de la maquina.
- Rediseñar los elementos mecánicos necesarios para el funcionamiento de la máquina.
- Realizar la modelación a través del prototipado virtual.
- Efectuar el análisis resistivo de los elementos principales para la mejora del mismo.
- Realizar el análisis cinemática computacional del dispositivo.
- Determinar la factibilidad económica del equipo.

1.3 Justificación

La industria automotriz se encuentra en constante evolución, enfocada en el crecimiento global buscando satisfacer el cambiante mercado en el que se desenvuelve con la implementación de nuevas tecnologías que contribuyan al logro de las metas propuestas. Debido a la competitividad del mercado las empresas se encuentran en la necesidad de plantear constantemente nuevas estrategias para la optimización de su producción, es en ese punto en donde los avances tecnológicos juegan un papel importante.

Para todo ello se implementará una nueva filosofía de diseño, como lo es el desarrollo del prototipado virtual, el cual permite tener una idea clara de lo que será el producto final antes de la construcción de mismo, permitiendo detectar los defectos de diseño antes de iniciarse el proceso de fabricación, lo cual se traduce en numerosos beneficios para la empresa, ya que contribuye a la reducción de costos del proyecto y a la detección de fallas a tiempo, mejorando la calidad, confiabilidad y desempeño del producto.

El desarrollo del presente proyecto se enfoca en la mejora de la producción de espirales para automóviles empleando técnicas de prototipado virtual, y de esta manera se busca resolver toda la problemática expuesta en el planteamiento del problema, beneficiando principalmente la calidad del producto y a los trabajadores que laboren en dicha área. El proyecto busca lograr la elaboración de los extremos de los espirales en menos de 5 segundos, al mismo tiempo desea lograr una reducción de la mano de obra y de las fallas de producción, al igual que una menor pérdida de materia prima; sin dejar de mencionar las mejoras en el control de la gestión y el aumento de la calidad de los productos y de la productividad en dicha empresa.

1.4 Alcance

El desarrollo del proyecto se basa en el rediseño de una máquina encargada de realizar la disminución de los extremos de espirales para vehículos, enfocándose en la implementación tanto de técnicas clásicas, es decir, métodos de cálculos tradicionales para realizar el diseño, como de técnicas innovadoras, las cuales se basan en el manejo del prototipado virtual. Será ejecutada la modelación en 3D y en base a ella se realizará el análisis cinemático computacional considerando los ejes de movimientos de la máquina. Conjuntamente será ejecutado el análisis de elementos finitos a las piezas principales del sistema.

1.5 Limitaciones

- Utilización de la bancada existente.
- Solo se realizará el análisis cinemática en los ejes de movimiento.
- El análisis de elementos finitos será efectuado solo a las piezas principales.
- Acceso a información confidencial de la empresa.

6 *Diseño de un dispositivo para la formación de extremos de espirales para vehículos
empleando técnicas de prototipado virtual.*

CAPÍTULO 2

Marco Teórico

2.1 Antecedentes

Desde los inicios de la revolución industrial las empresas han empleado maquinarias y herramientas mecánicas para su producción, lo que a lo largo de muchos años resultó satisfacer todos los requerimientos de fabricación de las empresas a nivel mundial. Sin embargo, ante el aumento de la población, y por ende de la demanda de todos los productos, el hombre se vio en la necesidad de evolucionar e incursionar en nuevos aspectos, es allí donde comenzaron a surgir los numerosos avances tecnológicos que hasta estos momentos se han logrado y se continuaran logrando. Debido a la necesidad de aumentar la producción y la eficiencia en dichos procesos día a día se ha buscado la automatización de los mismos, logrando resultados superiores, debido a esto a lo largo de los últimos años se han realizado numerosos estudios enfocados en la mecatrónica y el prototipado virtual ya que representan una herramienta de gran importancia a la hora de diseñar nuevas tecnologías en las industrias.

Para Van Amerongen (2003) el diseño mecatrónico es la integración del diseño de un sistema mecánico junto con la incorporación de su sistema de control correspondiente al mismo, con el fin de tomar las decisiones correctas durante la etapa de diseño. Él realizó una recopilación de distintos ejemplos donde fueron empleadas diversas herramientas de programas computacionales con diferentes

Elaborado por: Osorio Rosaura

dominios físicos (mecánicos y eléctricos) para ser implementadas en las diferentes etapas del diseño mecatrónico, entre dichos ejemplos se encuentran un robot móvil y un sistema mecatrónico con una transmisión flexible. A lo largo de dicho trabajo se buscó discutir la necesidad de enfocarse en la integración del diseño de las partes mecánicas y el control de los sistemas mecatrónicos para obtener mejores resultados y acelerar los avances tecnológicos. ^[1]

Ferretti, et al. (2004) realizaron la simulación de un centro de mecanizado implementando lenguaje de modelación y herramientas de programas computacionales, para ello hicieron uso del lenguaje de programación y Dymola™, la cual es una herramienta de simulación. Con ello lograron realizar la completa simulación de un sistema mecatrónico y a partir de esto plasmaron en dicha investigación los requerimientos básicos y necesarios para el desarrollo de sistemas mecatrónicos a partir de dichas herramientas, haciendo énfasis en la integración de CADs y el análisis de elementos finitos que forman parte de las herramientas necesarias para la aplicación. ^[2]

Según Santos, et al. (2005) los modelos tridimensionales son cada vez más usados como prototipos en distintas áreas de la fabricación, investigación y educación. Estos son especialmente útiles en la evaluación de los elementos típicos de diseño mecánico, pero también son importantes en la arquitectura, medicina, artes, etc. Estos modelos pueden ser desarrollados utilizando diferentes métodos, como por ejemplo el modelado de masa, planificación de superficie y el prototipado rápido (RP) con la eliminación o adición de material basado en una plataforma de CAD / CAM. Sólidos complejos se forman a través de la asociación de los elementales sólidos como esferas, prismas, cilindros, toro, etc, y luego de prototipado rápido es aplicado implicando un proceso de cortar. un modelo virtual basado en una plataforma CAD permite la determinación de las trayectorias para cada nivel de cortado. Estos se traducen en códigos de control numérico, y se alimenta a un proceso de fresado de un espacio en blanco, lo que permite la fabricación de un modelo 3D. ^[3]

Shen, et al. (2005) sostienen que con el propósito de encontrarse al día con la rápida evolución del mercado, el periodo de desarrollo de productos mecatrónicos modernos, tiene que ser lo más corto posible. Sin embargo, la Ingeniería Mecatrónica se basa en la interacción de la ingeniería mecánica, ingeniería electrónica y ciencias de la computación. Por lo tanto, la comunicación ineficiente entre los ingenieros que vienen de diferentes ámbitos se convierte en un obstáculo para acelerar el diseño de productos mecatrónicos. Sin embargo, las innovaciones en el campo de la creación de prototipos virtuales ofrecen algunas posibles soluciones a este problema. En este artículo presentamos un sistema cooperativo de prototipado virtual, que utiliza el concepto de solución elementos y técnicas de realidad virtual para facilitar la recopilación y el análisis virtual de prototipos mecatrónicos en un multi-disciplinario grupo de trabajo. [4]

Posteriormente, Armas, et al. (2009) diseñaron un banco de pruebas para amortiguadores con mando y programación electrónica para verificar en qué estado se encuentran los amortiguadores a las presiones y porcentajes en que se encuentran, ya sea en buen estado o en mal estado. La función del amortiguador es la frenar parcial o totalmente un movimiento no deseado que aparece en un sistema mecánico. En particular, el amortiguador en el ámbito del automóvil, debe amortiguar movimientos inesperados y debe hacerlo de forma óptima y según los criterios de maniobrabilidad y confort. El diseño mecánico del proyecto está realizado en SolidWorks™, tomado en cuenta todos los parámetros necesarios para su correcto funcionamiento, mientras que la programación está realizada en LabVIEW™. [5]

Más recientemente Wang (2011) a lo largo de su investigación justifica que los prototipos virtuales a menudo reducen el costo de desarrollo global de un producto, así como el tiempo requerido para su desarrollo, y puede aumentar la innovación. La simulación física precisa de un sistema mecánico permite al diseñador investigar, explorar y experimentar el rendimiento y el comportamiento de un producto en evolución, y reducir así el número de prototipos físicos necesarios. En aras de un mejor soporte para los diseñadores para manipular la

simulación, hemos desarrollado un paquete de simulación dinámica de un sistema mecánico teniendo en cuenta su efecto sobre el medio ambiente. El paquete incluye modelado del comportamiento físico por varios cuerpos dinámicos, fluido y dinámica de contacto con el medio ambiente y la entrada del usuario. La principal contribución de la simulación está en el apoyo que permite la manipulación de los usuarios interactivos en términos de un parámetro de entorno específico de configuración de la línea de bucle de simulación frente a la línea tradicional. Hemos presentado un paquete de simulación complejo para la mecánica del cuerpo de múltiples sistemas teniendo en cuenta el medio ambiente en vigor dinámica del modelo. El paquete incorpora el comportamiento físico y un enfoque de modelado dinámico basado en un sistema mecánico y dinámico de fluidos de un método de fronteras inmersas, al mismo tiempo un modelo de contacto conforme se hayan construido. En cuanto a la extracción de los parámetros de la dinámica del modelo CAD™, hemos desarrollado una utilidad llamada MotionInfo™. Se presentaron, dos ejemplos implementados en la simulación dinámica de un motor de automóvil y MiniBaja™ para practicar el método anterior, pero sin verificar el simulador todo como se verá en la segunda parte del artículo.^[6]

2.2 Marco Teórico.

2.2.1 Suspensión del automóvil.

En La suspensión de un vehículo tiene como cometido "absorber" las desigualdades del terreno sobre el que se desplaza, a la vez que mantiene la ruedas en contacto con el pavimento, proporcionando un adecuado nivel de confort y seguridad de marcha. Se puede decir que sus funciones básicas son las siguientes:

- Función de mejora del confort: la primera función que cumple el sistema de suspensión es la de evitar, en la media de lo posible, que las irregularidades del terreno por el que el vehículo circula se transmitan al

mismo, mejorando de este modo la comodidad de los ocupantes, al tiempo que se optimiza la marcha del propio vehículo, al impedir que repercutan en el mismo las citadas irregularidades del terreno.

- Función de protección del propio vehículo: al impedir que se transmitan las irregularidades del terreno se consigue que la estructura de la carrocería no se resienta. Por ello, es posible diseñarla de una forma mucho menos resistente, y por tanto más liviana.
- Función estabilizadora: esta función se lleva a cabo al absorber gran parte de la fuerza centrífuga que se genera durante los cambios de dirección, evitando, mediante la deformación de los elementos elásticos, que dicha fuerza se transmita íntegramente a las ruedas. Esto permite descargar trabajo a los neumáticos, elevando el límite de adherencia y evitando balanceos. Esta función se contrapone con la mejora del confort, ya que ambas dependen del grado de dureza en los elementos elásticos. Así, cuando más blandos sean los elementos elásticos, más confortable será el vehículo, en detrimento de su estabilidad, ya que el límite de los mismos se alcanzará antes. Por el contrario, una suspensión con elementos elásticos de gran dureza, proporcionará una gran estabilidad en curvas, al poseer un límite muy alto de absorción de fuerzas.

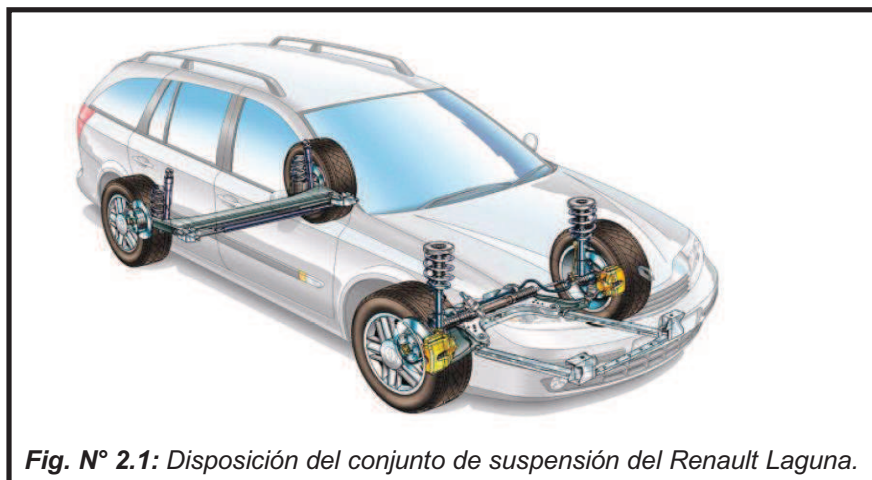
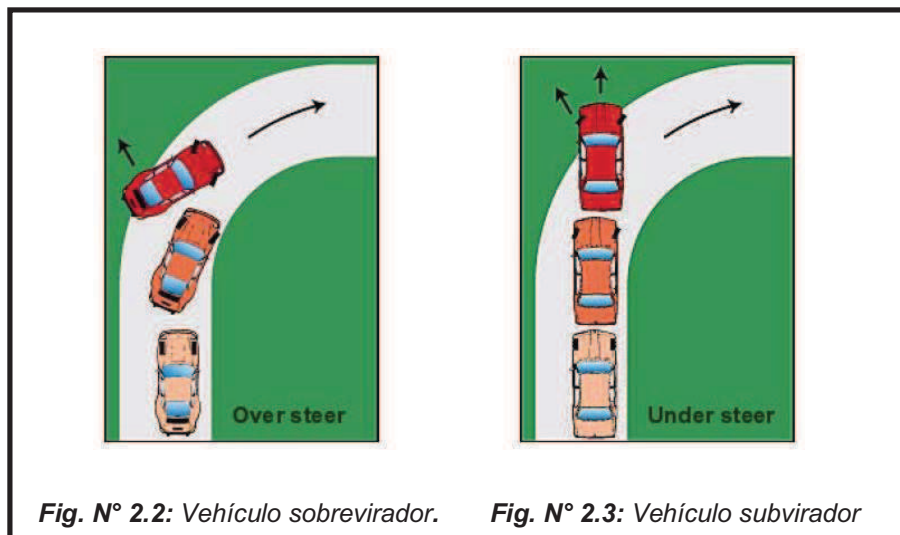


Fig. N° 2.1: Disposición del conjunto de suspensión del Renault Laguna.

Fuente: Manual de automoción, Campus Tecnológico de la Universidad de Navarra. ^[7]

Elaborado por: Osorio Rosaura

El comportamiento del vehículo vendrá determinado en gran medida por el tipo de suspensión que lleve. Así por ejemplo, mediante su reglaje es posible variar la característica del vehículo (subvirador o sobrevirador).



Fuente: Manual de automoción, Campus Tecnológico de la Universidad de Navarra.^[7]

El peso del vehículo se descompone en dos partes denominadas:

- Masa suspendida: la integrada por todos los elementos cuyo peso es el soportado por el bastidor o chasis (carrocería, motor, etc.).
- Masa no suspendida: constituida por el resto de los componentes (sistema de freno, llantas, etc.).

El enlace entre ambas masas lo materializa la suspensión. El sistema está compuesto por: un elemento elástico (que bien puede ser una ballesta, muelle helicoidal, barra de torsión, estabilizador, muelle de goma, gas, aire, etc.), y otro de amortiguación (amortiguador en cualquiera de sus variantes), cuya misión es neutralizar las oscilaciones de la masa suspendida originadas por el elemento elástico al adaptarse a las irregularidades del terreno, transformando la energía que almacena el resorte en calor.^[7]

Elaborado por: Osorio Rosaura

2.2.2 Concepto y necesidad de la amortiguación.

La naturaleza de todo elemento elástico, hace que cuando se anule la fuerza que lo mantiene deformado, recupere su posición y forma original (siempre y cuando no se supere el límite elástico, en cuyo caso adquiriría una deformación permanente), si bien, su propia inercia, hace que surja en el mismo una reacción oscilante. Dicha reacción, hace que una vez ha alcanzado su posición original, tiende a volver hacia la que mantenía cuando estaba sometido a la citada fuerza. En los sistemas de suspensión, dicha oscilación se ve incrementada por la inercia del propio vehículo, que se suma a la del muelle. La Fig. N° 2.4 enseña el concepto de fenómeno oscilante.

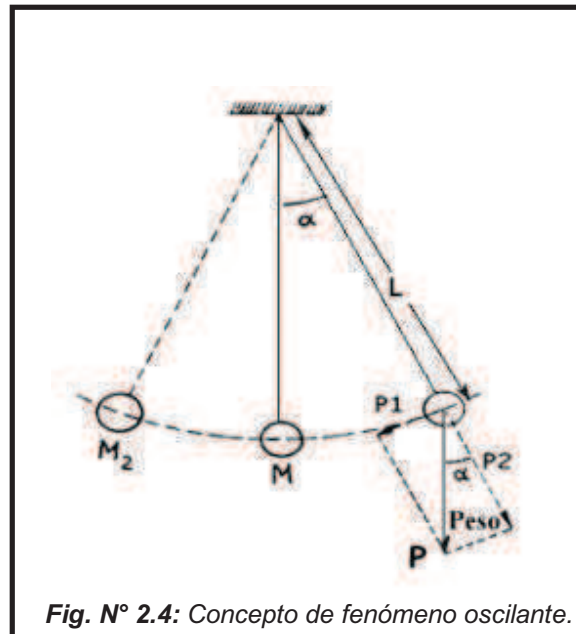


Fig. N° 2.4: Concepto de fenómeno oscilante.

Fuente: Simulación virtual de una suspensión multibrazo en entorno VMRL. Ingeniería Técnica Industrial Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid^[8]

Estos movimientos oscilantes, de no ser eliminados, provocarían en el vehículo movimientos desestabilizadores, que repercutirían gravemente en la seguridad activa del mismo y de sus ocupantes.

Las ruedas, en sus movimientos oscilantes, perderían el contacto con el pavimento, lo cual traería consigo las siguientes desventajas:

Elaborado por: Osorio Rosaura

- Falta de direccionalidad.
- Incremento de las distancias de frenada.
- Además, la comodidad se vería resentida, dados los continuos vaivenes a que se verían sometidos los ocupantes.

De lo anterior se deduce la necesidad de disponer un sistema que frene las citadas oscilaciones. Ello se ve resuelto con el empleo de los llamados amortiguadores, de los que se suelen montar uno por rueda (algún vehículo lleva dos por rueda en algún eje), de forma próxima o conjunta al elemento elástico, según la disposición empleada.

Por tanto, el sistema de amortiguación cumple la función de evitar las oscilaciones, que por su propia naturaleza, así como por la inercia del vehículo, ejerce el elemento elástico encargado del sistema de suspensión, cuando se ve sometido a una flexión. Actúa pues como un transformador de energía, recogiendo la energía cinética generada en los movimientos propios de la suspensión, y transformándola en calor. Bajo este principio de funcionamiento trabajan todos los amortiguadores, independientemente del tipo que sean.

Según los experimentos llevados a cabo por especialistas, el umbral de la comodidad en un vehículo está en torno a 60 oscilaciones por minuto, o lo que es lo mismo, una oscilación por segundo. Por debajo de esa cifra aparece en los ocupantes la sensación de mareo, e incluso vértigo. Por encima de la misma, las oscilaciones provocan reacciones de excitación en el sistema nervioso. Para ello, el tarado del amortiguador debe estar en consonancia con las características del muelle, y éste a su vez con el peso que soporta el vehículo, así como con las prestaciones que desarrolle. En general, un tarado duro de muelle (o cualquier otro tipo de elemento elástico), precisa de un tarado duro de amortiguador, dado que las oscilaciones son de mayor frecuencia. ^[8]

2.2.3 Funcionamiento de un sistema de suspensión.

Cuando se habla de suspensión, nos estamos refiriendo a un sistema en el cual, un objeto se mantiene suspendido en el aire apoyado o suspendido sobre una unión elástica con otro objeto que sirve de apoyo sobre el suelo.

Todos sabemos que un cuerpo suspendido adquiere movimiento si sobre él se realiza una fuerza, habremos podido darnos cuenta que la velocidad que adquiere el cuerpo en un tiempo determinado dependerá de la masa (peso) del cuerpo, así tenemos que nos cuesta mucho esfuerzo poner en movimiento un cuerpo pesado como un automóvil, empujándolo, mientras que con muy poco esfuerzo podemos poner en movimiento empujando una bicicleta. Este fenómeno de oponer resistencia al movimiento de acuerdo a la masa se conoce como inercia. Este fenómeno de la inercia es el que da pie a la posibilidad de elaborar sistemas de suspensión.

La Figura N° 2.5: muestra un cuerpo pesado suspendido por un elemento elástico (resorte) que se apoya sobre otro cuerpo más ligero.

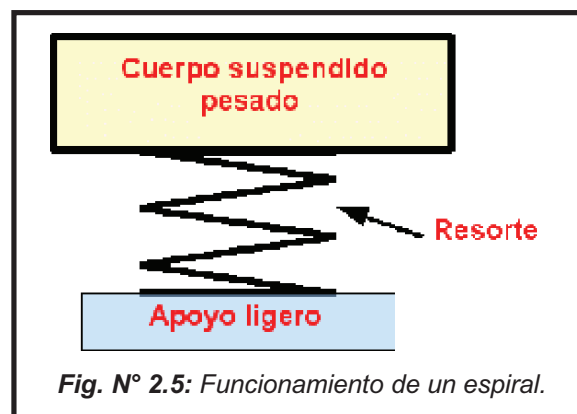


Fig. N° 2.5: Funcionamiento de un espiral.

Fuente: Wiseman.org.^[9]

Si ahora aplicamos una fuerza vertical de corta duración al apoyo para levantarlo, tal y como sucede cuando un cuerpo en movimiento encuentra una protuberancia del camino, el apoyo, de poca inercia reacciona con facilidad y se mueve en dirección vertical copiando el perfil de la protuberancia. Pero no pasa lo mismo con el cuerpo pesado, este último ofrece un mayor resistencia al

movimiento debido a su elevada inercia, por lo que la subida del apoyo se produce principalmente a expensas de la contracción del resorte, reduciendo notablemente el efecto de subida del cuerpo pesado, no obstante el cuerpo pesado siempre se moverá alguna cantidad. Este elemental esquema mecánico constituye la esencia de los sistemas de suspensión. ^[9]

2.2.4 Espiral helicoidal.

Está formado por un hilo de acero, cuyo diámetro oscila entre 8 y 20 mm en automóviles de turismo, el cual se dispone enrollado en espiral, en torno a un eje imaginario y teórico, trabajando pues a torsión. A pesar de ser un hilo único, en su vista lateral se aprecia su disposición en espiras. En los extremos se dispone de forma aplanada, para facilitar su asentamiento en sus respectivos alojamientos. Las características del muelle, de las cuales la más importante es la dureza, que es la resistencia a ser deformado, vienen dadas por los siguientes factores:

- Longitud.
- Diámetro de las espiras.
- Coeficiente elástico del acero empleado en su fabricación.
- Gradiente.
- Diámetro del hilo.

En la Figura N° 2.6 se aprecia como en el extremo de las espiras de los muelles, tanto en la zona superior como en la inferior, se hacen planas para tener un buen asiento. Comercialmente dichos extremos de espirales para vehículos pueden ser de dos tipos: extremo tipo cola de cochino o extremo tipo J. Por otro lado, en la Figura N° 2.7 se muestran las características principales para la construcción de un muelle.

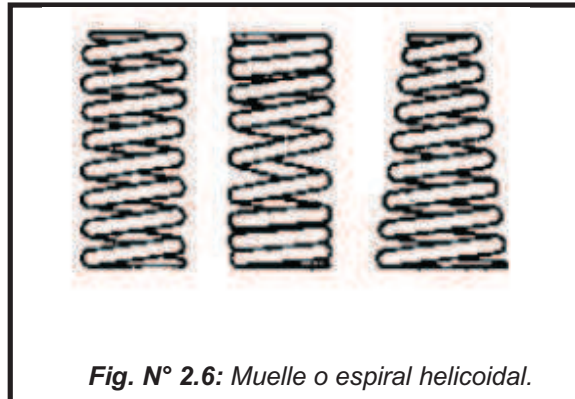


Fig. N° 2.6: Muelle o espiral helicoidal.

Fuente: Muelles helicoidales. Facultad de Ciencias Exactas e Ingeniería, Universidad del Rosario ^[10]

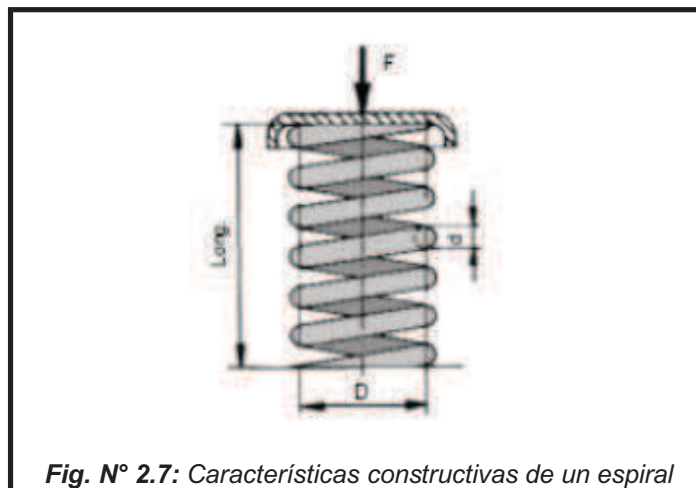


Fig. N° 2.7: Características constructivas de un espiral

Fuente: Muelles helicoidales. Facultad de Ciencias Exactas e Ingeniería, Universidad del Rosario. ^[10]

En función de todos los factores citados, se establece la curva característica de cada muelle, la cual relaciona su recorrido con la fuerza a ejercer para efectuar dicho recorrido. Dicha curva es siempre una línea recta, lo cual no siempre satisface los requisitos exigidos al muelle para oficiar como elemento elástico, por cuanto su grado de dureza es excesivo en la primera parte del recorrido y blando en la última, optándose siempre por una solución de compromiso. Para una misma carga soportada, un muelle blando se deformará mucho más que uno cuyo tarado

Elaborado por: Osorio Rosaura

sea más duro. De igual forma, para una misma deformación o recorrido, siempre será mayor la fuerza a ejercer sobre un muelle duro respecto a uno blando.

Los muelles presentan una serie de ventajas como elementos elásticos, las cuales se citan a continuación:

- Gran facilidad de ubicación, ya que pueden ir montados en posición horizontal, vertical e inclinada, lo cual les hace muy útiles para su empleo en sistemas independientes.
- Idoneidad para su empleo en el tren delantero, al no condicionar el giro de las ruedas directrices en su orientación.
- También poseen una gran sencillez constructiva, lo cual repercute en su ligereza y efectividad.
- Por el contrario, adolecen de falta de rigidez transversal, lo cual obliga a disponer elementos de guiado de la rueda en sus movimientos oscilatorios.^[10]

2.2.4.1 Proceso de fabricación de espirales.

1. Arrollado: Se realiza en frío o en caliente. En frío se puede realizar con bobinas de hasta 18 mm de sección. Generalmente se enrolla el cable alrededor de un eje llamado mandril, aunque también se puede espiralar sin la necesidad de un mandril. En caliente se pueden enrollar alambres de hasta 75 – 150 mm de sección.

Se enrolla el acero al rojo vivo, luego es retirado inmediatamente de la máquina que enrolla y es sumergido en aceite para que se enfríe rápidamente y se endurezca. A esta altura el resorte es muy frágil y no puede ser utilizado, por eso luego del temple se debe realizar un revenido.

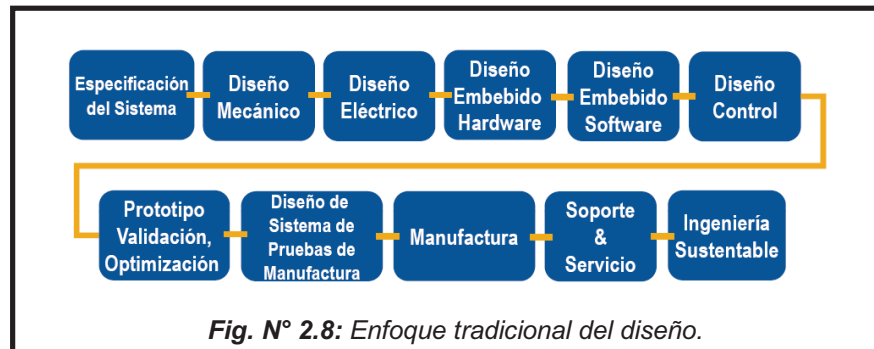
2. Eliminación de tensiones: El proceso de enrollado ha producido tensiones en el acero. Para aliviar estas tensiones y devolverle al material las características el espiral es calentado en un horno, hasta una temperatura determinada con anterioridad y se deja enfriar lentamente.
3. Acabado: Incluye distintas actividades como el acabo de los extremos a partir de un proceso de torsión hasta que se logra el grado necesario de doblez. También se realiza un granallado el cual permite fortalecer al acero para resistir la fatiga y el agrietamiento. Por último, para evitar la corrosión los resortes son pintados o sumergidos en caucho líquido. ^[11]

2.2.5 Prototipado virtual.

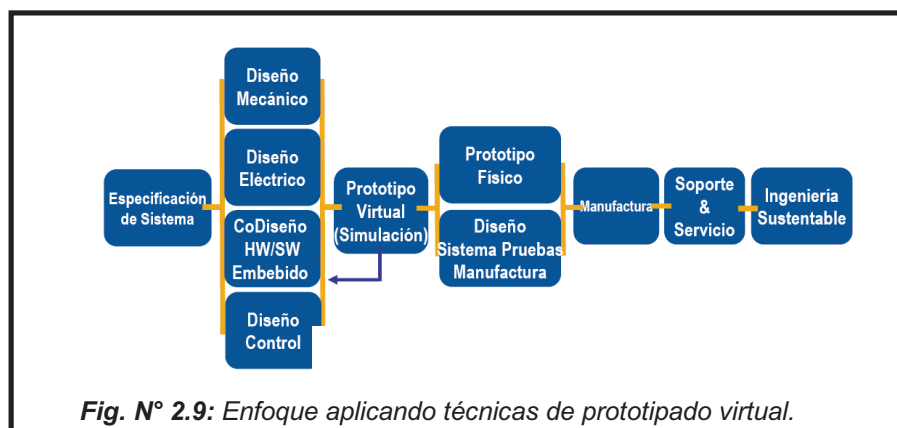
El prototipado virtual es el diseño y generación de un producto con suficientes características claves que permitan su evaluación frente a los requerimientos. Virtual significa que el producto diseñado aún no está creado físicamente sin embargo se genera su representación visual para observación, análisis y manipulación; el objeto tiene aproximadamente el mismo comportamiento que el modelo físico excepto que este está disponible en un ambiente virtual generado en un computador. En un espectro más amplio, el prototipado virtual se puede enmarcar dentro del campo de la realidad virtual, desde este punto de vista los prototipos virtuales son parte esencial de lo que es la realidad virtual.

Con un prototipo virtual el usuario está en la capacidad de diseñar, evaluar y depurar un producto antes de que este sea construido. Una vez el prototipo virtual es terminado, el diseño puede enviarse directamente a manufactura. Tradicionalmente, los prototipos físicos de un diseño se han hecho para investigar beneficios tales como ergonomía, estética, ensambles, operación y mantenimiento. Sin embargo los prototipos físicos son costosos y consumidores de tiempo en su construcción y difíciles de modificar; consecuentemente ellos pueden ser producidos con certeza únicamente cuando un diseño se ha

establecido y la mayoría de los conflictos generales han sido resueltos. Lo que se hace es reemplazar prototipos físicos por electrónicos o virtuales, al igual que un documento electrónico, los cambios pueden ser absorbidos rápidamente dentro del prototipo virtual y por lo tanto puede introducirse en el proceso de diseño mientras el diseño está aún evolucionando y relativamente fluido, la introducción temprana de prototipos virtuales dará a los diseñadores y equipos multidisciplinarios mayor libertad para explorar cambios y variaciones en el prototipo. Teóricamente cualquier elemento se puede llevar a su forma de prototipo virtual, la limitante radica en la capacidad de computación y de herramientas disponibles.



Fuente: Proyecto ampliado de transferencia del concepto europeo para la calificación agregada de la Mecatrónica las fuerzas especializadas en la producción industrial globalizada. Universidad Politécnica de Wroclaw, Polonia. ^[12]



Fuente: Proyecto ampliado de transferencia del concepto europeo para la calificación agregada de la Mecatrónica las fuerzas especializadas en la producción industrial globalizada. Universidad Politécnica de Wroclaw, Polonia. ^[12]

Elaborado por: Osorio Rosaura

En su forma más básica un prototipo virtual proveerá una visualización tridimensional que permitirá a los equipos establecer una visión común del diseño e identificar potenciales conflictos. Si al prototipo virtual se le adiciona razonamiento geométrico inteligente, manejo de restricciones y técnicas de simulación dinámica, el prototipado virtual viene a ser una importante e interactiva herramienta de análisis.

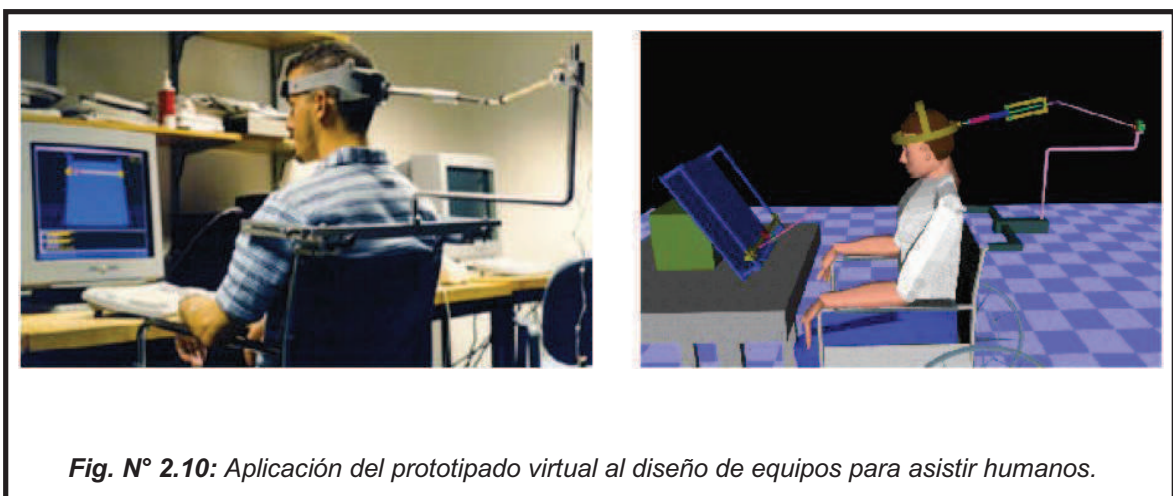
El prototipado virtual así como muchas de las formas de modelado aplicadas a ingeniería (incluso a otras áreas) se pueden abordar a través de dos frentes principalmente, uno es el de desarrollador de aplicaciones y el otro como usuario de dichas aplicaciones. El primer enfoque requiere de un amplio conocimiento de desarrollo y manipulación de gráficos por computador así como de herramientas computacionales que permitan agregar las características de movimiento e interactividad que caracteriza a muchas de las herramientas en este campo, el desarrollador tendrá que “fabricar” el prototipo utilizando código de programación que le permitan escribir y ejecutar dichas aplicaciones. Lo importante de este enfoque y en donde debe prestarse mucha atención y cuidado es que el desarrollador, dado que conoce el código, y será quien podrá modificar de una manera relativamente sencilla y rápida el prototipo cuando sea necesario realizarlo.

El enfoque de usuario requiere del conocimiento específico de herramientas diseñadas para la producción de prototipos virtuales, es así como en el mercado se consiguen aplicaciones para generar prototipos tanto en 2 como en 3 dimensiones con aplicaciones diversas que van desde estructuras hasta elementos robóticos. Desde este punto de vista el usuario no conoce a ciencia cierta que hay detrás de “bambalinas”, lo único que debe preocuparlo es el generar el modelo de manera que se asemeje y comporte de igual manera que el objeto real. El área de la ingeniería mecánica es una de las más beneficiadas con este tipo de herramientas que vienen utilizándose desde bastante tiempo atrás para simulaciones dinámicas, diseño estructural o simplemente visualización del producto final. ^[12]

2.2.5.1 Aplicaciones típicas del prototipado virtual.

- Aparatos (equipos) para asistir a Humanos.

La importancia del prototipado virtual en este tipo de aplicaciones radica en la variabilidad de los requerimientos de desempeño y función dependiendo del usuario, lo que crea una necesidad crítica de diseñar ayudas que sean específicas para cada individuo. Adicionalmente cambios biológicos que ocurren sobre el tiempo pueden requerir ajustes, mantenimiento y un posible rediseño y remanufactura (por ejemplo gafas, brazos ortopédicos, etc.). Debido a que el volumen de productos personalizados es pequeño, los costos de manufactura deben mantenerse bajos; así existe una necesidad para automatizar el proceso de derivar las especificaciones del producto y desarrollo del diseño detallado. En la producción de productos personalizados a bajo volumen, existe una limitación para justificar un costoso proceso de fabricación y evaluación de prototipos experimentales. Así es benéfico ser capaces de crear, medir y evaluar prototipos virtuales. Aquí por prototipo virtual se entiende el proceso de simular el usuario, el producto y su interacción (física) utilizando software a través de los diferentes estados del diseño del producto y el análisis cuantitativo y de desempeño del producto.



Fuente: Que es y para qué sirve el prototipado virtual. Área de Investigación y Desarrollo Ingeniería Mecatrónica, Corporación Universitaria Autónoma de Occidente^[13]

Elaborado por: Osorio Rosaura

- Humanos virtuales.

En este tipo de aplicaciones se modela el cuerpo humano de tal manera que sea apropiado para aplicaciones interactivas. En estas aplicaciones se consideran diferentes tipos de rasgos, tales como apariencia y movimiento, acción autónoma, y destrezas tales como gestos, atención y locomoción.

A pesar de las predicciones optimistas que se hicieron al comienzo de la computación (aproximadamente 50 años atrás) acerca de que todas las tareas realizadas por los humanos serían en la actualidad cumplidas autónomamente por equipos o dispositivos computarizados, se puede ver que esto hoy no es del todo cierto, se está como en un estado intermedio. Por el contrario hoy se ha entendido que dichas máquinas deben asistir a la gente en el cumplimiento de significativas, difíciles y generalmente enormemente complejas tareas. Cuando dichas tareas involucran la interacción del cuerpo humano con el mundo físico, se pueden utilizar representaciones del cuerpo humano para “huir” a las restricciones de presencia, seguridad y aún el hecho de ser físico.

Los humanos virtuales son modelos computacionales que pueden ser utilizados como:

- Substitutos para “el ente real” en evaluaciones de ergonomía de diseños de vehículos basados en computador, áreas de trabajo, máquinas herramientas, líneas de ensamble, etc. Previos a la construcción de dichos espacios.
- Para la integración de representaciones en tiempo real de nosotros mismos u otros participantes en ambientes virtuales.

Los recientes avances en cuanto a velocidad de computación y métodos de control han permitido la descripción (retrato) de humanos 3D adecuados para interactividad en aplicaciones en tiempo real, algunas de estas incluyen:

- ✓ Ingeniería: Para análisis y simulación para el prototipado virtual y diseños basados en simulación.
- ✓ Conferencias virtuales: Tele conferencias eficientes utilizando representaciones virtuales de los participantes para reducir los requerimientos de ancho de banda de la transmisión.
- ✓ Monitoreo: Adquisición, interpretación y entendimiento de datos de forma y movimiento del movimiento humano, desempeño, actividades o intención.
- ✓ Juegos: Personajes en tiempo real con acciones y personalidad para diversión.
- ✓ Entrenamiento: Desarrollo de destrezas, coordinación de equipo y toma de decisiones.
- ✓ Educación: Monitoreo a distancia, asistencia interactiva e instrucción personalizada.
- ✓ Militar: Simulación de batallas con participantes individualizados, entrenamiento de equipos.
- ✓ Diseño de equipos: Diseño para accesibilidad, fácil reparación, seguridad, despiece de herramientas, visibilidad y prevención de riesgos.

- Diseño de dispositivos Mecánicos y Mecatrónico

Tal vez el campo en donde más ha incursionado hasta ahora el prototipado virtual sea la industria de elementos mecánicos (automotriz, aviación, etc.), es fácil encontrar en el mercado aplicaciones para los diferentes campos del diseño en ingeniería mecánica, aun mas, ahora se consiguen aplicaciones que permiten una total integración entre los diferentes módulos de modelamiento específicos, esto significa que desde un mismo programa (puede ser donde se genera el modelo

CAD) se puedan realizar todas las simulaciones que se requieran, desde simulación dinámica para interferencias o cálculos de fuerzas y velocidades hasta análisis de esfuerzos por elementos finitos para comprobar la validez del diseño desde el punto de vista estructural.

Los últimos avances en este campo se han obtenido al darle a dichas herramientas la capacidad de generar los prototipos paramétricamente, esto significa que un modelo se puede diseñar con base en ecuaciones que relacione una característica específica, una vez modificada dicha característica el prototipo se actualiza sin necesidad de generarlo nuevamente permitiendo con esto un ahorro significativo de tiempo en la optimización de los diseños, lo que se traduce a demás en beneficios económicos.

- Generación de elementos para realidad virtual.

Como se mencionó previamente el prototipo virtual es una parte esencial de la realidad virtual, para darle más realismo a las inmersiones se requiere de que los elementos dentro de ella sean lo más reales posibles y que su comportamiento sea similar a lo que sucedería en un ambiente real, es aquí donde aparece el prototipado virtual.

- Comercio- personalización de productos.

Actualmente con el auge de Internet y del comercio en línea se abre un nuevo campo de aplicación para el prototipado virtual, la personalización de productos. Utilizando prototipos virtuales de las partes que componen un equipo o dispositivo, fácilmente el cliente puede configurar el producto a su gusto. Lo único que tendría que hacer es seleccionar cada una de las partes desde un catálogo en línea (virtual), una vez finalizado esto podría observar el conjunto (ensamble) y decidir si lo compra o hacerle las modificaciones pertinentes.^[13]

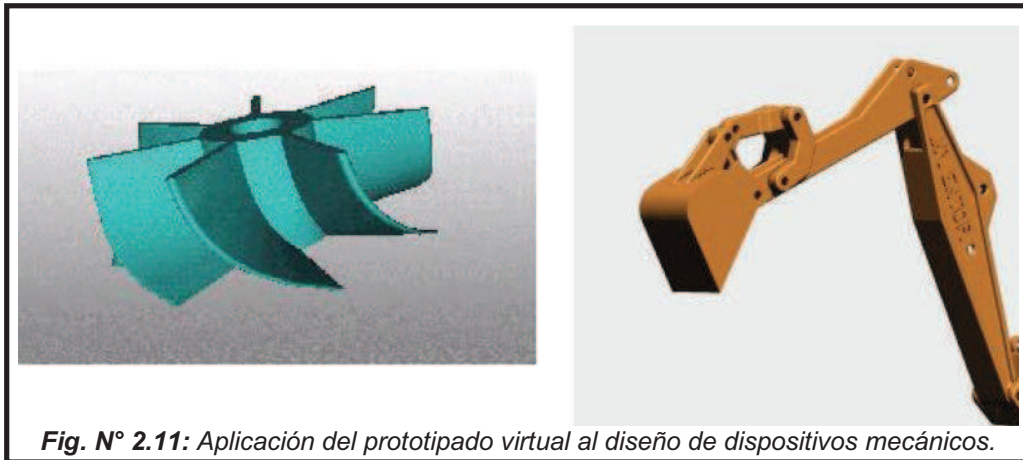


Fig. N° 2.11: Aplicación del prototipado virtual al diseño de dispositivos mecánicos.

Fuente: Que es y para qué sirve el prototipado virtual. Área de Investigación y Desarrollo Ingeniería Mecatrónica, Corporación Universitaria Autónoma de Occidente^[13]

2.2.6 Diseño asistido por ordenador (CAD)

Este tipo de software permite el diseño de un elemento o mecanismo detallado inventado por un ingeniero. CAD, sistema de construcción apoyo o los sistemas y procesos de diseño, que se utilizan para dibujo y modelado geométrico.

El modelado geométrico 3D se utiliza para las representaciones de las piezas modeladas y ensamblajes. La representación de los ensamblajes también contiene la descripción de montaje de la estructura, que se conoce como la estructura del producto. La representación en 3D de piezas y conjuntos se utiliza para la creación de documentación técnica, por ejemplo, dibujos, listas de piezas, listas de materiales. Contemporáneo sistemas CAD permiten modelado paramétrico, que se basa en relación bidireccional entre las dimensiones, que se pueden presentar en el modo de boceto, el modo 3D o 2D modo de dibujo y la geometría 3D y viceversa.

Actualmente, todos los sistemas CAD respetados permiten:

- La creación de proyectos en tres dimensiones.
- La creación de planos de montaje de varios elementos separados, comprobando si son iguales entre sí.

Elaborado por: Osorio Rosaura

- Trabajar en un proyecto grande por muchas personas.
- Actualización automática de todos los planos de montaje después de cambiar un solo detalle.
- Creación automática de la lista de detalles, estimación de costos, la cooperación con el almacén, etc.
- Visualizaciones.

Las principales características de los sistemas CAD:

- Modelado de objetos geométricos.
- Creación y edición de documentación de la construcción.
- El ahorro y el almacenamiento de documentación en formato electrónico a la vez como archivos o bases de datos.
- Intercambio de datos con otros sistemas.
- La creación de proyectos en tres dimensiones de los elementos contruidos.
- La creación de planos de montaje de varias partes separadas.
- Trabajando en un proyecto único por muchas personas.
- Actualización automática de todos los planos de montaje después de cambiar uno de ellos.
- Estimación de costos automática, la cooperación con el almacén, etc.

Un proceso de CAD consta de 6 etapas:

1. Las necesidades de reconocimiento.
2. Definición del problema.
3. Síntesis.
4. Análisis y optimización.
5. Evaluación.
6. Presentación.

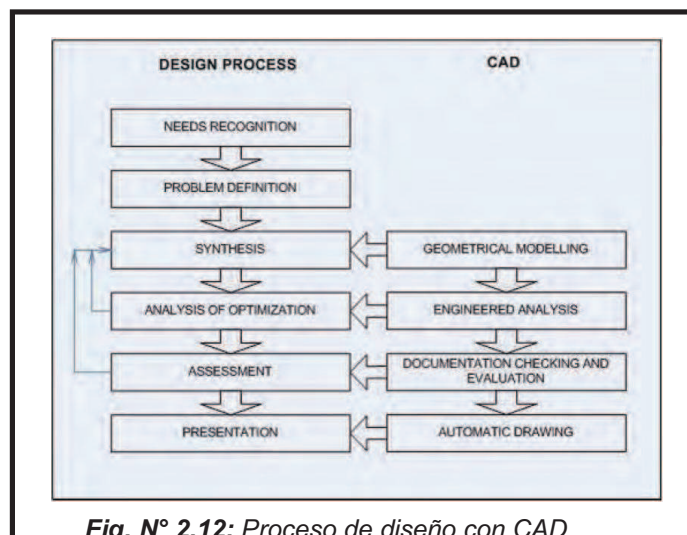


Fig. N° 2.12: Proceso de diseño con CAD.

Fuente: Fundamentos del modelado y prototipado virtual en el diseño de productos. Departamento de Ingeniería de Procesos Industriales, Universidad Jaime I. ^[14]

Ventajas del uso de sistemas CAD:

- ✓ Posibilidad de determinar la solución óptima.
- ✓ Mejora de la calidad de la solución obtenida (modelos matemáticos precisos (CAD 3D)).
- ✓ Aliviar al diseñador de mucho tiempo y aburrido normalmente rutinas (redacción, cálculos).

Elaborado por: Osorio Rosaura

- ✓ Aumento de las posibilidades de utilizar las soluciones existentes de diseño, gracias a bases de datos informáticas de las normas vigentes y los catálogos.
- ✓ Posibilidad de simular el comportamiento del objeto diseñado bajo diversas condiciones, ya en la etapa de diseño. ^[14]

2.2.7 Método de los elementos finitos.

El método de los elementos finitos (MEF) ha adquirido una gran importancia en la solución de problemas ingenieriles, físicos, etc., ya que permite resolver casos que hasta hace poco tiempo eran prácticamente imposibles de resolver por métodos matemáticos tradicionales. Esta circunstancia obligaba a realizar prototipos, ensayarlos e ir realizando mejoras de forma iterativa, lo que traía consigo un elevado coste tanto económico como en tiempo de desarrollo.

El MEF permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo. Sin embargo no deja de ser un método aproximado de cálculo debido a las hipótesis básicas del método. Los prototipos, por lo tanto, siguen siendo necesarios, pero en menor número, ya que el primero puede acercarse bastante más al diseño óptimo.

El método de los elementos finitos como formulación matemática es relativamente nuevo; aunque su estructura básica es conocida desde hace bastante tiempo, en los últimos años ha sufrido un gran desarrollo debido a los avances informáticos. Han sido precisamente estos avances informáticos los que han puesto a disposición de los usuarios gran cantidad de programas que permiten realizar cálculos con elementos finitos. Pero no hay que llevarse a engaño, el manejo correcto de este tipo de programas exige un profundo conocimiento no solo del material con el que se trabaja, sino también de los principios del MEF. Sólo en este caso estaremos en condiciones de garantizar que los resultados obtenidos en los análisis se ajustan a la realidad.

2.2.7.1 Conceptos generales del método.

La idea general del método de los elementos finitos es la división de un continuo en un conjunto de pequeños elementos interconectados por una serie de puntos llamados nodos. Las ecuaciones que rigen el comportamiento del continuo regirán también el del elemento. De esta forma se consigue pasar de un sistema continuo (infinitos grados de libertad), que es regido por una ecuación diferencial o un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones, lineales o no.

En cualquier sistema a analizar podemos distinguir entre:

- Dominio. Espacio geométrico donde se va a analizar el sistema.
- Condiciones de contorno. Variables conocidas y que condicionan el cambio del sistema: cargas, desplazamientos, temperaturas, voltaje, focos de calor, ETC.
- Incógnitas. Variables del sistema que deseamos conocer después de que las condiciones de contorno han actuado sobre el sistema: desplazamientos, tensiones, temperaturas, etc.

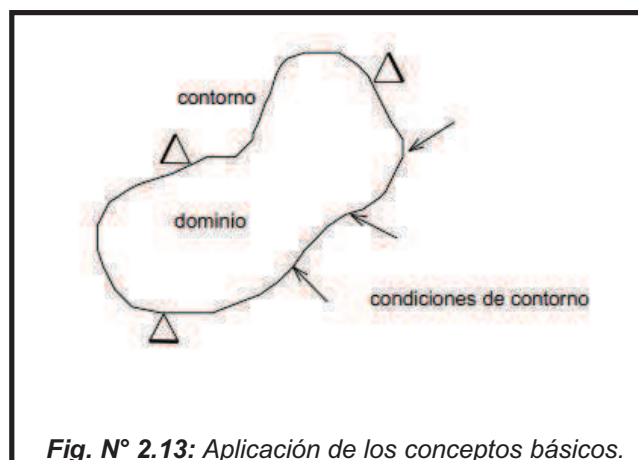


Fig. N° 2.13: Aplicación de los conceptos básicos.

Fuente: Introducción al Método de los Elementos Finitos. Trabajo de ascenso no publicado.
Universidad Pontificia Comillas, España ^[15]

Elaborado por: Osorio Rosaura

El método de los elementos finitos supone, para solucionar el problema, el dominio discretizado en subdominios denominados elementos. El dominio se divide mediante puntos (en el caso lineal), mediante líneas (en el caso bidimensional) o superficies (en el tridimensional) imaginarias, de forma que el dominio total en estudio se aproxime mediante el conjunto de porciones (elementos) en que se subdivide. Los elementos se definen por un número discreto de puntos, llamados nodos, que conectan entre si los elementos. Sobre estos nodos se materializan las incógnitas fundamentales del problema. En el caso de elementos estructurales estas incógnitas son los desplazamientos nodales, ya que a partir de éstos podemos calcular el resto de incógnitas que nos interesen: tensiones, deformaciones. A estas incógnitas se les denomina grados de libertad de cada nodo del modelo. Los grados de libertad de un nodo son las variables que nos determinan el estado y/o posición del nodo.

Por ejemplo si el sistema a estudiar es una viga en voladizo con una carga puntual en el extremo y una distribución de temperaturas tal y como muestra la Fig. N° 2.14.

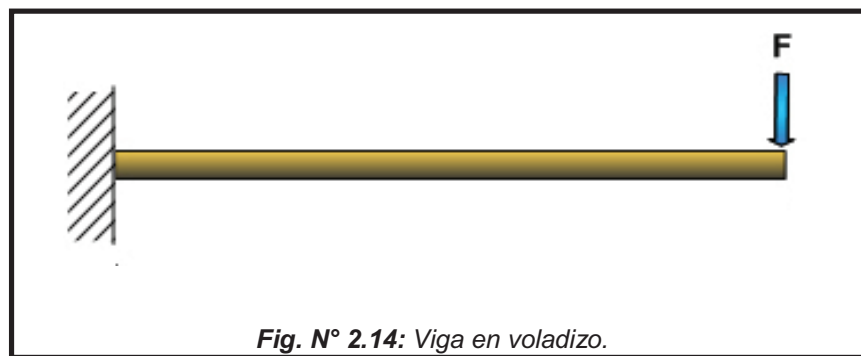


Fig. N° 2.14: Viga en voladizo.

Fuente: Introducción al Método de los Elementos Finitos. Trabajo de ascenso no publicado.
Universidad Pontificia Comillas, España^[15]

El discretizado del dominio puede ser:

- Nodos y elementos como se muestra en la Fig. N° 2.15:

Elaborado por: Osorio Rosaura

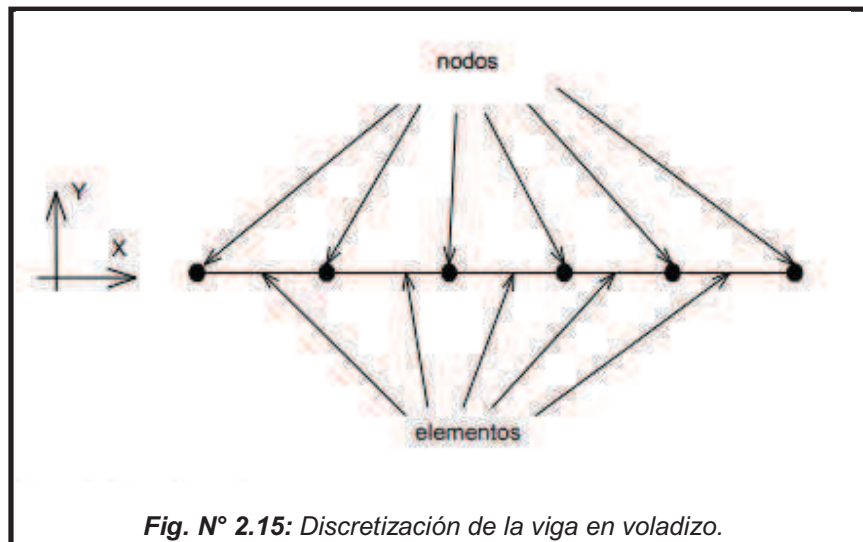


Fig. N° 2.15: Discretización de la viga en voladizo.

Fuente: Introducción al Método de los Elementos Finitos. Trabajo de ascenso no publicado.
Universidad Pontificia Comillas, España ^[15]

Los grados de libertad de cada nodo serán:

- Desplazamiento en dirección x.
- Desplazamiento en dirección y.
- Giro según z.
- Temperatura.

El sistema, debido a las condiciones de contorno: empotramiento, fuerza puntual y temperatura, evoluciona hasta un estado final. En este estado final, conocidos los valores de los grados de libertad de los nodos del sistema podemos determinar cualquier otra incógnita deseada: tensiones, deformaciones,... También sería posible obtener la evolución temporal de cualquiera de los grados de libertad.

Planteando la ecuación diferencial que rige el comportamiento del continuo para el elemento, se llega a fórmulas que relacionan el comportamiento en el interior del mismo con el valor que tomen los grados de libertad nodales. Este paso se realiza por medio de unas funciones llamadas de interpolación, ya que éstas ‘interpolan’ el valor de la variable nodal dentro del elemento.

El problema se formula en forma matricial debido a la facilidad de manipulación de las matrices mediante ordenador. Conocidas las matrices que definen el comportamiento del elemento (en el caso estructural serán las llamadas matrices de rigidez, amortiguamiento y masa, aunque esta terminología ha sido aceptada en otros campos de conocimiento) se ensamblan y se forma un conjunto de ecuaciones algebraicas, lineales o no, que resolviéndolas nos proporcionan los valores de los grados de libertad en los nodos del sistema.^[15]

CAPÍTULO 3

Marco Metodológico

En este capítulo se presenta los pasos a seguir para desarrollar el trabajo especial de grado. Se muestran aspectos como el tipo de investigación, las técnicas y procedimientos que son empleados para llevar a cabo dicha investigación.

3.1 Nivel de la investigación.

El nivel de la investigación es descriptivo, “Un estudio de este tipo busca especificar las propiedades importantes de personas, grupos, comunidades o cualquier otro fenómeno que sea sometido a análisis. Miden o evalúan diversos aspectos, dimensiones o componentes del fenómeno a investigar” (Hernández, et al, 1998). Esto coincide con el presente trabajo ya que se realizarán estudios, mediciones y se evaluará la situación para poder rediseñar una máquina encargada de formar los extremos de los espirales para vehículos y que cumpla con los requerimientos exigidos.

Fundamentalmente se busca dar una visión de cómo opera y cuáles son sus características. A su vez se puede definir como explicativa por la manera como se busca el ¿por qué?, de los hechos mediante el establecimiento de relaciones causa-efecto. Se centra en buscar las causas o los por qué de la ocurrencia del

Elaborado por: Osorio Rosaura

fenómeno, de cuáles son las variables o características que presenta, y de cómo se dan sus interrelaciones.

3.2 Diseño de la investigación

El diseño de la investigación se define como un estudio de campo, donde será indispensable la medición de parámetros necesarios, evaluación de la situación actual en cuanto a productividad y mantenimiento, para cumplir los requerimientos dictados por la empresa y lograr el rediseño de la máquina. Para lograr por completo cada uno de los objetivos específicos, será necesario desarrollar el estudio en 6 etapas, las cuales se presentan a continuación:

3.2.1 Etapa 1: Estudio de la máquina formadora de extremos de espirales para vehículos.

En esta etapa se va a recopilar y analizar la información referente al proceso por medio de las siguientes técnicas de recolección de datos:

3.2.1.1 Técnica de observación.

Se hará un análisis visual del comportamiento de la línea de producción de la máquina formadora de extremos de espirales para vehículos donde se enfatiza el estudio de la situación actual en la cual se encuentra la producción de los espirales, donde se tomarán todos los datos posibles que luego se clasificarán e interpretarán para ser usados en el desarrollo de la investigación.

3.2.1.2 Técnica de entrevista no estructurada.

Mediante esta técnica se podrá recopilar información de los individuos que están a cargo del proceso para que con su experiencia aporten las restricciones

necesarias para el rediseño de la máquina encargada de formar los extremos de los espirales para vehículos.

3.2.1.3 Búsqueda y revisión de información.

En esta etapa de la primera fase se realizarán investigaciones para obtener información actual sobre máquinas y sistemas automáticos, entre ellos tenemos: diseño en ingeniería, concepto de máquinas, clasificación y sus componentes, diseño de máquinas, fases del diseño; esto se realizará de acuerdo a la técnica de recopilación y análisis bibliográfico.

3.2.2 Etapa 2: Especificaciones del Sistema a Diseñar.

Una vez recolectada toda la información necesaria debe ser estudiada y analizada para filtrar y definir las especificaciones del sistema a diseñar a partir de los requerimientos y la información obtenida en la etapa anterior, para de esta manera plantear una solución que considere todo lo anteriormente expuesto. Estas especificaciones equilibran las relaciones entre la máquina a diseñar y los otros sistemas que intervienen en el procesos mecánico.

3.2.3 Etapa 3: Estudio de solución planteada.

3.2.3.1 Diseño de la máquina

Esta etapa consiste en el diseño mecánico y estructural de los componentes que conforman la máquina, considerando todos los factores involucrados como lo son la cinemática y la dinámica del movimiento de la máquina, para así asegurar la resistencia de la misma en el ambiente de trabajo. A partir de los datos obtenidos se procederá a realizar el prototipo virtual con ayuda de un programa de diseño paramétrico el cual posteriormente será enlazado al programa de diseño de sistemas de control,

Elaborado por: Osorio Rosaura

3.2.4 Etapa 4: Factibilidad económica.

Se realizará un estudio de qué tan factible para la empresa resulta la puesta en marcha de la solución propuesta empleando los beneficios del prototipado virtual. Dicho estudio se efectuará tomando en cuenta factores económicos y de tiempo.

3.3 Técnicas e instrumentos de recolección de datos.

Las técnicas de recolección de datos son las distintas formas de obtener la información necesaria para el arranque y puesta en marcha del presente proyecto. Dado el nivel y el tipo de esta investigación, la manera más confiable y precisa de obtener datos es a través de observaciones directas en campo, y a través de anotaciones del proceso en estudio. Dichas técnicas se emplean para comprobar la operación, conocer el proceso y el funcionamiento del sistema desde diferentes puntos de vistas.

En cuanto a los instrumentos de recopilación de datos necesarios para el desarrollo de la presente investigación, se tienen:

- Equipos de medición directa tales como: cintas métricas, vernier y tornillo micrométrico. Cuyas unidades de medida corresponden con el sistema internacional de medidas.
- Equipos de medición de tiempo como cronómetros y relojes, siendo su unidad de medida el segundo (s).
- Equipo de procesamiento de datos para organizar y estructurar la información obtenida durante el desarrollo de la investigación, tal es el caso de un computador.

3.4 Técnicas de procesamiento y análisis de datos.

La información obtenida tanto por revisión bibliográfica, por entrevistas realizadas a los técnicos y especialistas en el área, y los datos más relevantes del proceso serán recopilados mediante el uso de tablas que permiten su rápido acceso.

Los datos se obtuvieron por observación directa y se presentan por medio de un diagnóstico, selección y organización de aspectos observados en la realidad como comprobación de la operación real del sistema planteado en la presente investigación, tomando como referencia la observación de algún otro sistema.

A lo largo del desarrollo de la investigación y al iniciar el proceso de rediseño se contará con el uso de equipos de procesamiento de datos (computadoras) de alta capacidad para poder emplear los programas de diseño paramétrico computarizados para la modelación del prototipo virtual de la máquina, a demás de programas computarizados para realizar la simulación y análisis de elementos finitos en las piezas críticas del sistema.

CAPÍTULO 4

Desarrollo de la Investigación

En este capítulo se realiza el desarrollo de la investigación que permite alcanzar la meta de este trabajo especial de grado.

4.1 Análisis de la situación actual.

Actualmente en el proceso de fabricación de espirales, las varillas de acero entran el horno de austenizado a una temperatura promedio de 930°C, tomando un rango de barras que varía entre 10 mm y 21 mm de longitud, la capacidad máxima de este horno es de 185 piezas/hora. Luego de que las barras son calentadas, inmediatamente pasan por el proceso de arrollado para darles su forma de espiral. La máquina que realiza este trabajo está supervisada por un operario y activado por programación CNC, este equipo es capaz de producir 320 piezas/ hora. Posteriormente continúa el proceso de arrollado de extremos de los espirales.

METALCAR C.A., le ofrece al mercado dos modelos de extremos, los cuales son el arrollado “cola J” y el arrollado “cola de cochino”. Se realizó un estudio de la máquina antigua encargada de realizar le arrollado “cola de cochino”, en la cual se pudo observar la velocidad de funcionamiento, aceleración de los ejes, ajuste de la máquina para los distintos modelos, entre otras aspectos. La máquina se activa

Elaborado por: Osorio Rosaura

por un botón el cual la coloca en la posición inicial. Al llegar a esta posición se requiere pisar un pedal para que la máquina sujete la punta y la base de la espiral y luego de sujetarla se pulsa un botón que realizará el dobléz. Una vez realizado el dobléz de la espiral es necesario pulsar un botón para que la suelte. Es imperioso implementar un rediseño de la máquina actual para lograr alcanzar la eficiencia del proceso de fabricación y a demás garantizar la seguridad del operador. Se mantendrá el sistema con un botón para colocar la maquina en posición inicial y el pedal para que la máquina ejecute el dobléz del extremo de la espiral, pero en busca de la mejora en la automatización del proceso es necesario agregar un paso extra en el cual el mandril se retirará de la maquina después de realizar el dobléz del extremo de la espiral lo que permita que el operador pueda sacar la pieza sin ninguna dificultad.

La velocidad de funcionamiento de la máquina es de aproximadamente 25 a 30 segundos por ciclo los cuales se distribuyen de la siguiente manera.

- 2 segundos para colocarse en la posición inicial en espera de una pieza.
- Un tiempo aleatorio (usualmente de 5 a 6 segundos) en el cual el operario coloca la espiral en la máquina y la posiciona correctamente.
- 4 segundos de arrollado en el cual se fija la espiral, se sujeta por un extremo y se realiza el dobléz, al terminar el dobléz se libera el extremo de la pieza.
- 6 segundos en el cual se libera la pieza (manualmente).
- 8 a 12 segundos para que el operador retire la pieza.

Con la máquina se buscan reducir los tiempos de ejecución de algunos ciclos de la siguiente manera:

- 1,5 segundos para colocarse en la posición inicial.

- Un tiempo aleatorio (usualmente de 2 a 2,5 segundos) en el cual el operario coloca la espiral en la máquina y la posiciona correctamente.
- 2,5 segundos en el arroyado.
- 1 segundo para retirar la máquina.
- 1 a 2 segundos para que el operador puede retirar la espiral una vez que la máquina la libera (sin necesidad de hacer algún tipo de forcejeo).

Esto reduce el tiempo de ciclo en aproximadamente 3 segundos y gracias a el automatismo de la máquina se lograra mayor precisión en los tiempos de cada ciclo.

Para lograr estos tiempos es necesario establecer las velocidades de los ejes.

- Para el eje X es necesario tener al menos una velocidad 60 mm/s ó 1.080°/s.
- Para el eje Y y Z se necesitan velocidades de 40 mm/s ó 1.440°/s.
- Para el mandril principal se requiere una velocidad 80°/s al realizar el doblez y 160°/s en movimientos de posicionamiento.
- Para el eje giratorio secundario cualquier velocidad ya que este solo realiza un movimiento y se queda en ese lugar durante todo el proceso se utilizará una velocidad de 30°/s.

Durante el doblez del extremo de la espiral los movimientos de los ejes van a estar acoplados al eje giratorio principal que es el eje que realiza la fuerza para doblar la espiral. Este acoplamiento es debido a que se necesita que todos los movimientos estén sincronizados y comiencen y terminen al mismo tiempo. La velocidad de giro será de 60° por segundo y las velocidades lineales dependerán de cada modelo de espiral.

4.2 Diseño y selección de los elementos

4.2.1 Cálculo de parámetros de husillos de bola.

Es un actuador lineal que transmite una fuerza o movimiento con fricción mínima, la ranura tiene un ángulo de hélice que se ajusta con el ángulo de la hélice de tuerca de las bolas. Cuando el tornillo y la tuerca tienen movimientos relativos uno respecto al otro, las bolillas son apartadas de un extremo de la tuerca de bolas y son llenadas a través de las guías de las bolas hasta el extremo opuesto de la tuerca, y la recirculación permite que la tuerca viaje sin restricciones con respecto al tornillo.

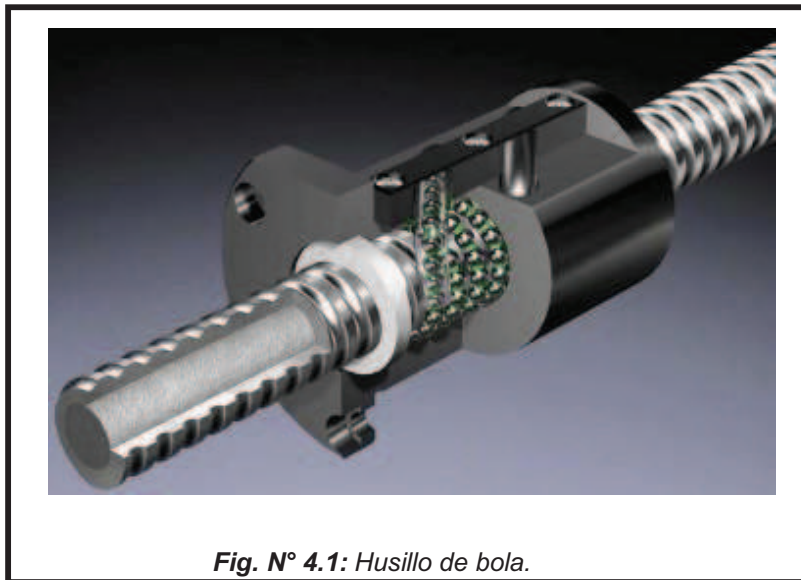


Fig. N° 4.1: Husillo de bola.

Fuente: Husillo de bola^[17]

Las pérdidas de fricción entonces son mínimas por dicho rozamiento. Esta característica es una de las ventajas más importantes que los tornillos de bola tienen sobre los de rosca. Es posible tener eficiencias de 90% o mayores en una gama muy amplia de ángulos de hélice. Dicha eficiencia excede por mucho la eficiencia de los tornillos de potencia sin contacto de rodadura, que es del orden del 20 al 30%, típicamente. Así, se requiere que una carga ejerza mucho menos par torsional con determinado tamaño de tornillo.

Elaborado por: Osorio Rosaura

El fabricante de los husillos empleados para el diseño es SKF, el cual en el catálogo anexo detalla los criterios de selección que deben ser empleados para la selección. A continuación se desarrolla dicho procedimiento para cada uno de los husillos empleados.

- Husillo de bolas (Eje Y)

El movimiento vertical de la bancada es impulsado por un tornillo de bolas el cual es el responsable del desplazamiento lineal de todo el conjunto, a su vez se cuenta con unos rieles guías que mantendrán la bancada en su lugar, todo el conjunto puede observarse en la Fig. N° 4.2

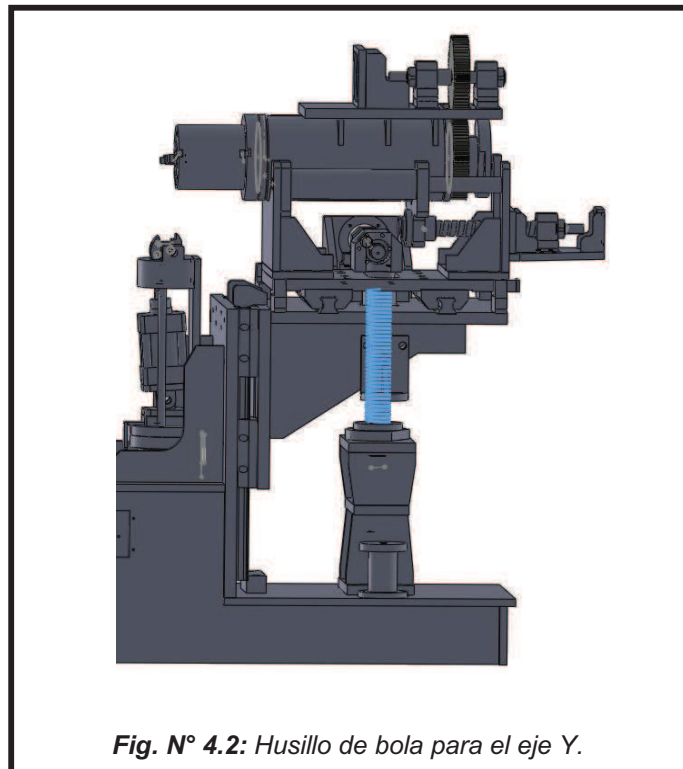


Fig. N° 4.2: Husillo de bola para el eje Y.

Al desarrollar el diagrama de cuerpo libre se visualizan las fuerzas que actúan sobre la bancada, a partir de las cuales deben ser consideradas aquellas que actúan en el sentido de movimiento del tornillo de bola, y por ende lo afectan directamente, siendo dichas fuerzas las que debe vencer para garantizar el

Elaborado por: Osorio Rosaura

movimiento de la bancada. Para el caso planteado, el peso de la bancada y la fuerza de fricción de en los rieles guías son las fuerzas a las que se encontrará sometido el tornillo de bolas, y para efectos de estudio solo se considerará la fuerza ejercida por el peso de la bancada ya que corresponde a la condición crítica, debido a que la magnitud fuerza generada por el roce resulta casi despreciable ya que se trata de unos rieles que cuentan con un sistema de rodamientos especiales encargados de minimizar al máximo los efectos del roce.

Criterios para la selección según fabricante:

1. Coeficientes de carga dinámica (N) y coeficientes de duración de vida.

La vida nominal, es el periodo en número de revoluciones alcanzado por el 90% de un grupo suficiente de husillos a bolas idénticos, antes de que aparezcan los primeros signos evidentes de fatiga del material, en cualquiera de los elementos de rodadura.

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{F_m} \right)^3 \quad \text{Ec 4.1}^{[18]}$$

Y

$$C_{req} = F_m (L_{10})^{1/3} \quad \text{Ec 4.2}^{[18]}$$

Donde:

L_{10} : Vida (Millones de revoluciones).

C_a : Coeficiente de carga dinámica básica.

C_{req} : Coeficiente de carga dinámica requerida.

F_m : Carga media constante (N).

$$L_{10} = \left(\frac{78.400 \text{ N}}{2.756,98 \text{ N}} \right)^3$$

$$L_{10} = 22.995,737 \text{ millones de revoluciones}$$

$$C_{req} = F_m (L_{10})^{1/3}$$

$$C_{req} = 2.756,98 \text{ N } (L_{10})^{1/3}$$

2. Carga media constante (N).

Para efectos del caso de estudio se considera la carga media constante como la carga generada por la principal fuerza ejercida sobre el husillo, es decir, el peso de la bancada. Para el Eje Y se cuenta con una carga de: 2.756,98 N.

3. Velocidad crítica del eje del husillo (sin factor de seguridad) (rpm) (generalmente se recomienda un factor de 0,8).

Para determinar el régimen de giro máximo de un conjunto de husillo-tuerca a bolas, hay que tener en cuenta dos aspectos fundamentales: VELOCIDAD PERIFERICA DE BOLAS Y VELOCIDAD DEL HUSILLO. La velocidad periférica es consecuente al camino recorrido, por las bolas en el desarrollo de la circunferencia. Tiene un valor característico o límite, calculado en dependencia a diversos factores.

La velocidad del husillo está limitada por la de su frecuencia natural de vibración, en que aparecen fuerzas transversales desequilibradas. Esta velocidad crítica está en función del diámetro, longitud y tipo de soportes del husillo.

$$n_{cr} = 490 \times 10^5 \frac{F_1 d_2}{l^2}$$

Ec 4.3 ^[18]

Donde:

n_{cr} : Velocidad crítica del eje del husillo (rpm).

d_2 : Diámetro del fondo de la rosca (mm).

l : Longitud o distancia entre el centro de los rodamientos soporte.

F_1 :

0,9	●●	—	fijo, libre
3,8	●●	●	fijo, con soporte
5,6	●●	●●	fijo, fijo

$$n_{cr} = 490 \times 10^5 \frac{(0,9) (57 \text{ mm})}{(314 \text{ mm})^2}$$

$$n_{cr} = 25.494,949 \text{ rpm}$$

4. Velocidad límite del mecanismo (velocidad máxima aplicada durante cortos periodos de tiempo).

El fabricante establece para cada modelo un criterio que definirá la velocidad límite del mecanismo, para la serie SN sugiere que:

$$n \cdot d_0 < 50.000$$

Ec 4.4 ^[18]

Donde:

n : Velocidad rotacional (rpm).

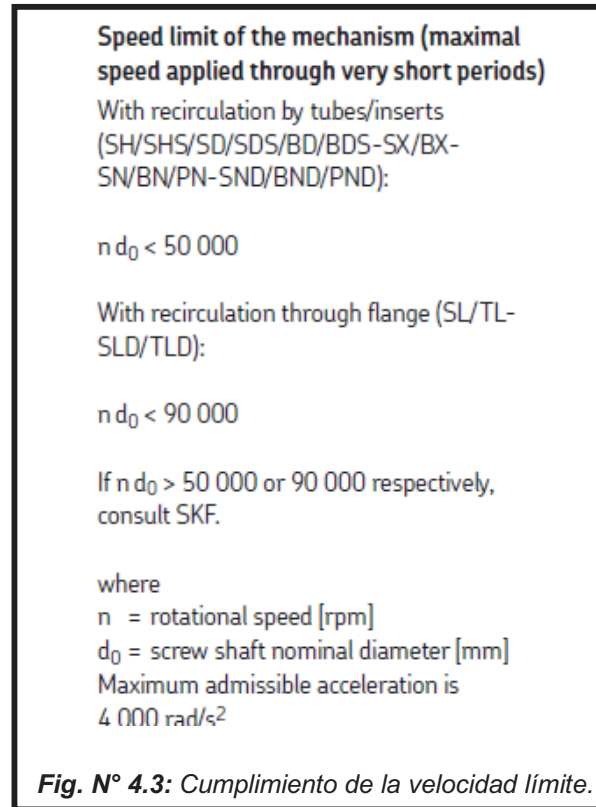
d_0 : Diámetro nominal del eje del husillo (mm).

$$(240 \text{ rpm})(63 \text{ mm}) < 50.000$$

$$15.120 < 50.000$$

Elaborado por: Osorio Rosaura

Por lo tanto cumple con la condición de velocidad máxima para el mecanismo seleccionado, especificadas en la Fig. N° 4.3



Fuente: Catálogo SKF-WEB^[18]

5. Carga de compresión (pandeo) (con un factor de seguridad: 3) (N).

Cuando una carga axial de compresión actúa sobre un husillo a bolas muy esbelto, éste puede tener un problema importante fallando por pandeo- torcerse- antes de alcanzar el valor de capacidad de carga estática. La carga estática es la que puede soportar la zona de bolas, con sus pistas de husillo y tuerca, y la carga de columna es la de compresión física del husillo. Esta carga que puede soportar un husillo depende de su diámetro, longitud en voladizo y tipo de apoyos de husillo en sus extremos. Para determinar este dato es necesario emplear la siguiente ecuación:

$$F_c = \frac{34.000 \cdot f_3 \cdot d_2^4}{l^2} \quad \text{Ec 4.5}^{[18]}$$

Elaborado por: Osorio Rosaura

Donde:

F_c : Carga de compresión (N).

f_3 : Factor de corrección del montaje.

0,25	••	—	fijo, libre
1	•	—	• con soporte, con soporte
2	••	—	fijo, con soporte
4	••	—	•• fijo, fijo

d_2 : Diámetro del fondo de la rosca (mm).

l : Longitud o distancia entre el centro de los rodamientos soporte.

$$F_c = \frac{34.000 (0,25) (57 \text{ mm})^4}{(314 \text{ mm})^2}$$

$$F_c = 910.037,005$$

6. Eficiencia teórica

En los husillos a bolas el coeficiente de rozamiento es muy bajo por la rodadura existente entre los componentes del conjunto. El rendimiento depende de diversas condiciones de trabajo, y de las características geométricas y de precisión utilizadas en su fabricación.

▪ Directa (η)

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{K \cdot d_0}{P_h}} \quad \text{Ec 4.6}^{[18]}$$

Donde:

η : Eficiencia teórica directa.

K : 0,018 para SN (ver catálogo en apéndice).

d_0 : Diámetro nominal del eje del husillo (mm).

P_h : Paso (mm).

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{(0,018)(63 \text{ mm})}{(10 \text{ mm})}}$$

$$\eta = 0,898$$

▪ Indirecta (η')

$$\eta' = 2 - \frac{1}{\eta}$$

Ec 4.7 ^[18]

Donde:

η' : Eficiencia teórica indirecta

η : Eficiencia teórica directa

$$\eta' = 2 - \frac{1}{0,898}$$

$$\eta' = 0,886$$

7. Eficiencia práctica (η_p).

El coeficiente utilizado de 0,9 es un promedio entre la eficiencia práctica de un husillo nuevo y la realizada por un husillo usado correctamente. Se debería utilizar para aplicaciones industriales bajo condiciones de trabajo normales.

Elaborado por: Osorio Rosaura

$$\eta_p = \eta \cdot 0,9 \quad \text{Ec 4.8}^{[18]}$$

Donde:

η_p : Eficiencia práctica

η : Eficiencia teórica directa

$$\eta_p = (0,898)(0,9)$$

$$\eta_p = 0,808$$

8. Par de entrada en estado de reposo (N · m)

En la generalidad de los acontecimientos se conecta un par motor para vencer las cargas axiales de trabajo. En algunos casos concretos el modo es contrario, utilizando la condición de reversibilidad de los husillos a bolas. Los cálculos para estos sistemas son los siguientes:

$$T = \frac{F \cdot P_h}{2.000 \cdot \pi \cdot \eta_p} \quad \text{Ec 4.9}^{[18]}$$

Donde:

T : Par de entrada en estado de reposo (N · m).

F : Carga máxima de ciclo (N).

P_h : Paso (mm).

η_p : Eficiencia práctica.

$$T = \frac{(2.756,98 \text{ N}) (10 \text{ mm})}{2.000 \pi (0,808)}$$

$$T = 5,4286 \text{ N} \cdot \text{m}$$

9. Potencia requerida en estado de reposo (W).

$$P = \frac{F \cdot n \cdot P_h}{60.000 \cdot \eta_p} \quad \text{Ec 4.10}^{[18]}$$

Donde:

P : Potencia requerida en estado de reposo (W).

F : Carga máxima de ciclo (N).

n : Revoluciones por minuto.

P_h : Paso (mm).

η_p : Eficiencia práctica.

$$P = \frac{(2.756,98 \text{ N})(240 \text{ rpm})(10 \text{ mm})}{60.000 (0,808)}$$

$$P = 136,484 \text{ W}$$

10. Par de precarga (N · m).

Utilizando montajes de tuerca única, entre las bolas y las pistas de rodadura existe un juego axial mínimo. En muchos casos es necesario anular este juego para aumentar la precisión de posicionamiento y la rigidez del conjunto. Esto se consigue precargando dos tuercas, lo cual produce una deformación elástica de los elementos de rodadura. El valor de la precarga debe ser indicado por el usuario, en función de las características de su trabajo. Se recomienda que no sea superior al tercio de la fuerza media de trabajo F_m .

$$T_{pr} = \frac{F_{pr} \cdot P_h}{1.000 \cdot \pi} \left(\frac{1}{\eta_p} - 1 \right) \quad \text{Ec 4.11}^{[18]}$$

Donde:

T_{pr} : Par de precarga (N · m).

F_{pr} : Precarga = (1/3 F_m), (N).

P_h : Paso (mm).

η_p : Eficiencia práctica.

Sustituyendo los valores tenemos:

$$T_{pr} = \frac{(918,933 \text{ N})(10 \text{ mm})}{1.000 \cdot \pi} \left(\frac{1}{0,808} - 1 \right)$$

$$T_{pr} = 0,695 \text{ N} \cdot \text{m}$$

11.Par de frenado (considerando un sistema reversible) (N · m)

$$T_B = \frac{F \cdot P_h \cdot \eta'}{2.000 \cdot \pi} \quad \text{Ec 4.12}^{[18]}$$

Donde:

T_b : Par de frenado (N · m).

F : Carga (N).

P_h : Paso (mm).

η' : Eficiencia teórica indirecta.

$$T_B = \frac{(2.756,98 \text{ N})(10 \text{ mm})(0,886)}{2.000 \cdot \pi}$$

$$T_B = 3,888 \text{ N} \cdot \text{m}$$

12. Rigidez (N/μm)

En condiciones de trabajo con cargas se producen unas deformaciones que afectan a la estructura de la máquina, a los montajes de rodamientos y al conjunto de husillos - tuerca. Las deformaciones de las tuercas son pequeñas, por su tamaño compacto. Las de la zona de contacto de bolas se reducen con dos tuercas precargadas. El aumento de rigidez que se puede conseguir elevando el valor de la precarga normal es insignificante, además de que se acorta la duración de vida.

La rigidez del husillo depende de su esbeltez y de sus soportes. Debido a su longitud suele ser bastante más baja que la de las tuercas, por lo que conviene centrar el proceso de cálculos en esta parte menos resistente a la deformación.

La rigidez del conjunto husillo - tuercas se obtiene por la suma de todos sus valores, cuyo total inverso es menor que cualquiera de los parciales.

$$\frac{1}{R_T} = \frac{1}{R_s} + \frac{1}{R_n} \quad \text{Ec 4.13}^{[18]}$$

Donde:

R_T : Rigidez total (N/μm).

R_n : Rigidez de la tuerca (N/μm) (ver catálogo en apéndice).

R_s : Rigidez del eje del husillo (N/μm).

La rigidez R_s corresponde a la deformación elástica del eje del husillo. El criterio del fabricante establece que dicha rigidez dependerá de la condición de extremos del husillo, en el caso estudiado el husillo se encuentra simplemente

apoyado, por lo tanto, la rigidez del eje se encuentra definida por la siguiente ecuación:

$$R_s = 165 \frac{d_2^2}{l} \quad \text{Ec 4.14}^{[18]}$$

Donde:

R_s : Rigidez del eje del husillo (N/μm).

d_2 : Diámetro de fondo de rosca (mm).

l : Distancia entre el centro de los rodamientos soporte (mm) (ver catálogo)

$$R_s = 165 \frac{(57 \text{ mm})^2}{314 \text{ mm}}$$

$$R_s = 1.707,277$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.13, la cual representa la rigidez total del husillo, se obtiene que dicha magnitud es:

$$\frac{1}{R_T} = \frac{1}{1.707,277 \text{ N}/\mu\text{m}} + \frac{1}{353 \text{ N}/\mu\text{m}}$$

$$R_T = 292,518 \text{ N}/\mu\text{m}$$

Luego se proceden a calcular de la misma manera y bajo los mismos criterios de selección el resto de los husillos de bolas de cada eje de movimiento de la máquina, considerando las especificaciones de trabajo y las condiciones de carga a la cual se encuentran sometidos cada uno de ellos, dando como resultados los valores especificados en la Tabla N° 4.1, la cual se muestra a continuación.

Tabla N° 4.1: Resultados de Criterios de Selección de Husillos de Bolas para cada uno de los ejes.

	Criterios de Selección SKF		Eje Y	Eje Z	Eje X
1	Coeficientes de Duración de Vida (Millones de Revoluciones)		22.995,74	42.890,78	1.382,19
2	Carga Media Constante (N)		2.756,98	1.816,92	570,96
3	Velocidad Crítica del Eje del Husillo (RPM)		5.494,95	32.603,59	14.921,04
4	Velocidad Límite del Mecanismo		50.000	50.000	50.000
5	Carga de Compresión (Pandeo) (N)		910.037,01	246.991,78	113.035,82
6	Eficiencia Teórica (%)	Directa	89,815	93,284	93,284
		Indirecta	88,66	92,8	92,8
7	Eficiencia Práctica		80,833	83,956	83,956
8	Par de Entrada en Estado de Reposo (N m)		5,429	3,443	1,082
9	Potencia Requerida en Estado de Reposo (W)		136,484	86,565	40,804
10	Par de Precarga (N m)		0,695	0,368	0,116
11	Par de Frenado (N m)		3,888	2,684	0,843
12	Rigidez		292,518	177,657	162,168

4.2.2 Diseño y Selección de Tornillos de Sujeción.

A continuación se realizará la selección de los tornillos de sujeción de cada uno de los motores encargados del funcionamiento de la máquina, basándonos en las condiciones sugeridas por el fabricante (Baldor).

El movimiento de la bancada principal se encuentra asociado a un servomotor GBSM 80 – MRA080 – 10, cuyas especificaciones se detallan en la Figura A.1 de los apéndices para su instalación en la base de la bancada se sugiere el uso de tornillos $\frac{3}{8}$ – 24 UNF, cuyos diámetros corresponden al definido por el fabricante de los motores en los planos anexos la Figura A.3 del apéndice.

Se conoce que el servomotor se encuentra instalado como se observa en la Fig. N° 4.4.

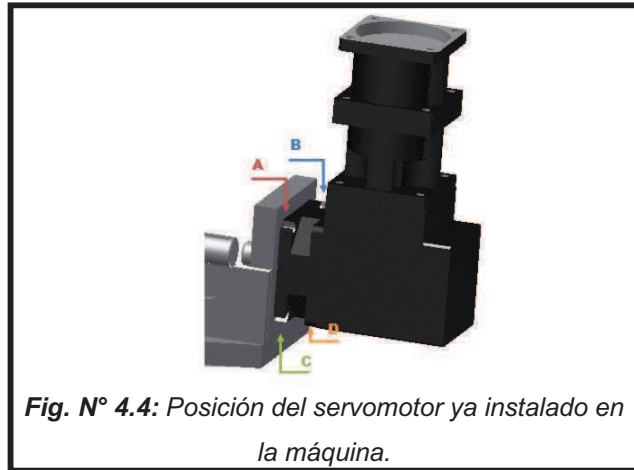


Fig. N° 4.4: Posición del servomotor ya instalado en la máquina.

Y cuenta con cuatro tornillos encargados de la sujeción a la base. Como consecuencia de la geometría del servomotor y en ausencia de un soporte en su parte inferior, se consideran a los tornillos A y B, como los sometidos a mayor esfuerzo, ya que los tornillos C y D actuarán como pivote ante la acción del peso del motor, donde el eje neutro de dicho efecto pasará por el centro de los tornillos C y D. se puede observar también en la figura que el peso del motor, ubicado en el centro de gravedad del mismo, produce un momento flector sobre el conjunto el cual estudiaremos para definir la carga.

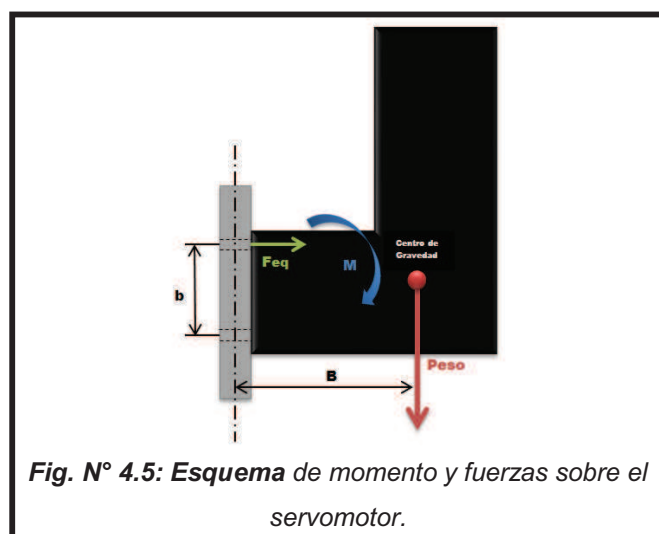


Fig. N° 4.5: Esquema de momento y fuerzas sobre el servomotor.

A continuación se realiza el análisis de los tornillos A y B, sometidos a las fuerzas observadas en la Fig. N° 4.5, producidas por efecto del peso del motor, en donde dicho valor se obtiene directamente del catálogo de baldo. El peso del motor, ubicado en el centro de gravedad del mismo, produce un momento flector sobre el conjunto, en donde una vez definidos los tornillos sometidos a mayores esfuerzos se lleva a cabo el siguiente procedimiento de cálculo para verificar la correcta selección de los tornillos, los cuales deberán cumplir con las condiciones de trabajo anteriormente descritas.

- **Cálculo del momento flector**

$$M = P \times B$$

Ec 4.15 ^[19]

Donde:

P: Peso del motor (N).

B: Distancia medida desde el centro de gravedad hasta el eje central de los tornillos (m).

Reemplazando los valores en la ecuación 4.15, se tiene que el momento flector es igual a:

$$M = (245,25 \text{ N})(0,11592 \text{ m})$$

$$M = 28,429 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El momento flector genera una fuerza equivalente que se ve reflejada en los tornillos de sujeción, la cual representa la carga a la que se encontraran sometidos los mismos. Debido a que el valor de dicha carga se desconoce es necesario realizar un despeje de la ecuación de momento y de esa manera hallar la magnitud de dicha fuerza como se observa a continuación:

Elaborado por: Osorio Rosaura

$$M = F_{eq} \times b$$

Ec 4.16 ^[20]

Donde:

M : momento flector producido por el peso del motor ($N \cdot m$).

b : distancia entre centros de los tornillos A y C (m).

F_{eq} : carga de los tornillos A y B (N).

A partir de dicha ecuación (Ecuación 4.16) se obtiene el valor de la F_{eq} a la cual se encuentran sometidos los tornillos.

$$F_{eq} = \frac{M}{b}$$

Ec 4.17 ^[21]

Sustituyendo:

$$F_{eq} = \frac{28,429 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,1166 \text{ m}}$$

$$F_{eq} = 243,820 \text{ N}$$

La F_{eq} obtenida será la carga total que deberán soportar en conjunto los tornillos A y B, es decir, que cada uno de ellos estará sometido a una carga cuyo valor será la mitad de F_{eq} ,

$$F_{\text{tornillo A}} = F_{\text{tornillo B}} = \frac{243,820 \text{ N}}{2}$$

$$F_{\text{tornillo A}} = F_{\text{tornillo B}} = 121,910 \text{ N}$$

Para efectos de estudiar siempre la condición más desfavorable sobre los elementos involucrados en el dispositivo, es necesario llevar a cabo el estudio de los tornillos de sujeción por medio de fatiga.

Elaborado por: Osorio Rosaura

La fatiga de materiales se refiere a un fenómeno por el cual la rotura de los materiales bajo cargas dinámicas cíclicas se produce más fácilmente que con cargas estáticas.

La mayor parte de las veces, el tipo de carga de fatiga encontrado en el análisis de uniones o juntas con pernos, es uno en el cual la carga aplicada exteriormente fluctúa entre cero y alguna fuerza máxima. Para determinar el esfuerzo alternante y el esfuerzo medio en pernos se calcula respectivamente como:

$$\sigma_a = \frac{F_b - F_i}{2 \cdot A_t} \quad \text{Ec 4.18}^{[22]}$$

Donde:

σ_a : Esfuerzo alternante

F_b : Fuerza máxima

F_i : Fuerza mínima

A_t : Área de la sección transversal del tornillo

$$\sigma_a = \frac{121,910 \text{ N} - 0 \text{ N}}{2 \cdot (0,00005 \text{ m}^2)}$$

$$\sigma_a = 1.219.100 \text{ Pa}$$

Ahora bien para el esfuerzo medio tenemos:

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} \quad \text{Ec 4.19}^{[23]}$$

Donde:

σ_m : Esfuerzo medio (MPa).

σ_a : Esfuerzo alternante (MPa).

F_i : Fuerza de precarga (N).

A_t : Área de sección transversal (mm^2).

Es necesario entonces calcular el valor de la precarga a la cual está sometido el tornillo, para esto tenemos que:

$$F_i = 0,9 \cdot S_p \cdot A_t$$

Ec 4.20 ^[24]

Donde:

F_i : Fuerza de precarga (N).

S_p : Esfuerzo de prueba (ver figura A.8 del apéndice).

A_t : Área de sección trasversal del tornillo (mm^2).

Sustituyendo:

$$F_i = 0,9 \cdot (227.527.049,9 \text{ Pa}) \cdot (0,00005 \text{ m}^2)$$

$$F_i = 10.238,7172 \text{ N}$$

Reemplazando entonces en la ecuación 4.19:

$$\sigma_m = 1.219.100 \text{ Pa} + \frac{10.238,7172 \text{ N}}{0,00005 \text{ m}^2}$$

$$\sigma_m = 21.696.534,49 \text{ Pa}$$

Luego para verificar la confiabilidad del tornillo es necesario el cálculo de su factor de seguro, para este último cálculo tenemos que:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_m + \sigma_a} \quad \text{Ec 4.21}^{[25]}$$

Donde:

N : Factor de seguridad para el estudio a fatiga.

S_y : Esfuerzo de fluencia (ver figura A.9 de los apéndices).

σ_m : Esfuerzo medio (MPa).

σ_a : Esfuerzo alternante (MPa).

Sustituyendo:

$$n = \frac{248.211.327,1 \text{ Pa}}{21.696.534,49 \text{ Pa} + 1.219.100 \text{ Pa}}$$

$$n = 10,8$$

Se observa entonces que el valor del factor de seguridad es alto, esto se debe a que las recomendaciones del fabricante son hechas evaluando condiciones extremas de trabajo, con cargas mucho más altas que las estudiadas en nuestro caso, dando así como resultado dicho valor de seguridad, y verificando entonces que los tornillos seleccionados cumplen con las condiciones de trabajo a la cual se encuentran sometidos.

De igual forma se procede a realizar el procedimiento anterior para calcular el resto de los tornillos más esforzados en la máquina, de manera que se presentan entonces en la siguiente tabla los valores de factor de seguridad para cada tipo de montaje:

Tabla N° 4.2: Resultados en el cálculo del factor de seguridad para cada tornillo

Tornillo	Diámetro (m)	$A_t(m^2)$	Fuerza aplicada(N)	Factor de seguridad (n)
1/4-28 UNF	0,00635	0,000023	9,977	12,09
1/4-28 UNF	0,00635	0,000023	24,78	12.05
10 – 24 UNC	0,00483	0,00001	6,01	11,08

4.2.3 Cálculo de Fuerza de Doblado.

El proceso de doblado se refiere a la deformación de una pieza alrededor de un eje recto, a la cual se le aplica una determinada fuerza para el proceso. Durante la operación la pieza es sometida a un momento flector, lo cual genera un estado de tensión de compresión en el lado interior del doblado y una tracción en el lado externo. Dicha fuerza es calculada por el método de doblado de extremos, debido a que este modelo es el más semejante y el que mejor se adapta a nuestro caso en particular, para ello es necesario tomar en cuenta algunas consideraciones en su modelo matemático para poder este ser adaptado a nuestro caso, ya que existen diferencias geométricas entre las chapas usadas por los modelos comunes de doblado y el doblado de los extremo de espirales como se puede observar en las figuras.

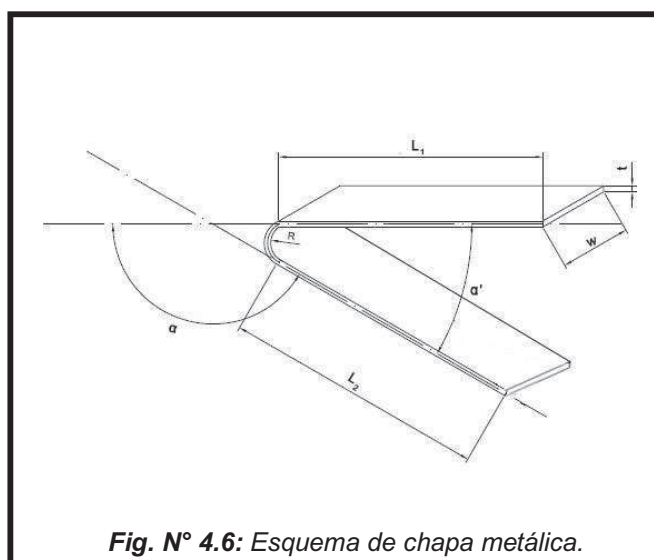


Fig. N° 4.6: Esquema de chapa metálica.

Fuente: Doblado de chapas. [26]

Elaborado por: Osorio Rosaura

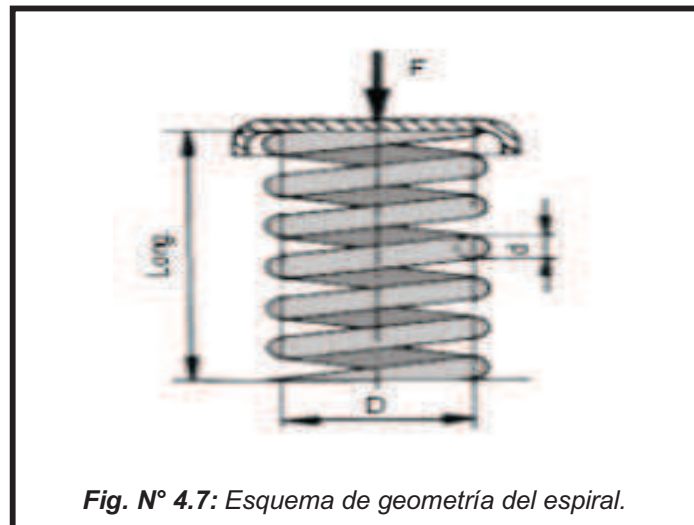


Fig. N° 4.7: Esquema de geometría del espiral.

Fuente: Espiral helicoidal. [27]

En donde tenemos que para la chapa, las medidas w y t , son ancho y espesor de la chapa respectivamente, y para poder entonces adaptar dichas medidas a la ecuación de doblado de extremos se debe considerar que tanto el espesor como el ancho de la chapa es el mismo y es igual al diámetro del alambre el cual conforma el espiral, también es necesario considerar que la distancia entre apoyos conocida en los modelos de doblado de chapas como W , se tome como el diámetro de la leva que realiza el doblado del extremo del espiral como se observa en las figura.

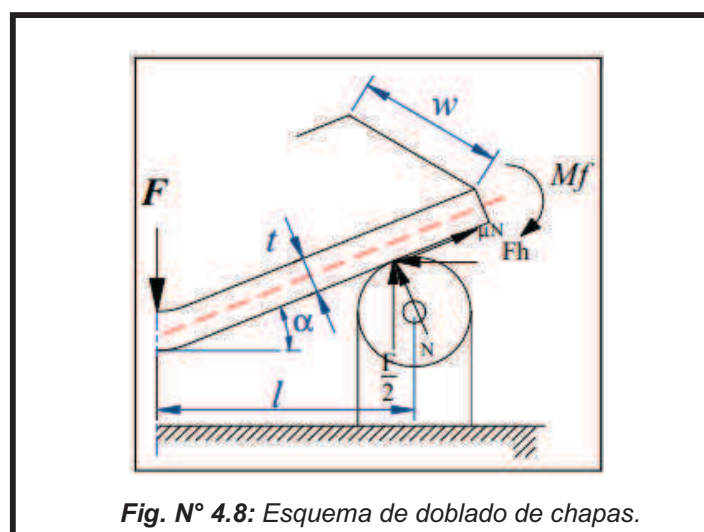


Fig. N° 4.8: Esquema de doblado de chapas.

Fuente: Doblado [28]

Elaborado por: Osorio Rosaura

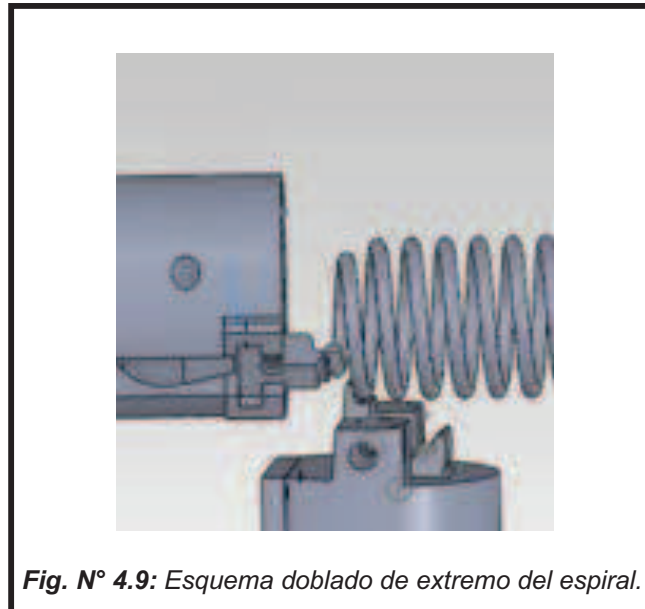


Fig. N° 4.9: Esquema doblado de extremo del espiral.

Teniendo entonces por ultimo la ecuación de doblado de extremos adaptada a el proceso de doblado del extremo de un espiral.

$$F_{max} = 0,66 \cdot \frac{S_{u.w.t^2}}{W} \quad \text{Ec 4.22}^{[28]}$$

Donde:

F_{max} : Fuerza máxima de doblado (N).

S_u : Esfuerzo ultimo del material (MPa).

W : Ancho de la chapa (mm).

T : Espesor de la chapa (mm).

W : Distancia entre apoyos (mm).

Realizando la adaptación de dicha ecuación a nuestro proceso y tomando en cuenta que tanto el espesor como el ancho de la chapa serán ambos el diámetro del alambre del espiral se tiene entonces:

$$F_{max} = 0,66 \cdot \frac{S_u \cdot d^3}{D} \quad \text{Ec 4.23}^{[28]}$$

Donde:

F_{max} : Fuerza máxima de doblado (N).

S_u : Esfuerzo ultimo del material (MPa).

D : Diámetro del alambre del espiral (mm).

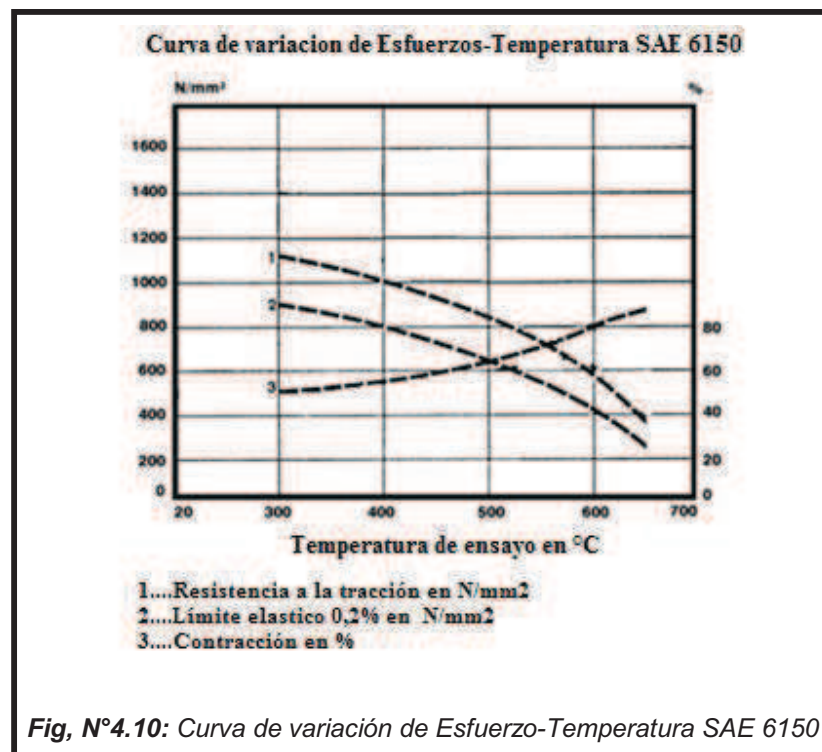
T : Diámetro de la leva que realiza el doblado del extremo (mm).

Tomando en cuenta que el acero empleado en el proceso es el SAE 6150 el cual posee las siguientes características:

Tabla N° 4.3: Características del acero SAE 6150.^[29]

Sy (MPa)	Su(MPa)	Dureza HB	E(GPa)
1.020	1.082	352	210

Se debe considerar que el esfuerzo de fluencia del material se ve afectado por la temperatura, y debido a que el espiral llega al proceso de doblado con una temperatura aproximada de 700°C o incluso mayor, esto modifica el valor del esfuerzo de fluencia descrito en la tabla N° 4.3 de 1.020 MPa a 170 MPa aproximadamente por efecto de calor, esto se puede observar más en detalle en la figura N° 4.10, donde se presenta la curva de variación de Esfuerzo-Temperatura para el acero SAE 6150.



Fig, N°4.10: Curva de variación de Esfuerzo-Temperatura SAE 6150

Fuente: Aceros para trabajo en caliente. ^[39]

Por último sustituyendo en la ecuación 4.23 los valores obtenidos al considerar los efectos de la curva de variación de Esfuerzo-Temperatura junto con las especificaciones geométricas, tenemos que:

$$F_{max} = 0,66 \cdot \frac{(170.000.000Pa) \cdot (0.0151m)^3}{0.098m}$$

$$F_{max} = 3.941,82 \text{ N}$$

4.2.4 Diseño de estructura.

Para definir las dimensiones se tomaron en cuenta las del resto de los componentes que conforman la máquina y las dimensiones del espacio disponible

Elaborado por: Osorio Rosaura

en planta para su colocación. A continuación se muestra el conjunto armado de la estructura.

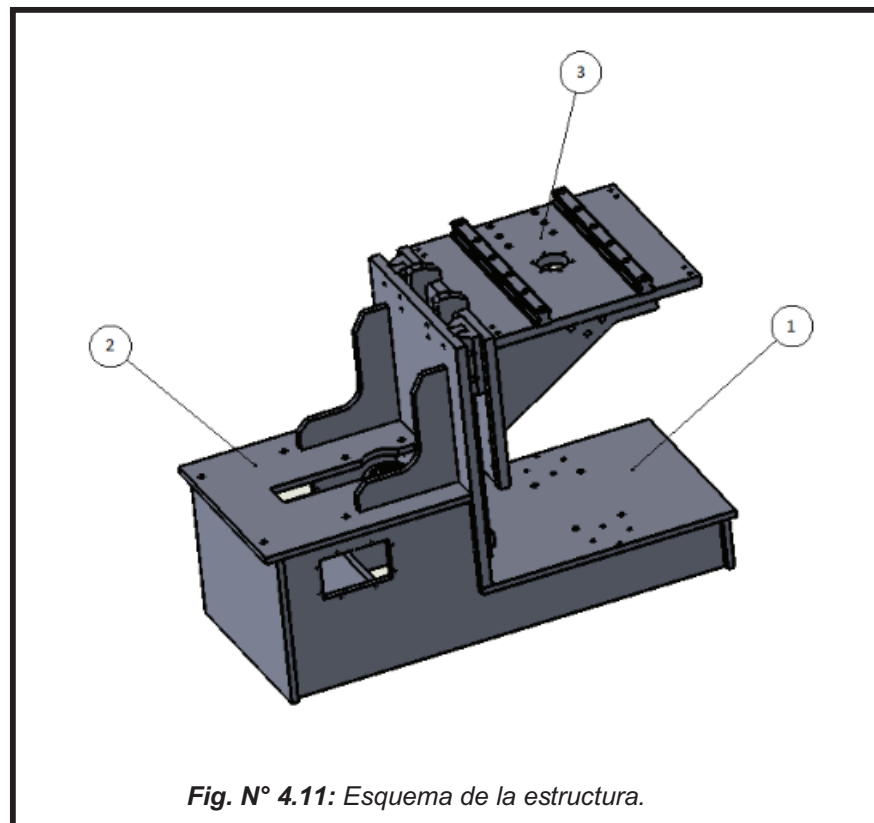


Fig. N° 4.11: Esquema de la estructura.

En ingeniería estructural, las placas son elementos estructurales que geométricamente se pueden aproximar por una superficie bidimensional y que trabajan predominantemente a esfuerzos de flexión, y cuya superficie media es plana.

Cuando las placas planas aisladas son muy gruesas, su diseño está controlado por cortante; placas de grosor moderado son controladas por flexión, y las placas muy delgadas llevar sus cargas, principalmente por la acción de la membrana de tensión.

Las placas de ambas secciones de la estructura de la base de la máquina se encuentran sometidas a las mayores cargas de todo el sistema, por ende se deberá definir el espesor de las mismas debido a su importancia en el diseño.

Ya que se trata de placas de grosor moderado se llevará a cabo el análisis de los esfuerzos a flexión en función de las cargas a las cuales se encuentran sometidas cada una de ellas.

Placa N° 1:

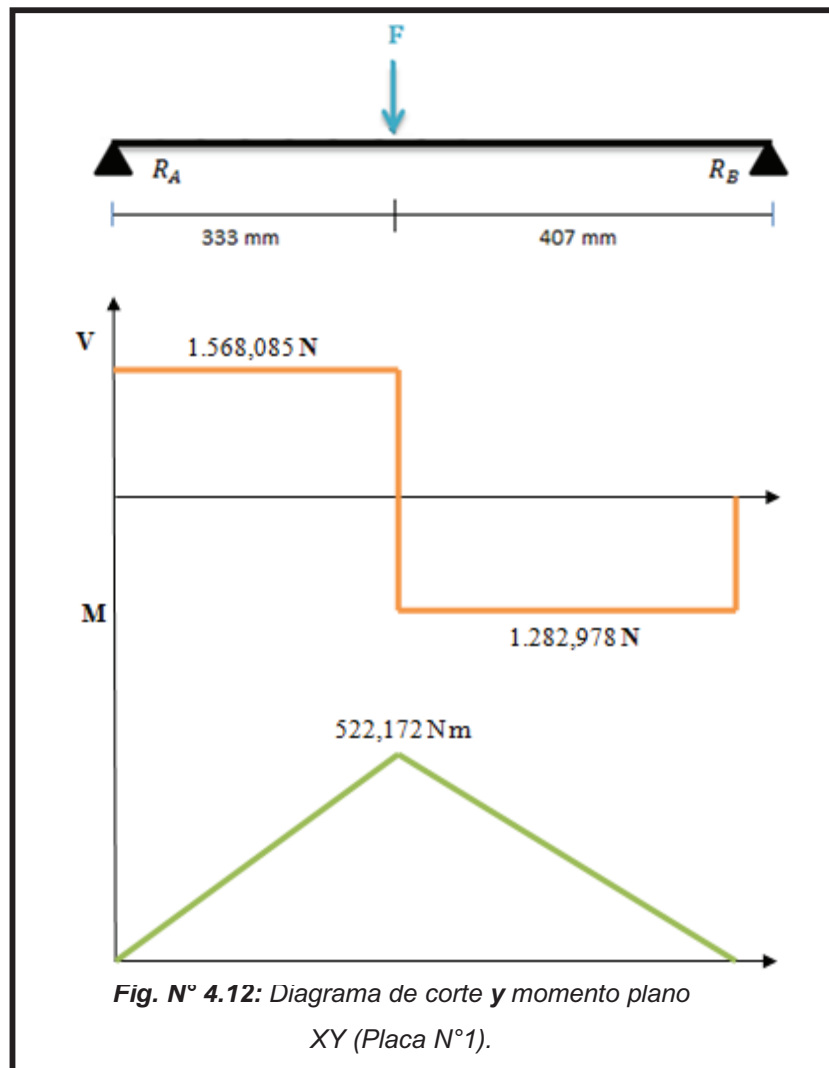
Tabla N° 4.4: *Condiciones de carga de la placa N° 1*

Carga (N)	2.851,063
Ancho (mm)	560
Largo (mm)	740

La carga puntual, la cual viene representada principalmente por el peso del sistema que actúa sobre ella, recae en un punto específico de la placa y para definir el espesor de la misma se estudiará el esfuerzo flexionante ocasionado en el plano XY y YZ.

Plano XY:

A continuación se muestra el diagrama de cuerpo libre, junto con el diagrama de corte y de momento que representan las condiciones a las cuales se encuentra sometida la placa N° 1 y las fuerzas que actúan sobre ella estudiadas en este caso únicamente para el plano XY, considerando la distribución de cargas que ocasionan los esfuerzos a flexión sobre la misma.



Las dimensiones correspondientes para la placa en el plano XY se observan a continuación en la Tabla N° 4.5.

Tabla N° 4.5: Características de la placa

Longitud (L)	740 mm
Ancho (b)	560 mm

Elaborado por: Osorio Rosaura

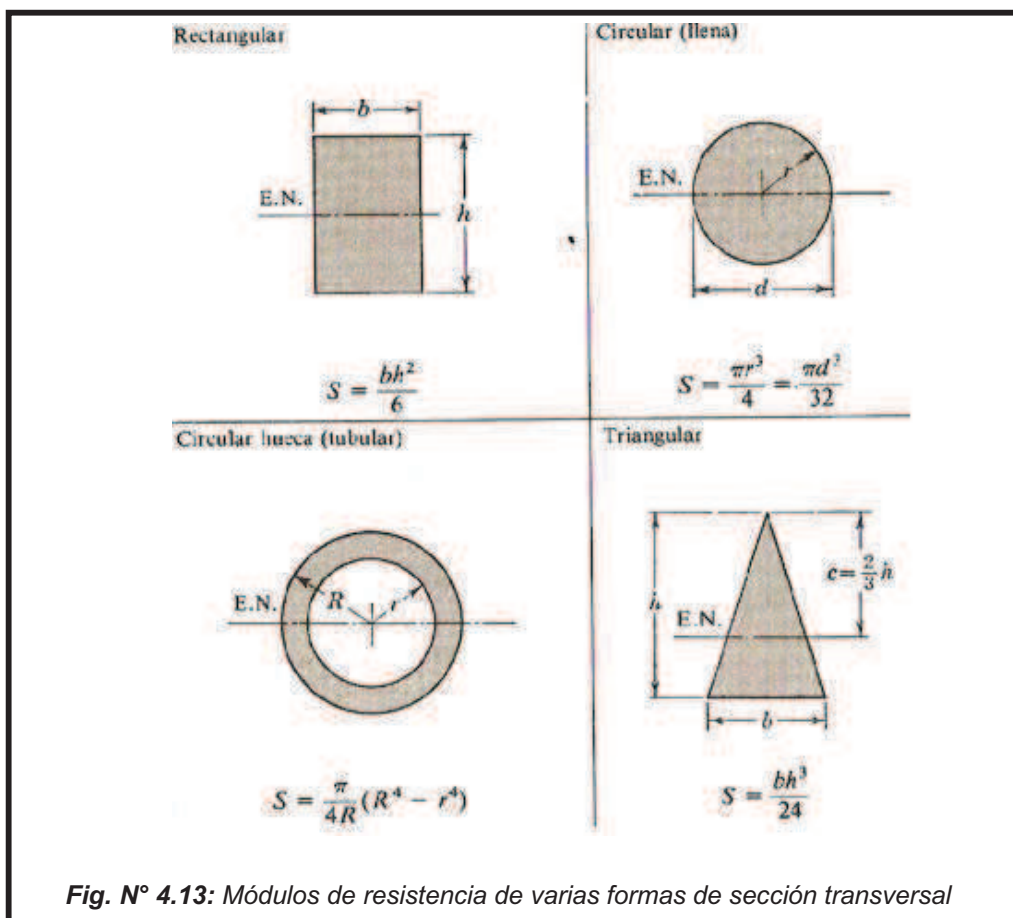
El esfuerzo de flexión máximo se define como:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M}{S} \quad \text{Ec 4.24}^{[30]}$$

Donde:

M : Momento flector máximo ($\text{N} \cdot \text{m}$)

S : Módulo de resistencia de la sección (m^3). Ver Fig. N° 4.13



Fuente: Pytel – Singer. ^[31]

Tomando la ecuación del modulo de resistencia para una sección transversal rectangular de la Fig. N° 4.13, y sustituyendo en la ecuación 4.24 se obtiene que el esfuerzo máximo de flexión para dicha se encontrara definido por:

Elaborado por: Osorio Rosaura

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{6 M}{b h^2} \quad \text{Ec 4.25}$$

Donde:

σ_{max} : Esfuerzo a flexión máximo (Pa)

M : Momento flector máximo (N · m)

b : Ancho de la sección transversal (m)

h : Espesor de la placa (m)

A partir de dicha expresión se procede a definir el espesor requerido para las condiciones a las cuales se encuentra sometido.

$$h = \sqrt{\frac{6 M}{b \sigma_{max}}} \quad \text{Ec 4.26}$$

Sustituyendo los valores correspondientes al plano XY en la ecuación 4.26, se tiene:

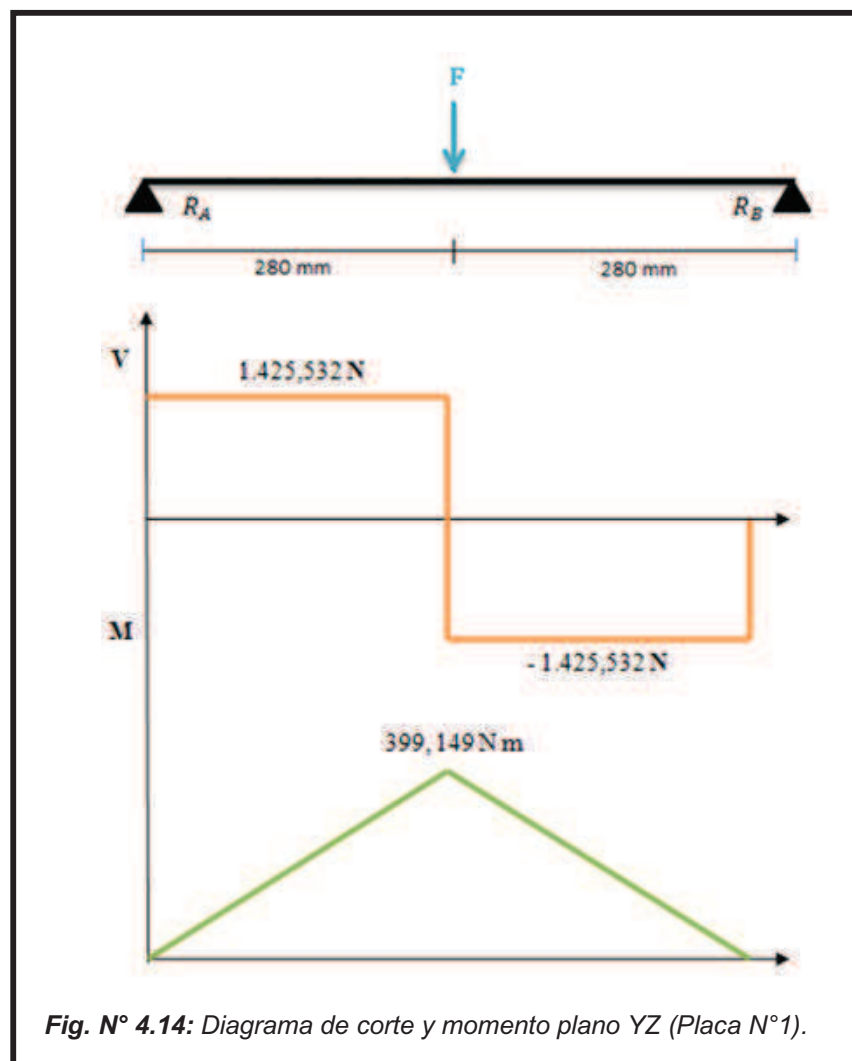
$$h = \sqrt{\frac{6 (522,172 \text{ N m})}{(0,56 \text{ m})(250 \times 10^6 \text{ Pa})}}$$

$$h = 4,731 \text{ mm}$$

Es decir, el espesor mínimo requerido considerando el plano XY deberá ser de 4,731 mm. Ahora bien, debe estudiarse el plano YZ para establecer el espesor mínimo requerido bajo las condiciones presentes en dicho plano.

Plano YZ:

Para el plano YZ se muestra el diagrama de cuerpo libre que representa la placa, junto con los diagramas de corte y de momento generados por las fuerzas presentes.



Las dimensiones correspondientes para la placa en el plano YZ se observan a continuación en la Tabla N° 4.6.

Tabla N° 4.6: Características de la placa

Longitud (L)	560 mm
Ancho (b)	740 mm

Sustituyendo los datos correspondientes en la ecuación 4.26 perteneciente al espesor para secciones rectangulares deducida anteriormente, se obtiene:

$$h = \sqrt{\frac{6 (399,149 \text{ N m})}{(0,74 \text{ m})(250 \times 10^6 \text{ Pa})}}$$

$$h = 3,598 \text{ mm}$$

Una vez definidos los espesores mínimos requeridos para las condiciones de esfuerzos planteadas para ambos planos de estudio de la placa N° 1, se debe considerar a la hora de la selección, el mayor valor obtenido entre los dos planos de estudio, es decir, que el espesor requerido para este caso debe ser mayor o igual a 4,731 mm.

Placa N° 2:

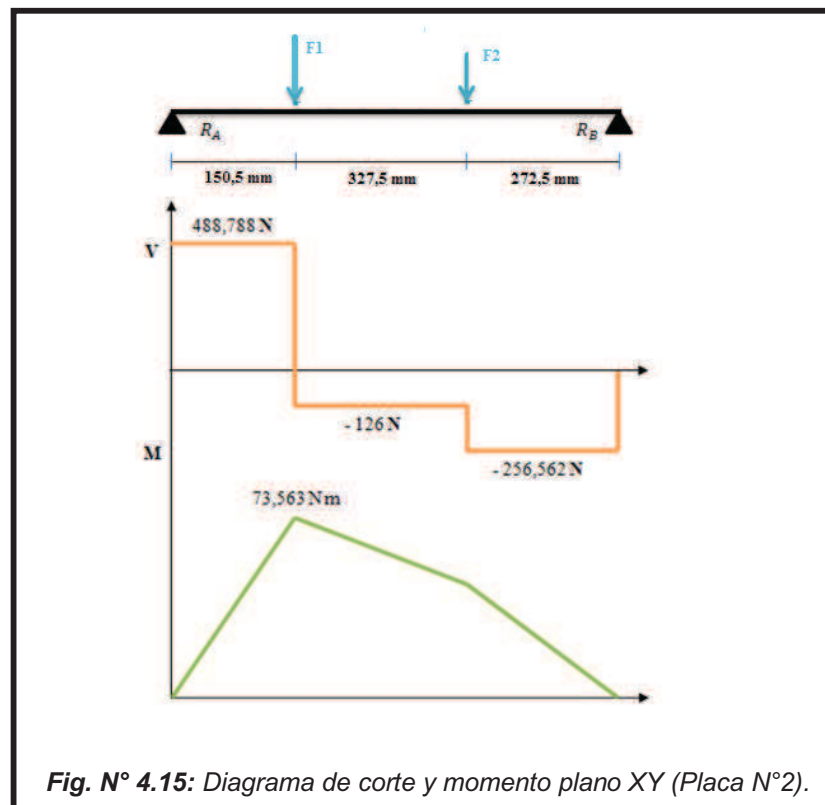
Tabla N° 4.7: Condiciones de carga de la placa N° 2

Carga 1 (N)	614,479
Carga 2 (N)	139,871
Ancho (mm)	560
Largo (mm)	600

La placa N° 2 se encuentra sometida a dos cargas puntuales correspondientes a la acción del peso de la base de soporte que se encarga de sostener el espiral y al sistema de cilindro neumático que mantiene fijo el espiral para realizar el doblado de extremos. Dichas fuerzas recaen en dos puntos específicos de la placa y para definir el espesor de la misma se empleará un procedimiento similar al aplicado para la placa N° 1 donde se estudiará el esfuerzo flexionante presente en los planos XY y YZ.

Plano XY:

A continuación se muestra el diagrama de cuerpo libre que representa la placa y las fuerzas en el plano XY, considerando la distribución de cargas que ocasionan la flexión.



Las dimensiones correspondientes para la placa N° 2 en el plano XY se observan a continuación en la Tabla N° 4.8.

Tabla N° 4.8: Características de la placa.

Longitud (L)	600 mm
Ancho (b)	560 mm

Sustituyendo los datos correspondientes en la ecuación 4.26 perteneciente al espesor para secciones rectangulares deducida anteriormente, se obtiene:

$$h = \sqrt{\frac{6 (73,563 \text{ N m})}{(0,560 \text{ m})(250 \times 10^6 \text{ Pa})}}$$

$$h = 1,776 \text{ mm}$$

Plano YZ:

Para el plano YZ se muestra el diagrama de cuerpo libre que representa la placa y las fuerzas presentes responsables de los esfuerzos flexionantes.

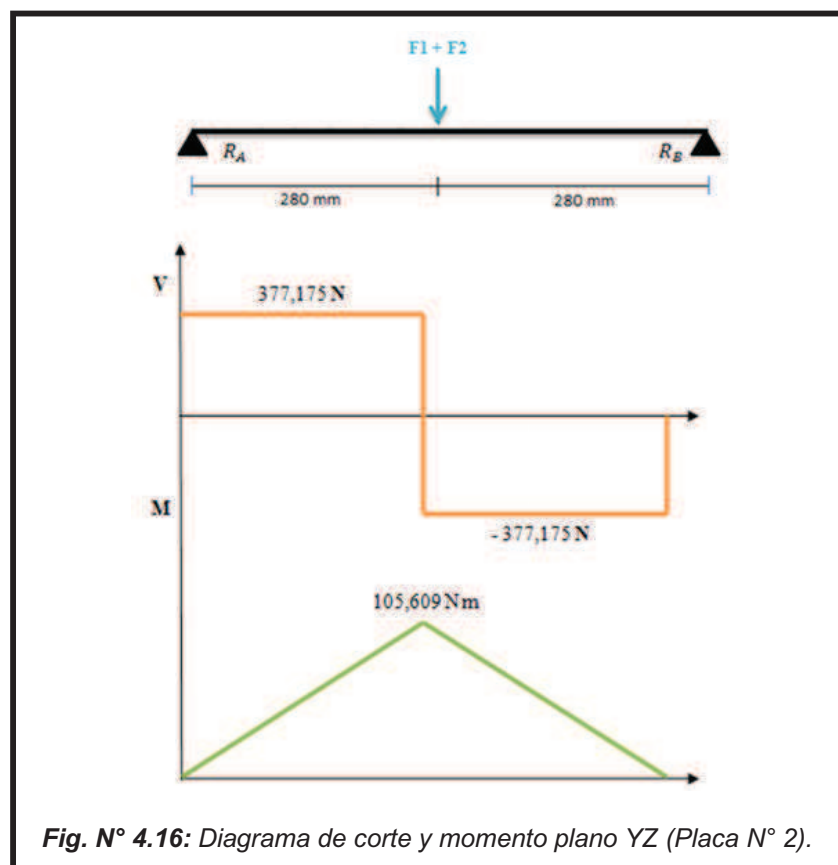


Fig. N° 4.16: Diagrama de corte y momento plano YZ (Placa N° 2).

Elaborado por: Osorio Rosaura

Las dimensiones correspondientes para la placa N° 2 a la hora de estudiar el plano YZ se observan a continuación en la Tabla N° 4.9.

Tabla N° 4.9: Características de la placa

Longitud (L)	560 mm
Ancho (b)	600 mm

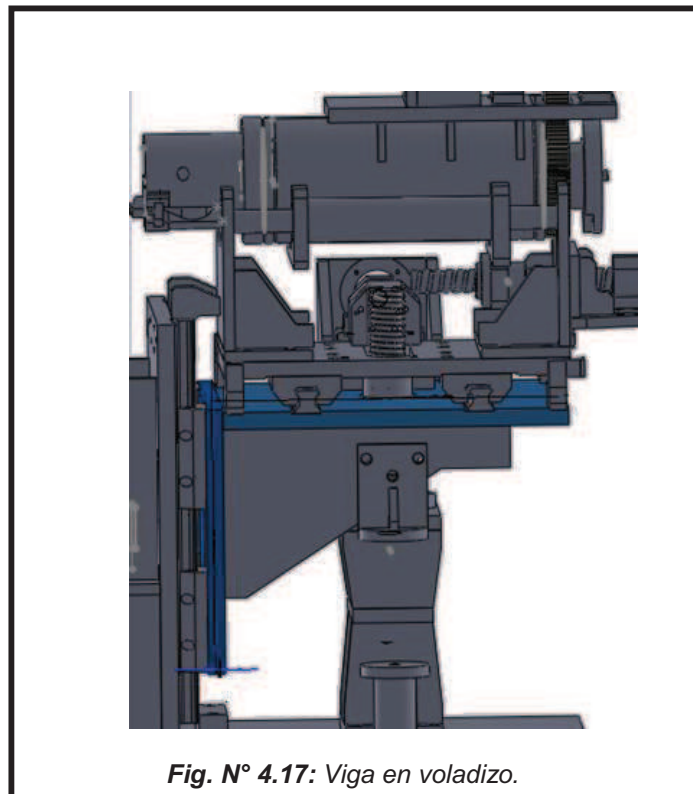
Sustituyendo los datos correspondientes en la ecuación 4.26 perteneciente al espesor para secciones rectangulares deducida anteriormente, se obtiene dicha magnitud es de:

$$h = \sqrt{\frac{6 (105,609 \text{ N m})}{(0,60 \text{ m})(250 \times 10^6 \text{ Pa})}}$$
$$h = 2,055 \text{ mm}$$

Una vez definidos los espesores mínimos requeridos para las condiciones de esfuerzos planteadas para ambos planos de estudio de la placa N° 2, se debe considerar a la hora de la selección, el mayor valor obtenido entre los dos planos de estudio, es decir, que el espesor requerido para este caso debe ser mayor o igual a 2,055 mm.

Placa N° 3:

A continuación se estudia la placa N° 3 encargada de realizar el movimiento en el eje Y, como se especifica en la Fig. N° 4.17



Para ello se asume como una viga empotrada en voladizo, y para la cual deberá definirse el espesor requerido para soportar los esfuerzos a los cuales se encuentra sometida. Y cuyas condiciones de carga y dimensión se especifican en la Tabla N° 4.10.

Tabla N° 4.10: condiciones de carga de la placa N° 3

Carga (N)	1.175,789
Ancho (mm)	740
Largo (mm)	560

El momento flector máximo generado por la carga puntual se encuentra definido por:

Elaborado por: Osorio Rosaura

$$M_{m\acute{a}x} = F \cdot a \quad \text{Ec 4.27}^{[32]}$$

Donde:

$M_{m\acute{a}x}$: Momento flector máximo. (N · m)

F : Carga. (N)

a : Distancia desde la carga hasta el empotramiento. (m)

$$M_{m\acute{a}x} = (1.175,789 \text{ N})(0,393 \text{ m})$$

$$M_{m\acute{a}x} = 462,085 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El esfuerzo de flexión máximo se define en la ecuación 4.24, descrita nuevamente a continuación:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M}{S} \quad \text{Ec 4.24}$$

Donde:

M : Momento flector máximo (N · m)

S : Módulo de resistencia de la sección (m³). Ver Fig. N° 4.13

Tomando la ecuación del modulo de resistencia para una sección transversal rectangular de la Fig. N° 4.13, y sustituyendo en la ecuación 4.24 se obtiene que el esfuerzo máximo de flexión para dicha se encontrara definido por:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{6 M}{b h^2} \quad \text{Ec 4.28}$$

Donde:

σ_{max} : Esfuerzo a flexión máximo (Pa)

M : Momento flector máximo (N · m)

b : Ancho de la sección transversal (m)

h : Espesor de la placa (m)

Asumiendo un factor de seguridad de 6, debido a que se trata de una pieza que sostiene todos los elementos principales del funcionamiento de la máquina y a demás se encuentra en constante movimiento a lo largo del eje Y, el esfuerzo máximo también quedará definido por:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{S_y}{\epsilon} \quad \text{Ec 4.29}$$

Donde:

$\sigma_{m\acute{a}x}$: Esfuerzo a flexión máximo (Pa)

S_y : Limite elástico a la tensión del material (Pa)

Igualando las ecuaciones 4.28 y 4.29, se obtiene:

$$\frac{S_y}{6} = \frac{6 M}{b h^2}$$

A partir de dicha expresión se procede a definir el espesor requerido para las condiciones a las cuales se encuentra sometido.

$$h = \sqrt{\frac{36 M}{b \sigma_{max}}} \quad \text{Ec 4.30}$$

Sustituyendo los valores correspondientes, se tiene:

$$h = \sqrt{\frac{36 (462,085 \text{ N m})}{(0,4 \text{ m})(250 \times 10^6)}}$$

$$h = 12,898 \text{ mm}$$

Deberá considerarse un espesor mínimo de 12,898 mm, el cual a pesar de estar trabajando un factor de seguridad medio, para efectos de las condiciones de trabajo a las cuales se encuentra expuesta se considerará un espesor superior al obtenido anteriormente.

4.2.5 Diseño de las vigas de soporte.

Para el diseño de vigas, la resistencia a flexión depende de las propiedades efectivas de la sección. En el caso de las almas de las vigas, estas deberán diseñarse por combinación de flexión y cortante.

Las vigas deben cumplir con los criterios de apoyo lateral especificados por el AISI, ya que la capacidad para resistir momento puede verse afectada por el pandeo lateral del elemento.

El diseño a flexión del elemento debe realizarse para que no excedan los estados límites de falla y de servicio. El estado límite a revisas es normalmente es el de deformaciones máximas permisibles.

Para soportar la bancada principal se requieren dos vigas paralelas, ubicadas como se muestra en la Figura N° 4.18, las cuales a su vez serán empleadas como guías para el desplazamiento de la bancada. Para el estudio de las mismas debe considerarse la flexión a la cual se encuentran sometidas, sin embargo, ya que funcionan como soporte de una bancada que se encuentra en constante movimiento, es necesario realizar consideraciones especiales, por lo

Elaborado por: Osorio Rosaura

tanto se estudiará como una flexión a fatiga, para la cual se analizarán las condiciones de flexión máxima y mínima a la cual se encuentran sometidas, y a partir de las cargas obtenidas proceder al análisis de fatiga

A demás ya que se trata de un cuerpo sometido a cargas variables a medida que la bancada se mueva a través de él, se analizará la fatiga a la cual se encuentra sometido. A continuación se llevarán a cabo los pasos correspondientes para el cálculo de las vigas.

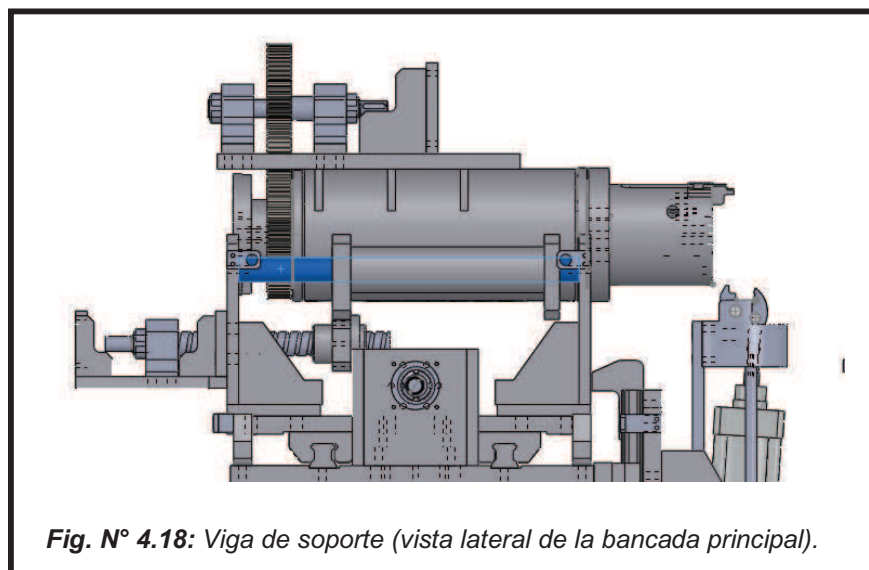
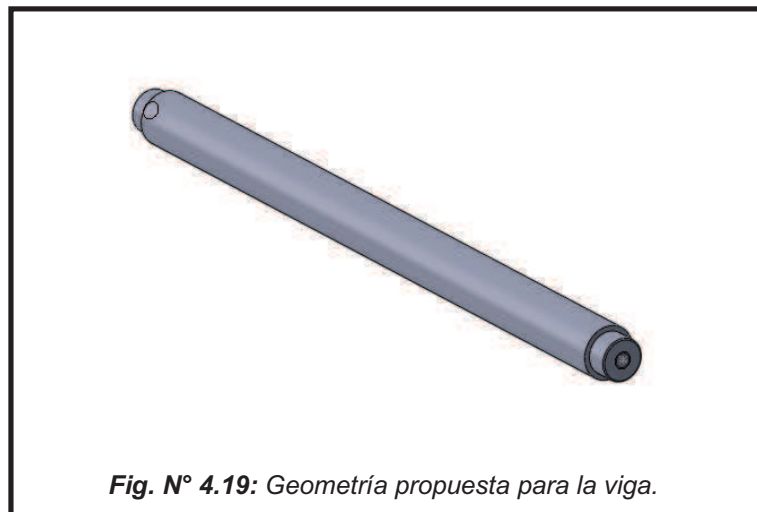


Fig. N° 4.18: Viga de soporte (vista lateral de la bancada principal).

Ambas vigas forman parte de las piezas críticas a diseñar ya que, como se señaló anteriormente, sostendrán la bancada principal, la cual estará sometida a los mayores esfuerzos debido a que ella es la encargada de realizar la función esencial de la máquina, es decir, el doblado de los extremos de los espirales.

La carga de la bancada principal se distribuye en igual proporción para las dos vigas, por ende, cada viga soporta la mitad de la carga, por lo que el diseño será igual para las dos.

Para dichas vigas se propone un diseño geométrico como el mostrado en la Fig. N° 4.19



Antes de dimensionar la viga se define el material con el cual será fabricada, sus propiedades se detallan en la Tabla 4.11.

Tabla 4.11: Propiedades físicas del acero AISI.

AISI	Estado	Sy (MPa)	Su (Mpa)	Dureza Brinell (HB)
420	Recocido	345	655	92

Fuente: DaniloTassoni M. ^[33]

El peso de la bancada principal será la carga a la cual se encuentran sometidas las vigas y se reflejará como una distribución de cargas continuas a lo largo de la longitud de contacto entre la bancada y la viga.

Tabla 4.12: Masa y peso de la bancada principal

Masa de la Bancada (kg)	Peso de la Bancada (N)
245,236	2.045,765

Elaborado por: Osorio Rosaura

El peso de la bancada, el cual representa la fuerza a la que se encuentran sometidas las vigas, como fue señalado anteriormente, se distribuirá de igual manera en ambas vigas, por lo tanto, la carga de cada una de ellas será:

$$\text{Carga de cada viga} = \frac{\text{Peso de la Bancada}}{2} \quad \text{Ec 4.30}$$

Sustituyendo los valores se obtiene:

$$\text{Carga de cada viga} = \frac{2.045,765 \text{ N}}{2} = 1.202,883 \text{ N}$$

Sin embargo, como fue mencionado anteriormente, dicha carga se distribuye constantemente a lo largo de la longitud de contacto (L), la cual es de 375 mm, por lo tanto:

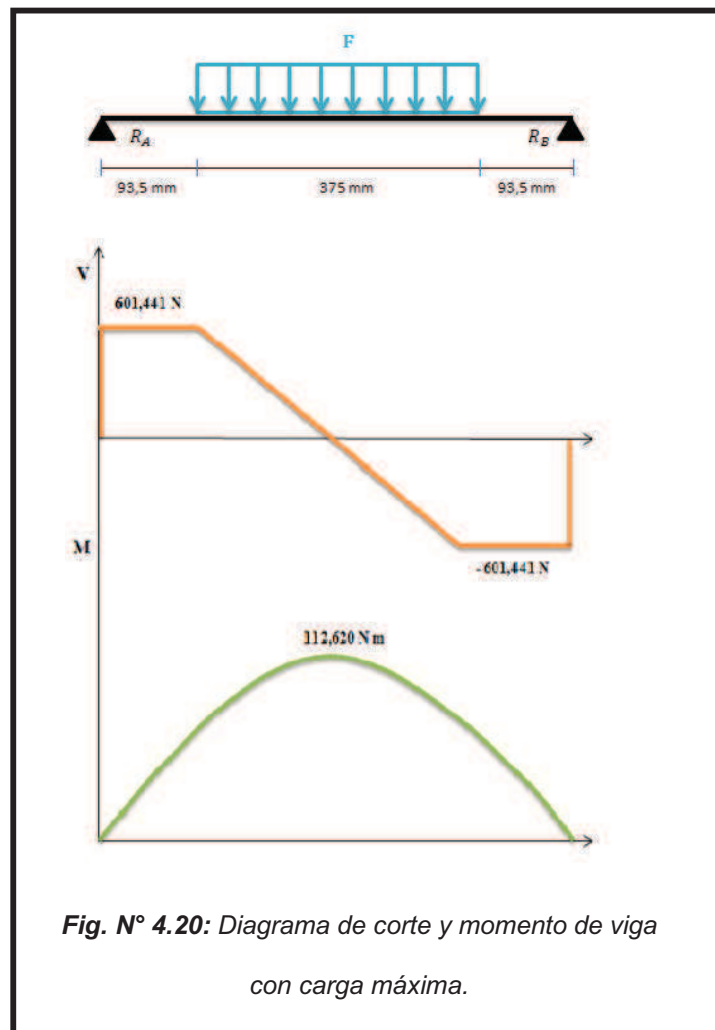
$$F = \frac{\text{Carga de cada viga}}{L} \quad \text{Ec 4.31}$$

$$F = \frac{1.202,883}{375 \text{ mm}} = 3,208 \text{ N/mm}$$

$$F = 3.207,687 \text{ N/m}$$

Carga máxima a flexión:

A continuación se muestra un diagrama de cuerpo libre y el diagrama de corte y momento que representa la viga y sus fuerzas en el plano XY, considerando la distribución de cargas que ocasionan una flexión máxima.



$$✓ R_A = R_B = 601,441 N$$

A partir de los datos obtenidos en el diagrama de corte y momento se procede a realizar el estudio del esfuerzo a flexión al cual se encontrará sometida la viga.

Carga mínima a flexión:

La condición para la cual la viga se encuentra sometida o esfuerzo de flexión mínima se presenta a continuación:

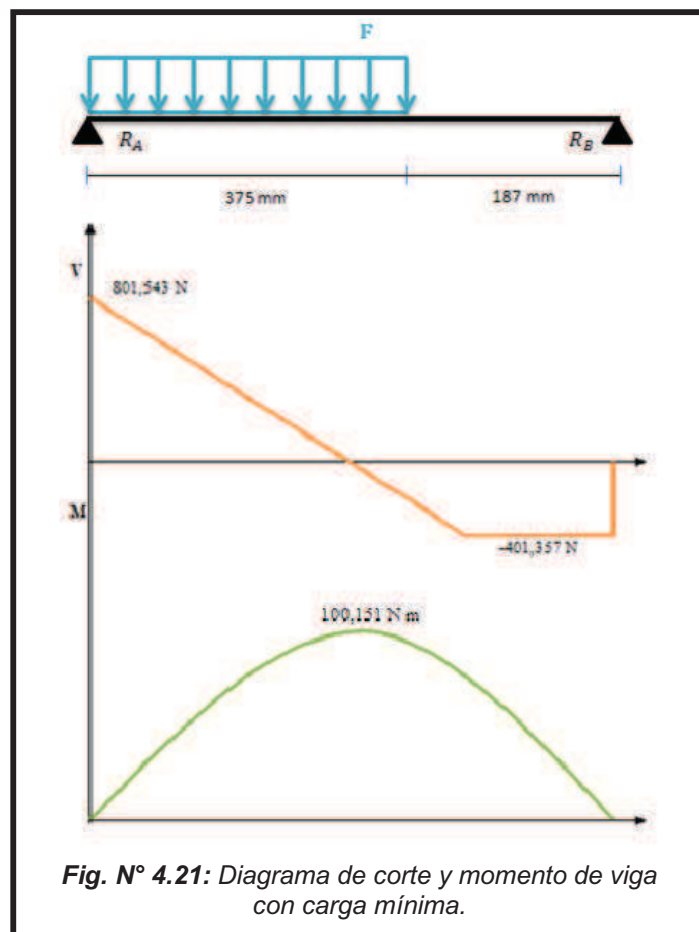


Tabla 4.13: Momento máximo y mínimo

Condición	Momento (N m)
Condición máxima	112,620
Condición mínima	100,151

Estudio a Flexión

Siguiendo procedimientos anteriores de estudios a flexión, se procede a emplear la ecuación 4.24 considerando un valor de S proveniente de la ecuación del modulo de resistencia para una sección transversal circular llena de la Fig. N°

Elaborado por: Osorio Rosaura

4.13. De dicha forma se obtiene que el esfuerzo máximo de flexión en una sección circular se encontrara definido por:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 M}{\pi d^3} \quad \text{Ec 4.32}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.32 y considerando un diámetro (d) de la sección de 0,04 m, se tiene que:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{32 (112,620 \text{ N} \cdot \text{m})}{\pi (0,04 \text{ m})^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 17.942.029,691 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} \approx 17,942 \text{ MPa}$$

De igual manera es calculado el esfuerzo para la condición mínima de distribución de esfuerzos. Obteniendo los resultados detallados a continuación:

Tabla 4.14: Esfuerzos máximos y mínimos

Esfuerzos	(MPa)
Esfuerzo máximo (σ_{max})	17,942
Esfuerzo mínimo (σ_{min})	15,941

Estudio a Fatiga

Para realizar la verificación vamos a considerar válida la Ley de Soderberg, a partir de la cual obtendremos la expresión correspondiente al factor de seguridad. A continuación se enuncia la mencionada Ley:

$$\frac{S_y}{N} = \sigma_m + \sigma_a \frac{S_y}{S_n} \quad \text{Ec 4.33}^{[34]}$$

Donde:

S_y : Resistencia a la fluencia

σ_m : Esfuerzo medio

σ_a : Esfuerzo alternante

S_e : Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

N : Factor de seguridad

El esfuerzo medio se define como:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ec 4.34}^{[35]}$$

$$\sigma_m = \frac{17,924 \text{ MPa} + 15,941 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_m = 16,933 \text{ MPa}$$

Y el esfuerzo alternante:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ec 4.35}^{[35]}$$

$$\sigma_a = \frac{17,924 \text{ MPa} - 15,941 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_a = 0,992 \text{ MPa}$$

✓ **Factores de Marín**

Para relacionar el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico que se encuentra en servicio (S_e), con los resultados de límites de resistencia a la fatiga obtenidos en laboratorios utilizando probetas de ensayo (S_e'), se emplea una serie de factores modificadores, debido a que los resultados esperados en condiciones normales de trabajo no corresponden a resultados obtenidos en el laboratorio.

Joseph Marín, ha propuesto una clasificación de los más importantes factores que afectan el límite de resistencia a la fatiga, los cuales cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la temperatura, entre otros. El límite de resistencia a la fatiga modificada, se lo obtiene en base a los factores modificadores empleando la siguiente expresión:

$$S_e = C_s \times C_d \times C_f \times C_t \times C_a \times C_c \times S_e' \quad \text{Ec 4.36}^{[36]}$$

Donde:

C_s : Factor de acabado superficial.

C_d : Factor de tamaño.

C_f : Factor de confiabilidad funcional.

C_t : Factor de temperatura.

C_a : Factor de carga axial.

C_c : Factor de carga cortante.

S_e : Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

S_e' : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

- **Factor de acabado superficial**

La superficie de la probeta de muestra para el ensayo con viga rotatoria tiene una superficie altamente pulida en la dirección axial, para disminuir al máximo las rayaduras radiales del maquinado.

El factor de superficie depende de la calidad del acabado superficial y de la resistencia a la tensión:

$$C_s = A(S_u)^b \quad \text{Ec 4.37}^{[37]}$$

Donde S_u es la resistencia última a la tensión del material y los valores a y b se encuentran en la tabla 4.15.

Tabla 4.15: Factores de acabado superficial.

Acabado Superficial	Factor “a”		Exponente “b”
	S_u kpsi	S_u MPa	
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frio	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Como sale de la forja	39,9	272	-0,995

Fuente: SHIGLEY J., “Diseño en Ingeniería Mecánica”^[37]

Es importante destacar que los valores de la tabla son una aproximación, puesto que los mismos se encuentran muy dispersos. Para efectos del estudio de

Elaborado por: Osorio Rosaura

la viga el acabado superficial se trata de laminado en frío, por lo tanto, al sustituir los valores en la ecuación 4.37 se obtiene que:

$$C_s = 4,51(690 \text{ MPa})^{-0,625}$$

$$C_s = 0,0758$$

- **Factor de tamaño**

El factor de tamaño está asociado al diámetro específico de la pieza, si la pieza tiene un gran tamaño, es necesario aplicar un factor para reducir los esfuerzos, debido a que en un mayor volumen existe una mayor probabilidad que estén presentes más defectos en el material. A continuación se especifican los factores de tamaño para distintos rangos de diámetro de la sección transversal:

Tabla 4.16: Factores de tamaño

Diámetros	C_d
d = 12,5 mm	1
12,5 mm < d < 50,0 mm	0,85
50,0 mm < d < 100,0 mm	0,75
100 mm ≤ d ≤ 250 mm	$C_d = 1,189d^{-0,097}$

Fuente: SHIGLEY J., “Diseño en Ingeniería Mecánica”, [37]

El elemento estudiado cuenta con un diámetro de 40 mm, por lo tanto:

$$C_d = 0,85$$

- **Factor de confiabilidad**

El factor de confiabilidad depende de la probabilidad de supervivencia a una tensión en particular. Los valores de este factor se han obtenido sobre la base de una desviación estándar de 8%.

Por lo tanto, el factor de confiabilidad aplicable para esto puede escribirse como:

$$C_f = 1 - 0,08 Z_a \quad \text{Ec 4.38}^{[38]}$$

Donde el valor de Z_a y los valores de cualquier confiabilidad deseada pueden determinarse a partir de la tabla 4.17.

Tabla 4.17: Factor de confiabilidad.

Confiabilidad, % R	Variable Estandarizada Z_a	Factor de Confiabilidad C_f
0,50	0	1,000
0,90	1,288	0,897
0,95	1,645	0,868
0,99	2,326	0,814
0,999	3,091	0,753
0,9999	3,719	0,702
0,99999	4,265	0,659
0,999999	4,753	0,620

Fuente: SHIGLEY J., “Diseño en Ingeniería Mecánica”^[38]

Elaborado por: Osorio Rosaura

Se tomará para efectos de estudio una confiabilidad de 99,999%, considerando de esta manera un factor de confiabilidad:

$$C_c = 0,659$$

- **Factor de temperatura**

El efecto de la temperatura hace que varíe la estructura del material, por lo que las propiedades mecánicas cambian, entonces se ven los diseños obligados a considerar los efectos térmicos para realizar el cálculo del límite de resistencia a la fatiga.

A temperaturas bajas la tenacidad a la fatiga se reduce y a temperaturas moderadamente altas se incrementa, pero a temperaturas altas desaparece el ángulo de la curva límite de resistencia a la fatiga de diagrama S-N, lo que hace que el límite de resistencia a la fatiga decrezca con el número de ciclos N.

Existen varias formulas para considerar la reducción en el límite de resistencia a la fatiga a temperaturas moderadamente altas sugiriendo lo siguiente:

Tabla 4.18: Factor de temperatura.

Temperaturas	C_T
Para $T \leq 450\text{ }^{\circ}\text{C}$ (840 $^{\circ}\text{F}$)	1
Para $450\text{ }^{\circ}\text{C} < T \leq 550\text{ }^{\circ}\text{C}$	$1-0,0058(T-450)$
Para $840\text{ }^{\circ}\text{F} < T \leq 1020\text{ }^{\circ}\text{F}$	$1-0,0032(T-840)$

Fuente: SHIGLEY J., "Diseño en Ingeniería Mecánica"^[38]

Las condiciones de trabajo del elemento estudiado no sobrepasan los 450 $^{\circ}\text{C}$, por lo tanto:

Elaborado por: Osorio Rosaura

$$C_T = 1$$

- **Factor de carga axial**

Mientras existan solamente cargas de flexión en un ensayo de fatiga, sólo las fibras externas estarán sometidas al máximo de las tensiones; pero si existe una carga axial variable, que genere tensiones, alternativas, repetidas o fluctuantes, todas las fibras transversales estarán sometidas a dicha tensión y esto aumenta la posibilidad de falla por fatiga, si un sistema como este está actuando:

$$C_a = 0,9$$

- **Factor de carga de corte**

Cuando esté presente un sistema de carga que introduzca tensiones de corte variables, se ha encontrado en función de la maleabilidad del material de la pieza, los siguientes valores experimentales:

Tabla 4.19: Factor de carga de corte.

Material	C_c
Materiales muy dúctiles	0,5
Materiales medianamente dúctiles (aceros)	0,6
Materiales frágiles	0,8

Fuente: SHIGLEY J., “Diseño en Ingeniería Mecánica”^[38]

El elemento estudiado, como se especificó anteriormente, se trata de un acero, por lo tanto:

$$C_c = 0,6$$

Elaborado por: Osorio Rosaura

Luego se halla el límite de resistencia a la fatiga a partir de la expresión:

$$S_e' = 0.5 \times S_u \quad \text{Ec 4.39}^{[35]}$$

$$S_e' = 0.5 \times 690 \text{ Mpa}$$

$$S_e' = 345 \text{ Mpa}$$

Por último al aplicar los factores de Marín al límite de resistencia a la fatiga como se especifica en la ecuación 4.36 se obtiene valores más reales, como se puede observar.

$$S_e = 3,9551 \text{ MPa}$$

Al reemplazar dichos valores en la Ley de Soderberg (ecuación 4.33) para hallar el factor de seguridad bajo las condiciones estudiadas, se concluye que el factor de seguridad obtenido es:

$$N = 3,6283$$

El cual resulta adecuado para las condiciones de fatiga a las cuales se encuentra sometido, como se especifica en el apéndice B.1.

4.3 Análisis Cinemático

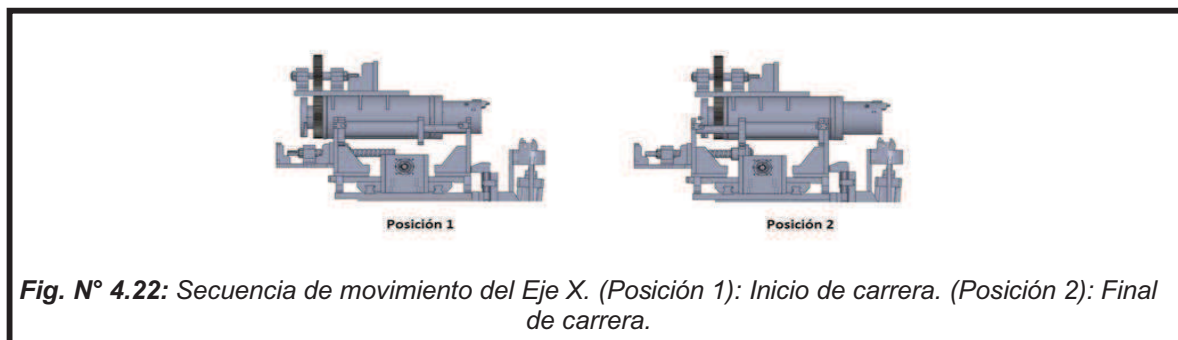
La cinemática de las máquinas, también llamada mecanismos, es una disciplina que enlaza ciencias más básicas, como la dinámica, con otras más ingenieriles o de aplicación, tales como el diseño de máquinas.

El diseño de la máquina requiere un análisis de cinemática que permita definir las especificaciones de velocidades, aceleraciones y momentos torsores a los que cada eje de movimiento se encuentran sometidos, estos análisis además

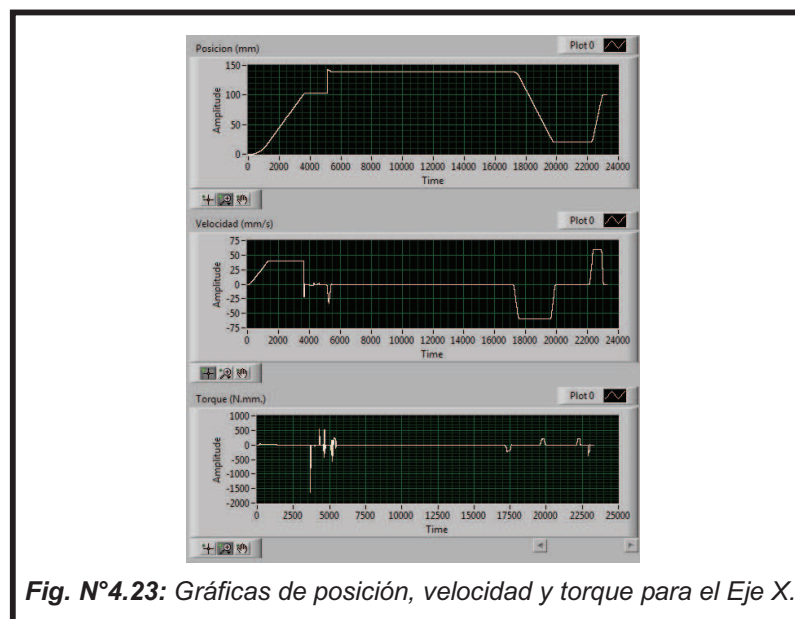
ayudarán a validar dimensiones, materiales y componentes que conformen este dispositivo tal como lo es la selección de los motores adecuados para dichas condiciones.

4.3.1 Eje X:

El eje X está ubicado paralelo al cabezal de la máquina, la razón de este eje es alejarla una vez que se dobla la espiral para que el operador retire la pieza con mayor facilidad. La cinemática del eje X viene representada por el movimiento de la bancada, el cual se muestra en la siguiente figura:



En la figura N°4.22 se observa la trayectoria del Eje X, correspondiente a una distancia de 562 mm. Empleando las herramientas computacionales se logran definir las gráficas de posición, velocidad y torque correspondientes a dicho eje.



Elaborado por: Osorio Rosaura

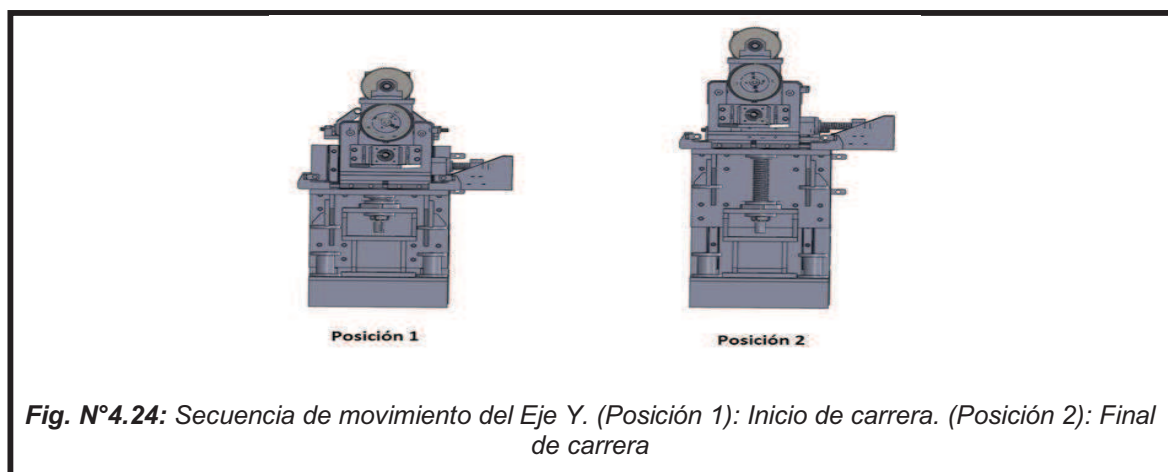
- ✓ Máximo torque: 1.638,22 N.mm.

Torque continuo: Para el cálculo del torque continuo se realizará una aproximación utilizando los picos de la simulación ya que generalmente el torque pico aguantado por el motor es igual a 3 veces el torque constante aguantado por el mismo

- ✓ Torque continuo: $1/3$ Máximo torque = 546.07 N.mm.
- ✓ Máxima velocidad: 60 mm/s ó 180 RPM

4.3.2 Eje Y:

Se encuentra ubicado perpendicular al mandril de la máquina, y en dirección vertical. Este eje es el encargado de posicionar correctamente el mandril de la máquina para realizar un movimiento concéntrico con la espiral, lo que permite que se puedan usar distintas espirales de distinto diámetro con la misma máquina. El movimiento del Eje Y de toda la máquina se detalla en la figura siguiente:



La trayectoria de la bancada en el Eje Y posee una carrera máxima de 272,5 mm de recorrido a través de dicho eje, trayectoria que se adapta a las

necesidades de cada modelo de espiral a fabricar. A partir de la aplicación de las herramientas computacionales se obtienen las siguientes gráficas:

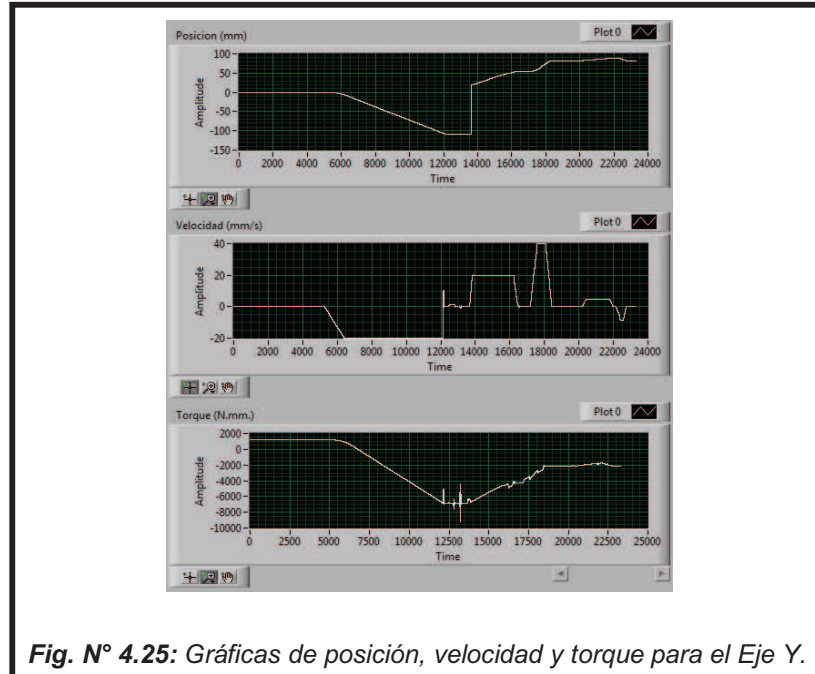


Fig. N° 4.25: Gráficas de posición, velocidad y torque para el Eje Y.

- ✓ Máximo torque: 9.248,15 N.mm.
- ✓ Máxima velocidad: 40 mm/s ó 240 RPM

Torque continuo: Para el caso del eje Y el torque continuo es mayor a 1/3 del torque pico. En este caso se utilizara el valor de la gráfica en el momento en el que la amplitud del torque continuo es máxima.

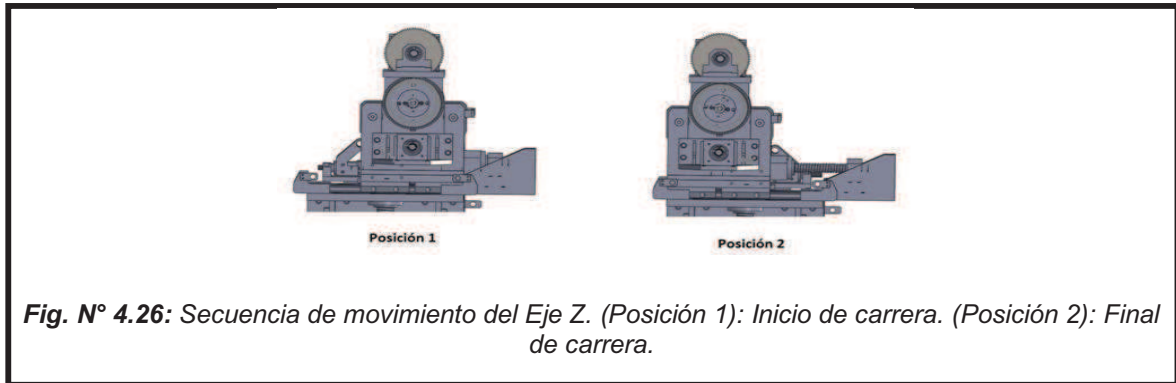
- ✓ Torque continuo: 6.876 N.mm.

4.3.3 Eje Z:

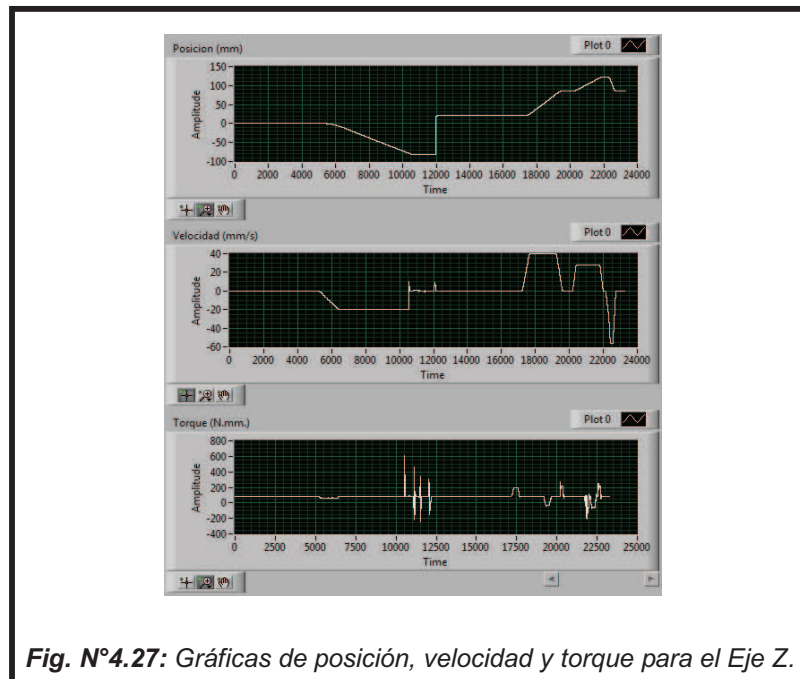
Está ubicado perpendicular al mandril de la máquina, y en dirección horizontal. Este eje al igual que el eje Y es el encargado de posicionar correctamente el mandril de la máquina para realizar un movimiento concéntrico con la espiral, lo que permite utilizar distintos espirales de distinto diámetro con la

Elaborado por: Osorio Rosaura

misma máquina. El Eje Z cuenta con un movimiento lineal definido por dos posiciones principales de carrera mínima y de carrera máxima que se visualizan a continuación:



El máximo recorrido del Eje Z corresponde a una distancia de 560 mm, guiados por los rieles de la bancada en conjunto con el tornillo de bolas encargado de transmitir y transformar el movimiento rotativo del motor en movimiento lineal. El comportamiento de la velocidad y el torque requerido se detallan a continuación:



- ✓ Máximo torque: 611,37 N.mm.
- ✓ Máxima velocidad: 56,312 mm/s ó 377,872 RPM

Torque continuo: Se aplicara el mismo criterio que para el eje X.

- ✓ Torque continuo: $1/3$ Torque máximo = 203,79 N.mm.

4.3.4 Eje giratorio principal:

Es el encargado de mover el mandril de la máquina, el cual a su vez es el encargado de darle el giro a la pieza una vez que está sujeta con el actuador neumático que está colocado en el extremo de esta pieza.

El motor del eje giratorio va en la parte superior de la máquina, acoplado a dos engranajes de 213mm de diámetro y cada uno con 69 dientes que cumplen la función de transmitir el movimiento al mandril realizando un movimiento de 180 grados, permitiendo colocar el motor en un lugar más estable y céntrico en la máquina.

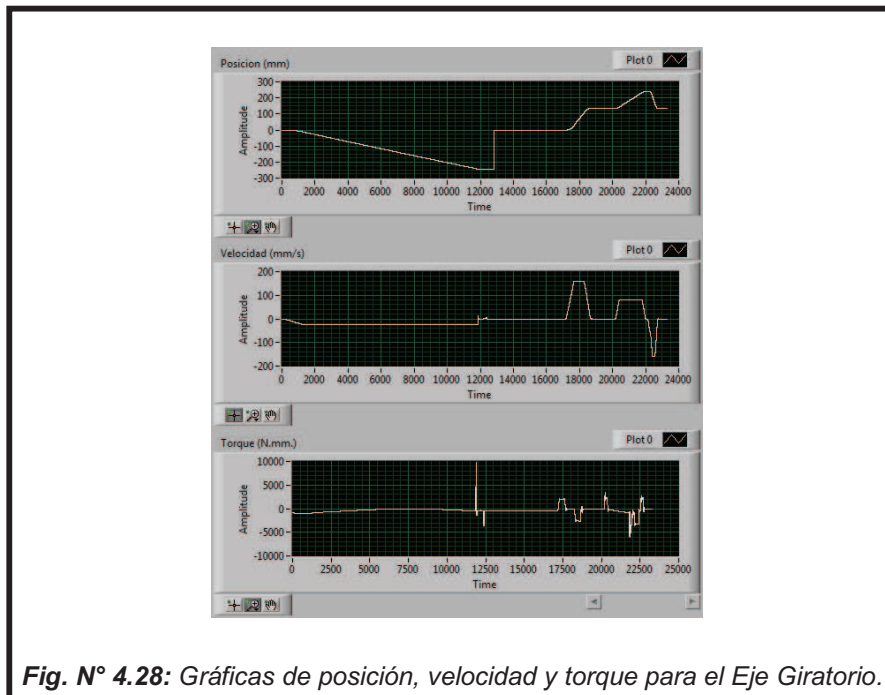


Fig. N° 4.28: Gráficas de posición, velocidad y torque para el Eje Giratorio.

- ✓ Máximo torque: 9.758,57 N.mm.
- ✓ Máxima velocidad: 160°/s ó 26,66 RPM

Torque continuo: Se aplicara el mismo criterio que para el eje X.

- ✓ Torque continuo: 1/3 Torque máximo = 3.252,85 N.mm.

4.3.5 Eje giratorio secundario:

Es el encargado de girar la pieza que sostiene a la espiral a la hora de realizar el dobléz de esta, este eje es el único que lleva un acople directo ya que su función es básicamente colocarse en una posición y mantenerla, no va a realizar ninguna fuerza de gran magnitud.

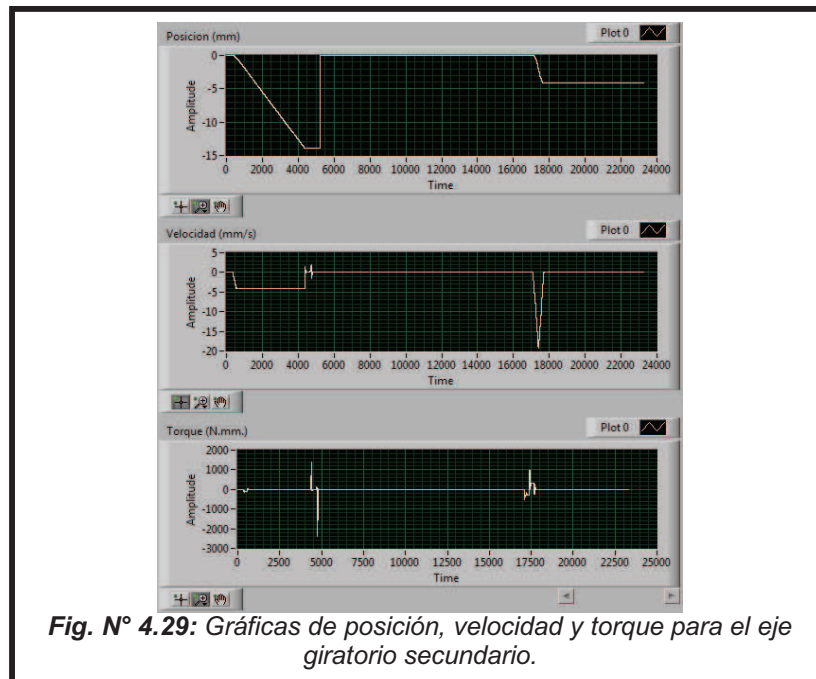


Fig. N° 4.29: Gráficas de posición, velocidad y torque para el eje giratorio secundario.

- ✓ Máximo torque: 2.391,28 N.mm.
- ✓ Máxima velocidad: 20°/s ó 3,333 RPM

Torque continuo: Se aplicará el mismo criterio que para el eje X.

✓ Torque continuo: $1/3$ Torque máximo = 797,08 N.mm.

A continuación en la Tabla 4.20 y Tabla 4.21 se detallan los resultados obtenidos a partir del análisis cinemático detallado realizado a cada uno de los ejes de movimiento de la máquina, considerando todas las condiciones de fricción presentes. A partir de dichos resultados de torque y velocidad de cada eje se puede proceder a la preselección de elementos, como lo son los motores.

Tabla 4.20: Tabla de resultado de torque.

	Torque simulación (N.mm)	Fs (%)	Eficiencia (%)	Reductor	Friccion	Torque final (N.mm)
Eje X	546,07	40	90	5	0,15	195,37
Eje Y	6.876	40	90	10	0,15	1.230,04
Eje Z	203,79	40	90	5	0,15	72,91
Eje Gp	3.252,85	40	90	10	0,15	581,90
Eje Gs	797,08	40	90	5	0,15	285,18

Tabla 4.21: Tabla de resultado de velocidad.

	Velocidad Simulación (RPM)	Fs (%)	Reductor	Velocidad Final (RPM)
Eje X	180	40	5	1.260
Eje Y	240	40	10	3.360
Eje Z	377,872	40	5	2.645,10
Eje Gp	26,66	40	10	373,24
Eje Gs	3,333	40	5	23,33

Elaborado por: Osorio Rosaura

4.4 Diseño de la herramienta de doblado

El arrollado de extremos de espirales se realiza por medio de herramientas o matrices de doblado, las cuales son las que se encontraran en contacto directo con el extremo del espiral y son las encargadas de aplicar la fuerza necesaria para producir el arrollado.

Para la herramienta de de doblado se propone la siguiente geometría.



Fig. N°4.30: Geometría propuesta para la herramienta.

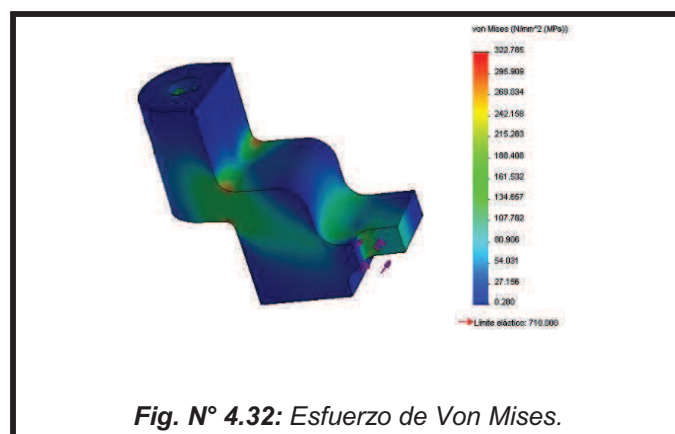
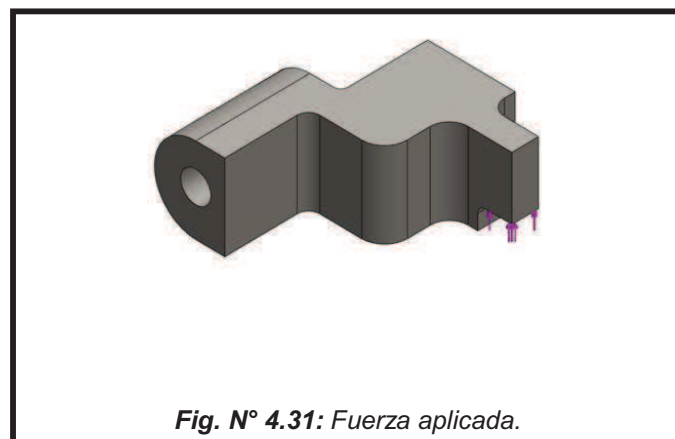
Es necesario validar dicho diseño y para ello se utiliza la aplicación de una plataforma computacional de simulación de esfuerzos para realizar un análisis de esfuerzos.

Para llevar a cabo la simulación de la herramienta partimos del dimensionamiento del espacio disponible en la base giratoria principal ya que de este dependerá el prototipo de la misma, una vez realizado el modelo se define el material para aproximarlos a la realidad (Ver Tabla 4.22). Así mismo, se limitan los movimientos definiendo los grados de libertad colocando restricciones, en este caso la pieza se encuentra apenada al sistema de la base de soporte y movimiento de la herramienta en la parte frontal del eje giratorio principal. Finalizado esto se asignan las cargas a las que se someterá la herramienta (fuerza necesaria para realizar el doblado del espiral). Es necesario definir los contactos existentes entre las superficies del prototipo, luego se realiza el mallado para finalmente poder realizar la simulación y de esta manera obtener resultados de la misma.

Tabla 4.22: Propiedades físicas del acero AISI 4130.

AISI	Sy (MPa)	Su (Mpa)	Dureza Brinell
4130	709	817	245

A continuación se presentan los datos arrojados por el programa de simulación de esfuerzos. En la Figura N° 4.31 se muestra la fuerza aplicada a la herramienta de doblado, en la Figura 4.32 los resultados de esfuerzos de Von Mises, y por último en la Figura Figura N° 4.33 se presentan los resultados de los desplazamientos presentes.



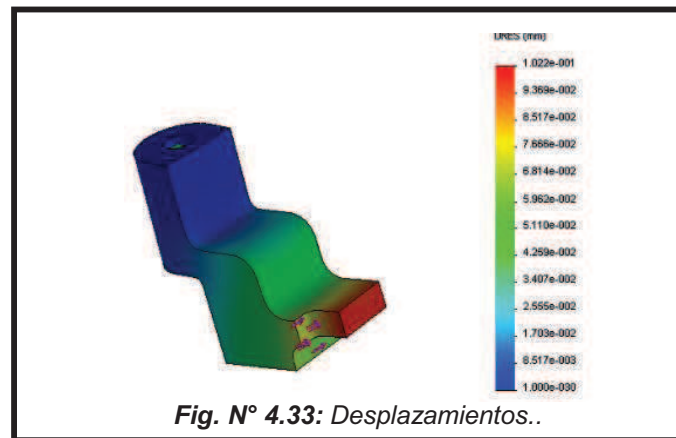


Tabla 4.23: Resultados arrojados por el programa.

Nombre	Valores Críticos
Esfuerzo de Von Mises	322,79 MPa
Desplazamiento Resultante	0,10 mm
Factor de Seguridad	2,20

Para realizar el análisis resistivo se utiliza el criterio de falla de Von Mises, para el cálculo del factor de seguridad, por ser un método conservador y el más usado en el caso de materiales dúctiles. Los resultados arrojados muestran los esfuerzos de Von Mises y el desplazamiento resultante máximo, a demás se detalla que la magnitud del factor de seguridad mínimo presente en la pieza se encuentra en un rango aceptable.

CAPÍTULO 5

Estudio de la Factibilidad Técnica y Económica

Factibilidad se refiere a la disponibilidad de los recursos necesarios para llevar a cabo los objetivos o metas señalados, la factibilidad se apoya en 3 aspectos básicos: Operativo, técnico y económico.

El éxito de un proyecto está determinado por el grado de factibilidad que se presente en cada una de los tres aspectos anteriores.

La factibilidad económica del proyecto se estudiara mediante el método de beneficio-costos, el cual examina la relación que tienen los productos y los costos que la ejecución del proyecto implica, esto se realiza con la intención de conocer el impacto económico del proyecto y de cómo trabajando con mano de obra calificada y los componentes necesarios, es posible lograr una disminución en los costos de un dispositivo en comparación a que este haya sido adquirido en el mercado ya sea nacional o internacional.

Elaborado por: Osorio Rosaura

Tabla 5.1: Costo de productos comerciales requeridos para el diseño del dispositivo

Denominación	Cantidad	Costo Unitario (BsF)	Costo Total (BsF)	Referencia empleada
Cilindro neumático	1	2.100	2.100	Rexroth bosh group
Husillo de bolas SKF Serie SN/BN BUF40x10R	2	1.108	2.216	PS IMPORT C.A.
Husillo de bolas SKF Serie SN/BN BUF63x10R	1	1.540	1.540	PS IMPORT C.A.
Guía lineal SKF LLRHS 45 LA x 560	2	1.116	2.232	PS IMPORT C.A.
Guía lineal SKF LLRHS 45 LA x 700	2	1.282	2.564	PS IMPORT C.A.
Chumacera puente SKF PLBU40	4	782	3.128	PS IMPORT C.A.
Servomotor Baldor GBSM63-065-10	1	1.935	1.935	Distribuidora Baldor del Centro CA
Servomotor Baldor GBSM80-080-10	3	3.870	11.610	Distribuidora Baldor del Centro CA
Servomotor Baldor GBSM100-140-10	1	4.085	4.085	Distribuidora Baldor del Centro CA
Tornillos cabeza hexagonal 3/8-24UNF	4	2,62	10,48	TORNILLOS MULTIPLES
Tornillos cabeza hexagonal 1/2x13	73	4,2	306,6	TORNILLOS MULTIPLES
Tornillos cabeza hexagonal 5/16-24	2	1,05	2,1	TORNILLOS MULTIPLES
Tornillos 1/4 -20	2	2,68	5,36	TORNILLOS MULTIPLES
Tornillos 5/16-18	6	0,95	5,7	TORNILLOS MULTIPLES
Tornillos 3/8 -16	30	6,73	201,9	TORNILLOS MULTIPLES
Tornillos 3/4 -10	29	32,05	929,45	TORNILLOS MULTIPLES
Tornillos M12x1,5	16	12,07	193,12	TORNILLOS MULTIPLES
Tornillos 5/8 -11	8	0,95	7,6	TORNILLOS MULTIPLES
Tornillos 1/4 -28	4	2,62	10,48	TORNILLOS MULTIPLES

Elaborado por: Osorio Rosaura

perno cabeza hueca 3/8	2	3,28	6,56	TORNILLOS MULTIPLES
Tornillos #10-24	4	5,65	22,6	TORNILLOS MULTIPLES
Engranaje paso: 213mm. Número de dientes: 69.	2	3.000	6.000	TALLER SAN JOSE
Eje de Precisión. Diámetro: 40mm.Largo: 540 mm	2	5.960	11.920	TALLER SAN JOSE
Eje de acero mecanizado. Diámetro: 40 mm. Largo: 297 mm	1	3.280	3.280	TALLER SAN JOSE
Eje pasador diámetro:19 largo:170	1	1.780	1.780	TALLER SAN JOSE
Eje de ajuste del espiral a la base de soporte diámetro: 30 mm. Largo: 289 mm	2	1.790	3.580	TALLER SAN JOSE
Eje guía de la base de soporte del espiral Diámetro: 31,75 mm. Largo: 460 mm	2	3.100	6.200	TALLER SAN JOSE
Base de motor del eje rotativo, Placa de acero 220x500x25 mm	1	573	573	HIERROCOR
Cilindro de la bancada Diámetro menor: 193,3mm. Espesor: 12,7mm. Largo: 455mm	1	450	450	HIERROCOR
Cilindro guía de la bancada principal Diámetro menor: 62mm. Espesor: 5 mm. Largo: 370mm	2	380	760	HIERROCOR
Cartela de la bancada principal de acero 65x69x12,7 mm	6	80	480	HIERROCOR
Base de motor del eje rotativo 118x150x19 mm	1	120	120	HIERROCOR
Base de cilindros guías 225x380x30 mm	2	535	1.070	HIERROCOR
Base soporte de chumaceras puente 53x126x20,4 mm	3	90	270	HIERROCOR
Placa de base del eje Y 560x600x30 mm	1	2.100	2.100	HIERROCOR
Placa de base del eje Y 460x560x30 mm	1	1.610	1.610	HIERROCOR
Cartelas de base del eje Y 300x500x19 mm	2	594	1.188	HIERROCOR

Elaborado por: Osorio Rosaura

Base de soporte de la máquina 560x600x19 mm	1	1.330	1.330	HIERROCOR
Base de soporte de la máquina 560x440x19 mm	1	975	975	HIERROCOR
Base de soporte de la máquina 560x740x19 mm	1	1.640	1.640	HIERROCOR
Base de soporte de la máquina 150x560x19 mm	1	330	330	HIERROCOR
Base de soporte de la máquina 150x482x19 mm	1	286	286	HIERROCOR
Base de soporte de la máquina 220x482x19 mm	1	420	420	HIERROCOR
Base de soporte de la máquina 440x1250x19 mm	2	2.170	4.340	HIERROCOR
Tope de final de carrera 50x200x45	1	110	110	HIERROCOR
Base del motor de eje Y 170x300x25 mm	2	265	530	HIERROCOR
Base del motor de eje Y 140x300x25 mm	1	218	218	HIERROCOR
Base del motor de eje Y Base mayor: 170mm. Base menor: 140mm. Alto: 135mm. Espesor: 19mm	2	250	500	HIERROCOR
Base del motor de eje Y Base mayor: 170mm. Base menor: 180mm. Alto: 135mm. Espesor: 19mm	2	290	580	HIERROCOR
Base del motor de eje Z 170x395x30 mm	1	420	420	HIERROCOR
Base del motor de eje Z 170x192x19 mm		130	130	HIERROCOR
Base del motor de eje Z 192x254x19 mm	2	195	390	HIERROCOR
Base soporte de chumaceras puente 90x150x50 mm	1	145	145	HIERROCOR
Base del motor de eje X Base mayor: 286mm. Base menor: 130mm. Alto: 250mm. Espesor: 19mm	1	315	315	HIERROCOR
Base del motor de eje X 108x286x19 mm	1	125	125	HIERROCOR
Base del motor de eje X 108x110x19 mm	1	75	75	HIERROCOR

Base rotativa del cilindro neumático (Eje rotativo secundario) 129,5x430x16 mm	1	185	185	HIERROCOR
Base rotativa del cilindro neumático (Eje rotativo secundario) Diámetro: 200mm. Espesor 25mm	2	165	330	HIERROCOR
Base rotativa del cilindro neumático (Eje rotativo secundario) Diámetro: 160mm. Espesor 15mm	1	65	65	HIERROCOR
Base rotativa del cilindro neumático (Eje rotativo secundario) Diámetro: 160mm. Espesor 27mm	1	115	115	HIERROCOR
Base rotativa del cilindro neumático (Eje rotativo secundario) 200x200x25 mm	1	210	210	HIERROCOR
Base de acople del motor del eje rotativo secundario Diámetro: 130mm. Espesor 49mm	1	137	137	HIERROCOR
Base rotativa del cilindro neumático (Eje rotativo secundario) 115x115x16 mm	1	70	70	HIERROCOR
Base rotativa del cilindro neumático (Eje rotativo secundario) 115x115x26 mm	1	85	85	HIERROCOR
Base rotativa del cilindro neumático (Eje rotativo secundario) Varilla de acero. Diámetro: 19 mm. Largo: 375 mm	2	930	1.860	HIERROCOR
Base de soporte del espiral 300x460x19 mm	2	550	1.100	HIERROCOR
Base de soporte del espiral 200x460x19 mm	4	365	1.460	HIERROCOR
Soporte de eje guía de la base de soporte del espiral 60x80x30 mm	4	30	120	HIERROCOR
Base de soporte del espiral 60x289x18 mm	2	65	130	HIERROCOR
Base de soporte del espiral 60x275x18 mm	2	60	120	HIERROCOR

Bocina de bronce de la base de soporte del espiral Diámetro menor: 31,75mm. Espesor: 3,125mm. Largo: 100mm	4	485	1.940	TALLER SAN JOSÉ
--	---	-----	-------	-----------------

Los materiales anteriormente descritos se utilizan para fabricar y ensamblar las distintas partes del equipo.

Es importante resaltar que para realizar del cálculo del costo total del equipo, se debe tomar en cuenta los precios de manufactura y ensamblaje descritos a continuación en la tabla %

Tabla 5.2: Costo de los productos manufacturados requeridos para el diseño del dispositivo

Denominación	Cantidad	Costo total de manufactura (BsF)	Referencia empleada
Fabricación en taller, ensamblaje de partes y equipos según especificaciones del plano	1	20.449,64	Taller San José

De las tablas anteriores se puede concluir que la fabricación de un dispositivo para realizar doblado de extremos en espirales se puede desarrollar satisfactoriamente, debido a que todas las partes o elementos comerciales pueden ser adquiridos en el mercado nacional. El conjunto de elementos o partes no comerciales, es decir, aquellas que pasaran por un proceso de manufactura pueden fabricarse con la participación de talleres metalmecánicos pertenecientes a la región, ya que los mismos cuentan con personal calificado y con la maquinaria adecuada para llevar a cabo esta tarea.

Ahora bien, se procederá a continuación a revisar la factibilidad para la elaboración del dispositivo desde el punto de vista económico, una vez considerados los gastos reflejados en las tablas N° 5.1 y 5.2 es posible realizar una comparación entre los costos de una dobladora de extremos comercial y el equipo elaborado con mano de obra nacional y materiales disponibles en el mercado.

Tabla 5.3: Comparación entre un equipo comercial y el diseñado

Equipos	Costo (BsF)
Equipo comercial	400.000,00
Equipo diseñado	115.728,59

Como se observa en la tabla N° 5.3, el diseño y construcción del equipo tiene un costo aproximadamente del 71,07% menos con respecto a un equipo de características similares, marca Lantian Machinery, modelo SB38CNC-TSR ^[36], que se puede encontrar en el mercado nacional. Se puede concluir que llevar a cabo la construcción del equipo diseñado es económicamente factible ya que el mismo representa un ahorro aproximado al 71%, es decir, una diferencia cerca a los 284.271,41 Bs.

CAPÍTULO 6

Conclusiones y Recomendaciones

6.1 Conclusiones

Como conclusiones del presente trabajo de grado se puede decir lo siguiente:

Se logró el enlace entre la plataforma computacional de diseño paramétrico y la plataforma de diseño de sistemas de control para desarrollar el prototipo virtual de la máquina.

Se demostró que el uso de las herramientas computacionales para el desarrollo de prototipos virtuales se traduce en numerosos beneficios, ya que se trata de un enfoque innovador a la hora de ejecutar proyectos, permitiendo que el usuario obtenga una idea clara de cómo se verá el producto final al observar el modelo de trabajo en la etapa inicial de diseño, de esta manera se logra aportar gran ayuda a la hora de cómo abordar los problemas en la industria, ya que facilitan y optimizan la aplicación de la ingeniería debido a que representa una metodología de diseño que permite el trabajo en paralelo de las diversas ramas de la ingeniería logrando optimizar materiales, ciclos y la selección de equipos antes de realizar inversión para la construcción de la misma, por lo tanto se puede decir

Elaborado por: Osorio Rosaura

que el diseño empleando técnicas de prototipado virtual representa para la industria beneficios económicos y el alcance de la reducción de tiempos de diseño y fabricación. Lo cual quedo demostrado a lo largo del desarrollo del trabajo de grado, ya que se logró el diseño de diversos elementos que conforman el dispositivo para la formación de extremos de espirales, tales como la herramienta de doblado, la cual gracias a las bondades del prototipado virtual pudo ser simulada y analizada a partir del método de elementos finitos. A esto se le agrega el análisis cinemático logrado a partir del prototipo, siendo éste otro de los beneficios alcanzados, y el cual contribuye para la realización de la preselección de equipos.

Se demostró mediante el modelo de prototipo virtual se podría llegar a disminuir los tiempos reales de arrollado de espirales al tiempo ideal, trayendo como consecuencia aumento en la calidad del producto, y la reducción significativa de las paradas no programadas.

Se corroboró que con la solución planteada podría obtenerse un aumento de la producción y a su vez la reducción de desperdicio y de riesgos de los operarios encargados de la manipulación de la maquina y los espirales.

Se verificó que el proyecto es factible económicamente dando por sentado que es mejor decisión invertir en la construcción de la máquina la cual se adaptada a todos los requerimientos y necesidades de la empresa, y empleando herramientas innovadoras como es el enlace logrado.

6.2 Recomendaciones

- ✓ Se requiere una computadora con altas especificaciones para hacer la simulación a una cómoda velocidad.

Elaborado por: Osorio Rosaura

-
- ✓ Establecer los ajustes para cada ensamble, ya que al momento de necesitar repuestos es posible requerir a varios proveedores.
 - ✓ La ingeniería concurrente es una herramienta muy útil para el diseño de maquinas ya que reduce el tiempo de ejecución de un proyecto y se reducen las modificaciones después de construido el prototipo mecánico significativamente.
 - ✓ A partir de los datos obtenidos mediante la simulación se podrían tomar referencias para comenzar la redacción del plan de mantenimiento para el dispositivo desarrollado.

Referencias

- [1] Job van Amerongen (2003). *Mechatronic design*. Mechatronics 13, 1054–1062.
- [2] Gianni Ferretti, GianAntonio Magnani, Paolo Rocco (2004). *Virtual prototyping of mechatronic 1systems*. Annual Reviews in Control 28, 201–204.
- [3] D.M.C. Santos, A.E.M. Pertence y P.R. Cetlin (2005). *The development of 3D models through rapid prototyping concepts*. Journal of Materials Processing Technology 168, 271–272.
- [4] Qing Shen, Jürgen Gausemeier, Jochen Bauch, Rafael Radkowski (2005). *A cooperative virtual prototyping system for mechatronic solution elements based assembly*. Advanced Engineering Informatics 19, 172 – 175.
- [5] Álvaro Fabián Armas Maldonado y Guillermo Mauricio Murillo Quishpe (2009). *Diseño y construcción de un banco de pruebas para amortiguadores*. Proyecto previo a la obtención del título de ingeniero automotriz Escuela Politécnica del Ejército sede Latacunga Ecuador, 25 – 98.

Elaborado por: Osorio Rosaura

- [6] Zheng Wang (2011). *Interactive virtual prototyping of a mechanical system considering the environment effect. Part 1: Modeling dynamics*. C. R. Mecanique 339, 594–601.
- [7] Juan Alberdi Urrieta (2003). *Manual de automoción*. Campus Tecnológico de la Universidad de Navarra, 4 – 5.
- [8] Alexander Kevin García Martínez (2011). *Simulación virtual de una suspensión multibrazo en entorno VMRL*. Ingeniería Técnica Industrial Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, 5 – 11.
- [9] Wiseman.org. (2009). [On-line]. Disponible en: <http://www.Wiseman.org/automovil/suspension.html>
- [10] Lucio Manno (2010). *Muelles helicoidales*. Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura, Universidad Nacional de Rosario, Argentina, 3 – 5.
- [11] Proceso de manufactura de espirales [On-line]. Disponible en: <http://www.madehow.com/Volume-6/Springs.html#ixzz1nmYmHCtl>
- [12] Edward Chlebus (2005). *Proyecto ampliado de transferencia del concepto europeo para la calificación agregada de la Mecatrónica las fuerzas especializadas en la producción industrial globalizada*. Universidad Politécnica de Wroclaw, Polonia, 7 – 29.
- [13] Giovanni Torres Charry (). *Que es y para qué sirve el prototipado virtual*. Área de Investigación y Desarrollo Ingeniería Mecatrónica, Corporación Universitaria Autónoma de Occidente, 2 – 8.
- [14] Jaume Gual Ortí (2011). *Fundamentos del modelado y prototipado virtual en el diseño de productos*. Departamento de Ingeniería de Procesos Industriales, Universidad Jaume I, 10
- [15] A. Carnicero (2001). *Introducción al Método de los Elementos Finitos*. Trabajo de ascenso no publicado. Universidad Pontificia Comillas, España, 5 – 12.

Elaborado por: Osorio Rosaura

- [16] Sergio Gómez Gonzales (2008). *El gran libro de Solidworks*, 17.
- [17] Husillo de bola. [On-line]. Disponible en: <http://www.shuton.com>
- [18] Tomada de la pág. 49. SKF Catálogo de Husillos de Bolas. Catálogo 6971 EN. Abril 2009.
- [19] Tomada de la pág. 58. SERWAY, Raymond, BEICHNER, Robert. FÍSICA PARA CIENCIAS E INGENIERÍA, Pearson Education, Quinta Edición, 2002
- [20] Tomada de la pág. 59. SERWAY, Raymond, BEICHNER, Robert. FÍSICA PARA CIENCIAS E INGENIERÍA, Pearson Education, Quinta Edición, 2002
- [21] Tomada de la pág. 60. SERWAY, Raymond, BEICHNER, Robert. FÍSICA PARA CIENCIAS E INGENIERÍA, Pearson Education, Quinta Edición, 2002
- [22] Tomada de la pág. 398. SHIGLEY, Joseph, MISHKE, Charles. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, McGraw-Hill, Cuarta Edición, 1990
- [23] Tomada de la pág. 399. SHIGLEY, Joseph, MISHKE, Charles. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, McGraw-Hill, Cuarta Edición, 1990
- [24] Tomada de la pág. 395. SHIGLEY, Joseph, MISHKE, Charles. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, McGraw-Hill, Cuarta Edición, 1990
- [25] Tomada de la pág. 400. SHIGLEY, Joseph, MISHKE, Charles. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, McGraw-Hill, Cuarta Edición, 1990
- [26] Doblado de chapa. [On-line]. Disponible en: <http://www.commonswikipedia.org/wiki/file:Análisisdoblado.jpg>
- [27] Tomada de la pág. 5. Lucio Manno (2010). *Muelles helicoidales*. Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura, Universidad Nacional de Rosario.

- [28] Tomada de la pág. 250. CABELLO, Sandra. TÓPICOS SOBRE CONFORMADO DE METALES, Publicaciones de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo, Segunda Edición, 2011.
- [29] Tomada de la pág. 165. TASSONI Danilo, ELEMENTOS DE MAQUINAS, facultad de Ingeniería, Universidad de Carabobo.
- [30] Tomada de la pág. 126. PYTEL, Andrew, SINGER, Ferdinand. RESISTENCIA DE MATERIALES, Alfamega, Octava Edición, 2008.
- [31] Tomada de la pág. 127. PYTEL, Andrew, SINGER, Ferdinand. RESISTENCIA DE MATERIALES, Alfamega, Octava Edición, 2008.
- [32] Tomada de la pág. 218. PYTEL, Andrew, SINGER, Ferdinand. RESISTENCIA DE MATERIALES, Alfamega, Octava Edición, 2008.
- [33] Tomada del Apéndice C. TASSONI Danilo, ELEMENTOS DE MAQUINAS, facultad de Ingeniería, Universidad de Carabobo.
- [34] Tomada de la pág. 82. TASSONI Danilo, ELEMENTOS DE MAQUINAS, facultad de Ingeniería, Universidad de Carabobo.
- [35] Tomada de la pág. 77. TASSONI Danilo, ELEMENTOS DE MAQUINAS, facultad de Ingeniería, Universidad de Carabobo.
- [36] Tomada de la pág. 78. TASSONI Danilo, ELEMENTOS DE MAQUINAS, facultad de Ingeniería, Universidad de Carabobo.
- [37] Tomadas de la pág. 280. SHIGLEY, Joseph, MISCHKE, Charles. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, McGraw-Hill, Cuarta Edición, 1990.
- [38] Tomadas de la pág. 281. SHIGLEY, Joseph, MISCHKE, Charles. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, McGraw-Hill, Cuarta Edición, 1990.
- [39] Curva de variación de Esfuerzo – Temperatura SAE 6150. [On-line]. Disponible en: <http://www.acerosdeoeler.com.ar/english/730.pp>

Apéndice de Figuras

MRA 080

No of Stages		1 • Stage					2 • Stages							
Ratio		3	4	5	7	10	16	20	25	35	50	70	100	
INPUT														
Rated speed / Max.	rpm	4000 / 6000												
Rated Power	Kw	3.6	3.6	7.4	3.7	2	2.5	2.0	1.6	1.1	0.79	0.54	0.2	
Rated torque	Lb-in	204	204	159	80	44	52	42	33	24	17	12	4.4	
	Nm	23	23	18	9	5	5.9	4.7	3.7	2.7	1.9	1.3	0.5	
Accel torque ⁽¹⁾	Lb-in	265	265	177	97	53	62	53	35	26	18	9		
	Nm	30	30	20	11	6	7	6	4	3	2	1		
OUTPUT														
Rated speed	rpm	1333	1000	800	571	400	250	200	160	114	80	57	40	
Rated torque	Lb-in	752	752	752	575	442	761	752	761	752	442	442		
	Nm	85	85	85	65	50	86	85	86	85	50	50		
Accel torque ⁽¹⁾	Lb-in	973	973	796	619	487	1106	1115	1150	1186	885	885	619	
	Nm	110	110	90	70	55	125	126	130	134	100	100	70	
GENERAL DATA														
Inertia ⁽²⁾	Lb-in-c ² x 10 ⁻⁴	12.8	12.8	11.8	10.8	10.5	12.2	12.1	11.3	10.6	12.2	12.2	12.1	
	Kg-m ² x 10 ⁻⁶	11.3	11.3	10.4	9.6	9.3	10.8	10.7	10	9.4	10.8	10.8	10.7	
Max. Backlash	arc-min	10 or 5												
Efficiency ⁽³⁾	%	96					91							
Rated Life	H	15,000												
Weight	Kg / Lbf	5/11.2					6/13.4							
Radial Load ⁽⁴⁾	N / Lbf	1,600/360												
Axial Load	N / Lbf	650/146												

Figura A.1: Servomotor marca Baldor, serie MRA, modelo MRA080.

Fuente: Catálogo de Servomotores Baldor, pág. 80

MRA 180

No of Stages		1 • Stage					2 • Stages							
Ratio		3	4	5	7	10	16	20	25	35	50	70	100	
INPUT														
Rated speed / Max.	rpm	4000 / 6000												
Rated Power	Kw	51	38	31	22	15	10	8	6.3	4.6	3	2.5	1.7	
Rated torque	Lb-in	1071	805	646	460	319	212	168	133	97	71	53	35	
	Nm	121	91	73	52	36	24	19	15	11	8	6	4	
Accel torque ⁽¹⁾	Lb-in	1230	920	735	522	363	239	195	155	115	80	62	44	
	Nm	138	104	83	59	41	27	22	18	13	9	7	5	
OUTPUT														
Rated speed	rpm	1333	1000	800	571	400	250	200	160	114	80	57	40	
Rated torque	Lb-in	3097	3097	3097	3097	3097	3097	3097	3097	3097	3097	3097	3097	
	Nm	350	350	350	350	350	350	350	350	350	350	350	350	
Accel torque ⁽¹⁾	Lb-in	5310	5310	5310	5310	5310	5310	5310	5310	5310	5310	5310	5310	
	Nm	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	
GENERAL DATA														
Inertia ⁽²⁾	Lb-in-c ² x10 ⁻⁴													
	Kg-m ² x10 ⁻⁶													
Max. Backlash	arc-min	10 or 5												
Efficiency ⁽³⁾	%	96					91							
Rated Life	H	15,000												
Weight	Kg / Lbf	60/134					90/201							
Radial Load ⁽⁴⁾	N / Lbf	5,000/2023												
Axial Load	N / Lbf	5,000/1124												

Figura A.2: Servomotor marca Baldor, serie MRA, modelo MRA180.

Fuente: Catálogo de Servomotores Baldor, pág. 83

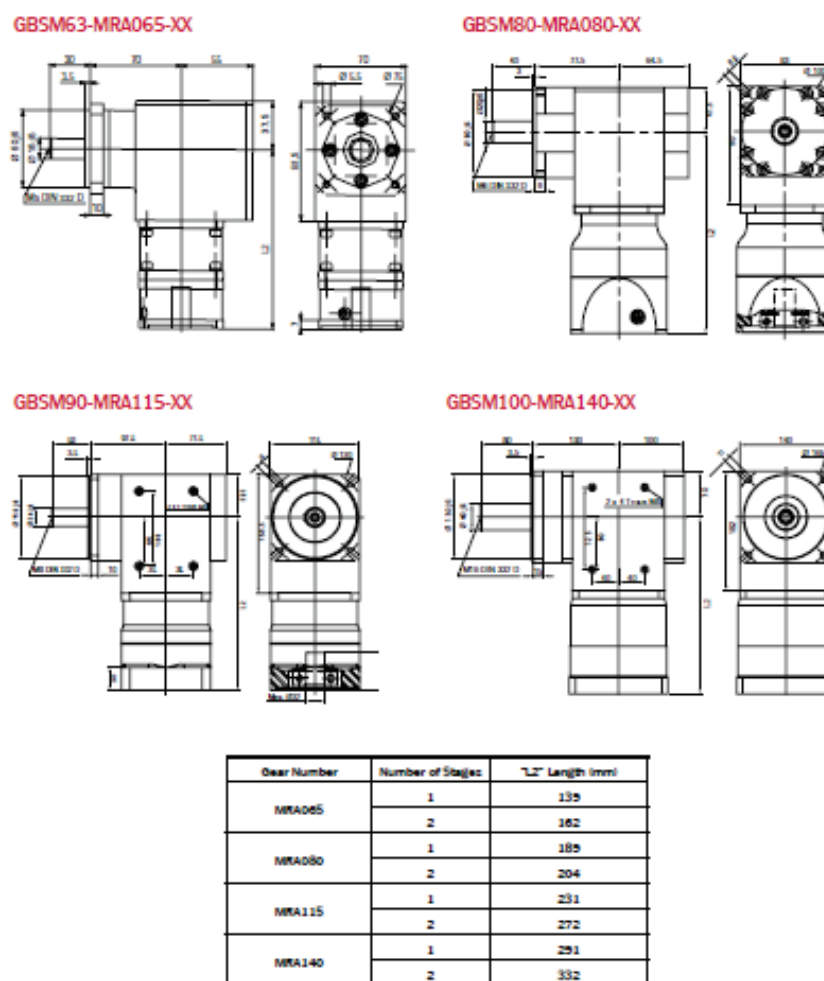


Figura A.3: Dimensiones de Servomotores marca Baldor, serie MRA.

Fuente: Catálogo de Servomotores Baldor, pág. 84

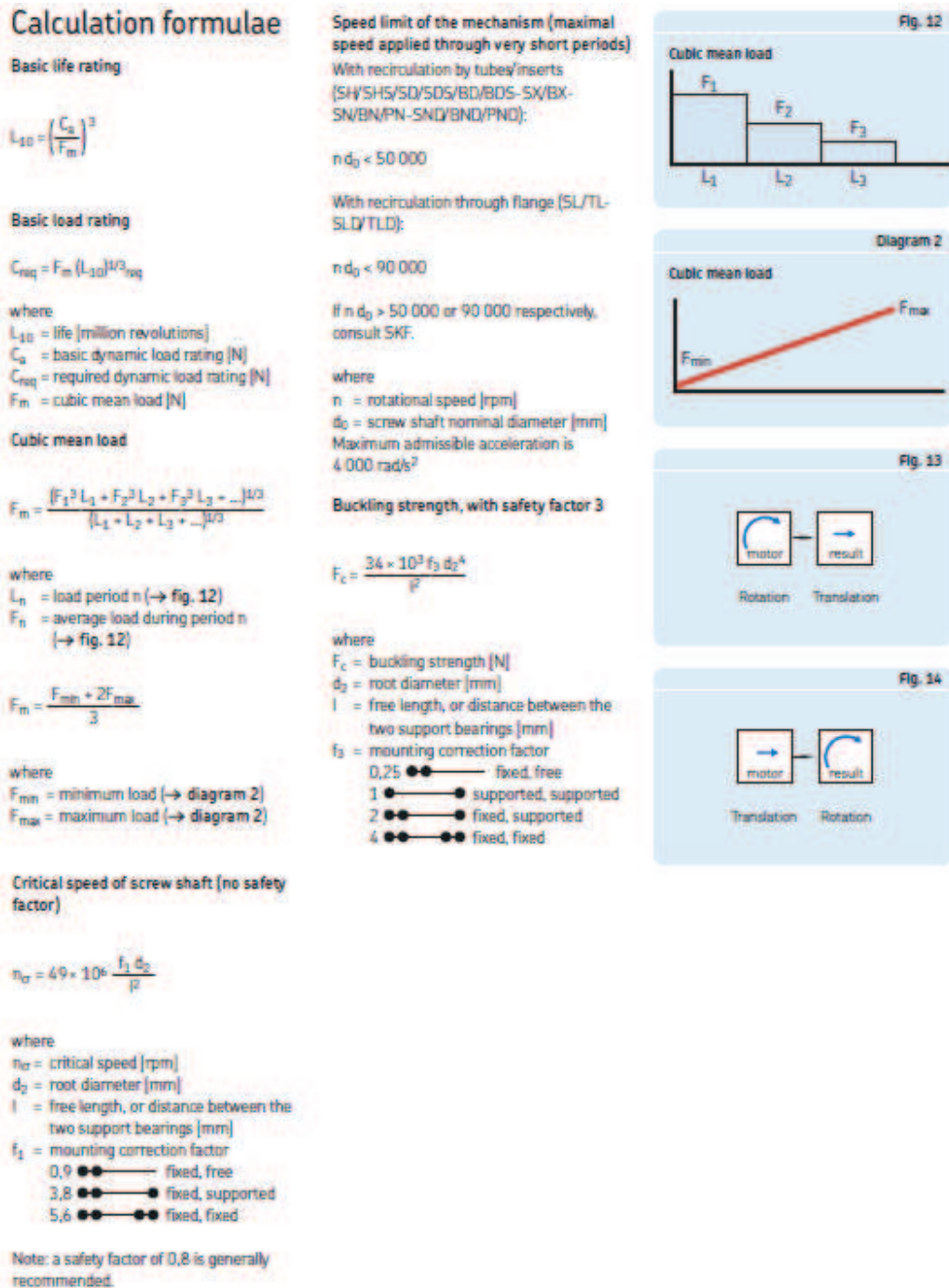


Figura A.4: Criterios de selección de husillos de bolas SKF.

Fuente: Catálogo de Husillos de Bolas SKF. Catálogo 6971, pág. 49

Theoretical efficiencies direct (→ fig. 13) $\eta = \frac{1}{1 + \frac{\pi d_0}{P_h} \mu}$ where $\mu = 0,0065$ for SH/SHS $\mu = 0,006$ for SQ/SQS, BQ/BDS, SX, SL, SN, SND, BX, BN, TL, PN, PND d_0 = nominal diameter of screw shaft [mm] P_h = lead [mm] indirect (→ fig. 14) $\eta_i = 2 - \frac{1}{\eta}$	Preload torque [Nm] $T_{pr} = \frac{F_{pr} P_h}{1000 \pi} \left(\frac{1}{\eta_p} - 1 \right)$ where T_{pr} = preload torque [N] F_{pr} = preload [N] Restraining torque (considering system backdriving) $T_B = \frac{F P_h \eta_i}{2000 \pi}$ where T_B = restraining torque [Nm] F = load [N] For safety, we use the theoretical indirect efficiency.
Practical efficiency $\eta_p = 0,9 \eta$ The value 0,9 used is an average value between the practical efficiency of a new screw and that of a properly run in screw. It should be used for industrial applications in all normal working conditions. For extreme cases, call us.	Static axial stiffness $\frac{1}{R_s} = \frac{1}{R_n} + \frac{1}{R_m} + \frac{1}{R_p}$ Fix-free or fix-support $R_s = 165 \frac{d_2^2}{l}$ Fix-fix assembly $R_s = \frac{165 d_2^2 l}{l_2 (l + l_2)}$ where R_s = shaft rigidity [N/μm] R_n = nut rigidity [N/μm] R_p = end bearing rigidity [N/μm] For details see page 10.
Input torque in a steady state $T = \frac{F P_h}{2000 \pi \eta_p}$ where T = input torque [Nm] F = maximum load of the cycle [N] P_h = lead [mm] η_p = practical efficiency	Power required in a steady state $P = \frac{F n P_h}{60000 \eta_p}$ where P = power required [W] n = revolutions per minute [rpm]
	For additional information, please contact SKF

Figura A.5: Criterios de selección de husillos de bolas SKF.

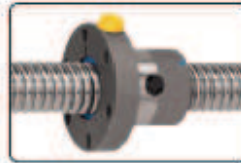
Fuente: Catálogo de Husillos de Bolas SKF. Catálogo 6971, pág. 50

SN/BN precision screws

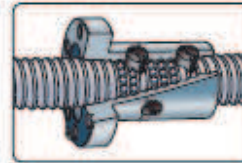
Roller thread ball screw with internal recirculation nut.

Standard version: composite inserts.
Special version: steel inserts which can act as a safety device for severe requirements on vertical applications. Contact us.

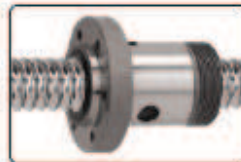
- Nominal diameter: 16 to 63 mm
- Lead: 5 to 10 mm
- Lubrication hole for nipple or automatic SKF SYSTEM 24
- Compact nut with integral flange for simple mounting and axial play
- Ground flanged nut: precise mounting
- Wipers available
- Backlash elimination by oversize balls on request (BN designation)
- Screw shaft can be phosphated on request
- Screw shaft accessories: FLBU-FLBU and BLUF off the shelves (→ pages 42 to 47).



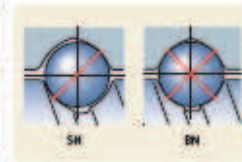
Standard



Recirculation



Customised



Nominal diameter	Lead (right hand)	Max. Basic load ratings dynamic	static	Number of balls	Max. play	Reduced play on request	Preliminary torque for zero play	Inertia	Grease	Weight	Screw Mass	Inertia	Grease	Designation
d_s	P_s	C_s	C_{0s}				T_{01}							
mm	mm	kN		-	mm		Nm	kgmm ²	cm ²	kg	kgm	kgmm ²	cm ²	-
16	5	8,1	12,4	3	0,08	0,05	0,05	45	0,9	0,18	1,3	33	2,1	SW/BH 16-5 R
20	5	11,7	18,3	3	0,1	0,05	0,08	88	1,2	0,24	2	85	2,7	SW/BH 20-5 R
25	5	13	22,7	3	0,1	0,05	0,13	127	1,6	0,28	3,3	224	3,4	SW/BH 25-5 R
	10	25,8	43,7	4	0,12	0,08	0,23	244	4,5	0,53	5,6	255	3,2	SW/BH 25-10 R
32	5	19,1	40,4	4	0,1	0,05	0,21	250	2,3	0,4	5,6	441	4,5	SW/BH 32-5 R
	10	42,4	81,8	5	0,12	0,08	0,35	473	4,6	0,83	5,7	439	4,2	SW/BH 32-10 R
40	5	25,4	53,2	5	0,1	0,05	0,36	495	3,1	0,58	9	1 639	5,6	SW/BH 40-5 R
	10	63,6	127,1	6	0,12	0,08	0,44	1 285	10,7	1,4	8,4	1 437	5,1	SW/BH 40-10 R
50	10	70,6	157,6	6	0,12	0,08	0,88	1 305	13,1	1,8	13,6	3 736	6,5	SW/BH 50-10 R
63	10	78,4	202,0	6	0,12	0,08	1,23	4 180	16,1	2,25	22	9 913	8,4	SW/BH 63-10 R

Figura A.6: Criterios de selección de husillos de bolas SKF.

Fuente: Catálogo de Husillos de Bolas SKF. Catálogo 6971, pág. 28

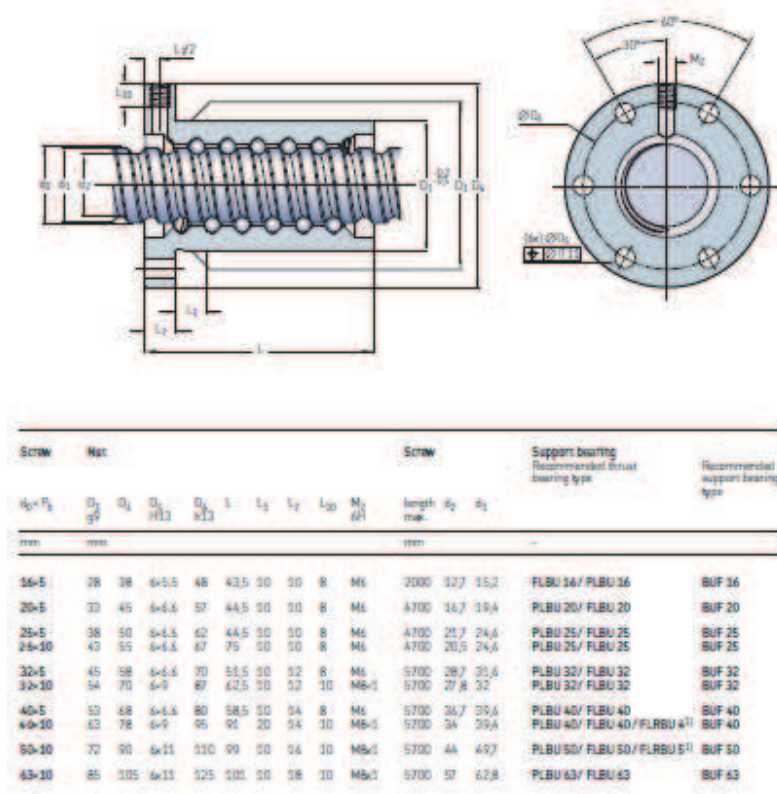


Figura A.7: Criterios de selección de husillos de bolas SKF.

Fuente: Catálogo de Husillos de Bolas SKF. Catálogo 6971, pág. 28

TABLA 14-3 Dimensiones principales de roscas Acme American Standard
Véase la referencia 2 para una información más completa dimensional y de tolerancias

Diámetro mayor (in)	Hilos por pulgada	Paso de rosca (in)	Diámetro de paso (in)	Diámetro menor (in)	Área de esfuerzo a 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

Figura A.8: Dimensiones principales para los tornillos ACME.

Fuente: SHIGLEY, Joseph. MISCHKE, Charles. *DISEÑO DE INGENIERÍA MECÁNICA*, McGraw-Hill, Cuarta Edición 1990

Elaborado por: Osorio Rosaura

TABLA 14-6 Especificaciones y resistencias SAE para pernos de acero

Número de grado SAE	Rango de dimensión del diámetro exterior (in)	Resistencia de prueba mínima (kpsi)	Límite de fluencia elástico mínimo (kpsi)	Resistencia mínima a tensión (kpsi)	Material
1	0.25-1.5	33	36	60	bajo o medio carbono
2	0.25-0.75	55	57	74	bajo o medio carbono
2	0.875-1.5	33	36	60	bajo o medio carbono
4	0.25-1.5	65	100	115	medio carbono, estirado en frío
5	0.25-1.0	85	92	120	medio carbono, T y R*
5	1.125-1.5	74	81	105	medio carbono, T y R
5.2	0.25-1.0	85	92	120	martensita de bajo carbono, T y R
7	0.25-1.5	105	115	133	aleación de bajo carbono, T y R
8	0.25-1.5	120	130	150	aleación de medio carbono, T y R
8.2	0.25-1.0	120	130	150	martensita de bajo carbono, T y R

* Templado y revenido.

Figura A.9: Especificaciones y resistencias SAE para pernos de acero.

Fuente: SHIGLEY, Joseph. MISCHKE, Charles. *DISEÑO DE INGENIERÍA MECÁNICA*, McGraw-Hill, Cuarta Edición 1990

+

Elaborado por: Osorio Rosaura

Apéndice de Tablas

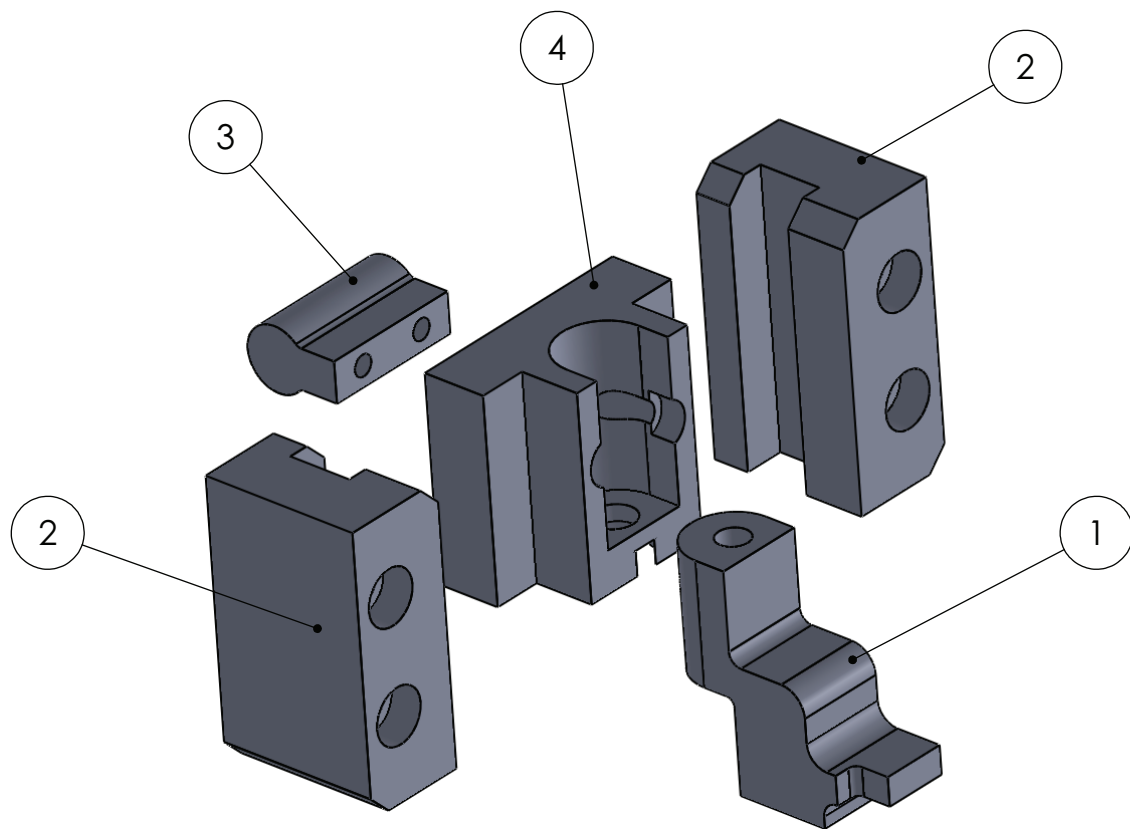
TIPO O CLASE DE CARGA	ACERO, METALES DÚCTILES		HIERRO FUNDIDO, METALES FRÁGILES	MADERA DE CONSTRUCCIÓN
	Basado en la resistencia máxima*	Basado en la resistencia de fluencia**	Basado en la resistencia máxima*	
Carga muerta o Carga variable bajo análisis por fatiga	3 - 4	1.5 - 2	5 - 6	7

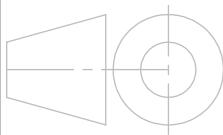
Figura B.1: Tabla de factores de seguridad. Valores mínimos recomendados.

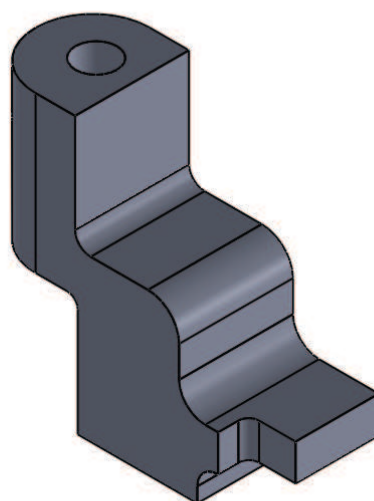
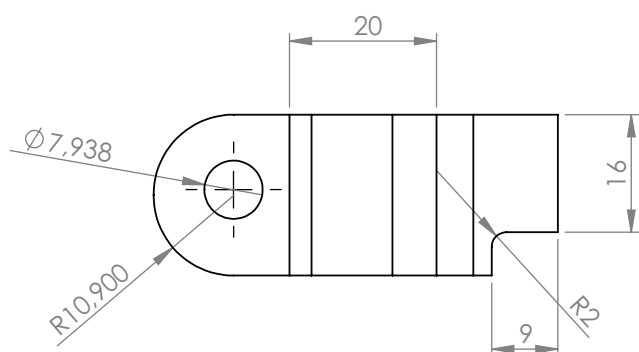
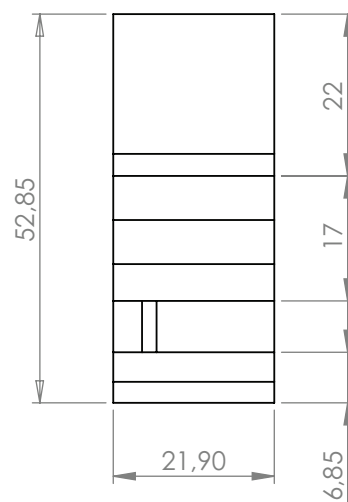
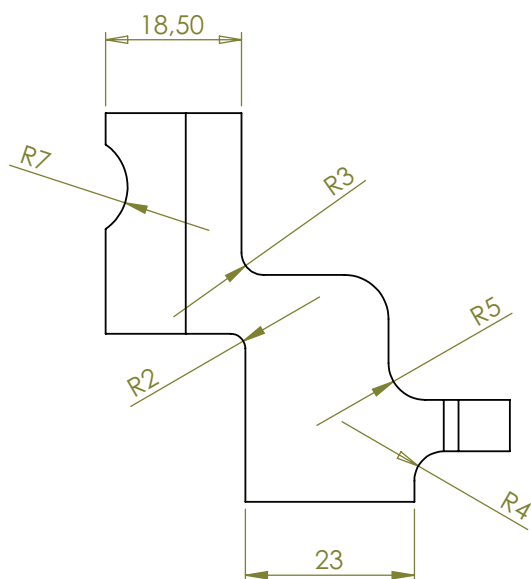
Fuente: V., Faired. DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINA. Montaner y Simon S.A. 1970

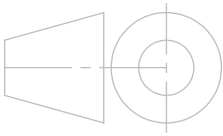
Anexos

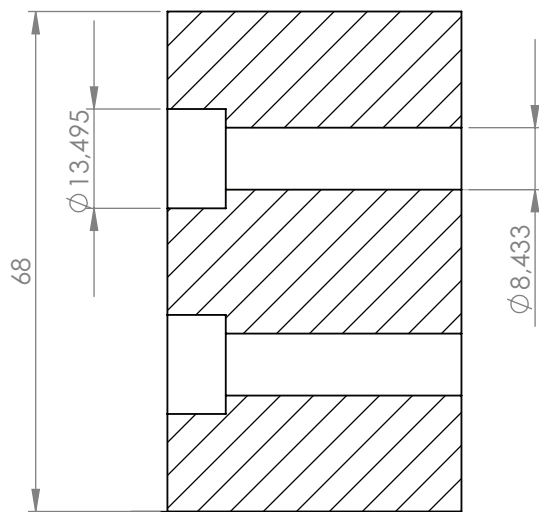
En el siguiente segmento se mostrarán un conjunto de planos correspondientes a la herramienta de doblado y sus bases de soporte en la bancada del dispositivo para la formación de extremos de espirales, en los cuales se podrán observar a detalle los elementos que la componen y cada una de sus características de diseño.



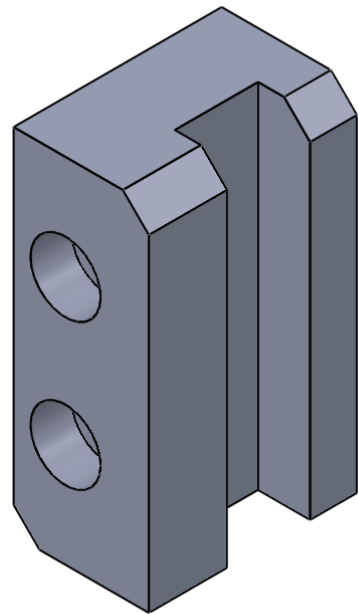
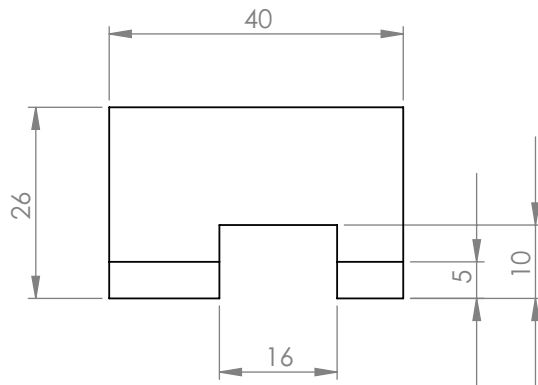
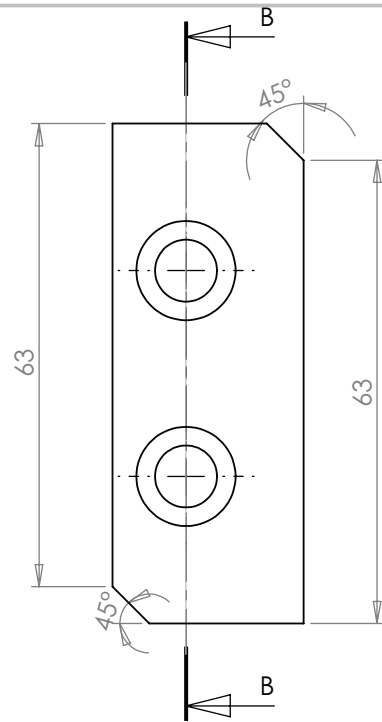
1	Base Pivote de Herramienta de Doblado	4	Acero AISI D2	Plano 4	
1	Base de Herramienta de Doblado	3	Acero AISI D2	Plano 3	
2	Guía de Herramienta de Doblado	2	Acero AISI D2	Plano 2	
1	Herramienta de Doblado	1	Acero AISI D2	Plano 1	
CANTIDAD	DENOMINACIÓN	NÚMERO	MATERIAL	OBS.	
		ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS
UNIVERSIDAD DE CARABOBO			FECHA	NOMBRE	FIRMA
		Dibuja:	03/10/12	Osorio Rosaura	
		Revisa:			
ESCALA S/E	Conjunto General de la Herramienta de Doblado		TRABAJO DE GRADO		
			LÁMINA: 0		

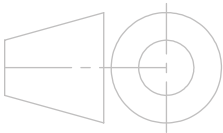


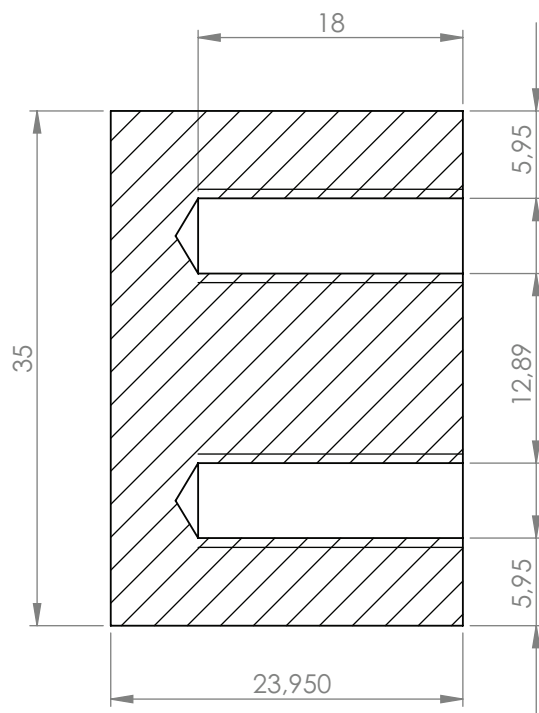
1	Herramienta de Doblado	1	Acero AISI D2	Plano 1
CANTIDAD	DENOMINACIÓN	NÚMERO	MATERIAL	OBS.
	ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS
	UNIVERSIDAD DE CARABOBO		FECHA	NOMBRE
	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dibuja: 03/10/12	Osorio Rosaura
	Revisa:			
ESCALA 1:1	Herramienta de Doblado		TRABAJO DE GRADO	
			LÁMINA:	1



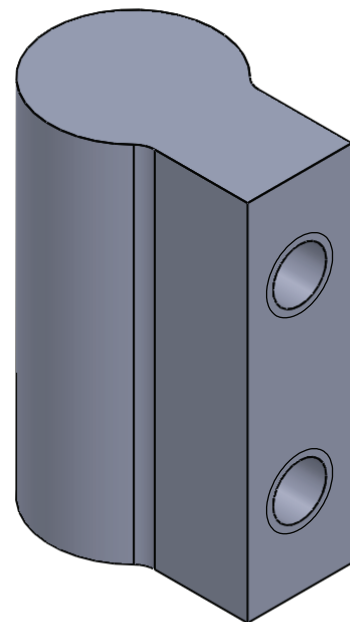
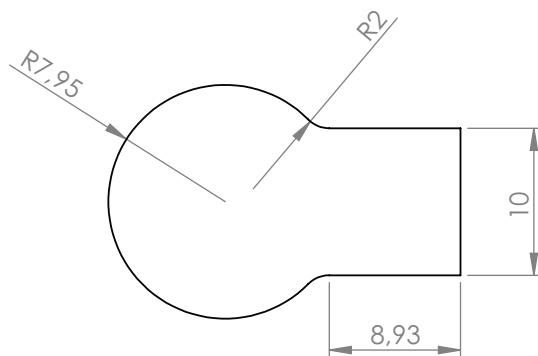
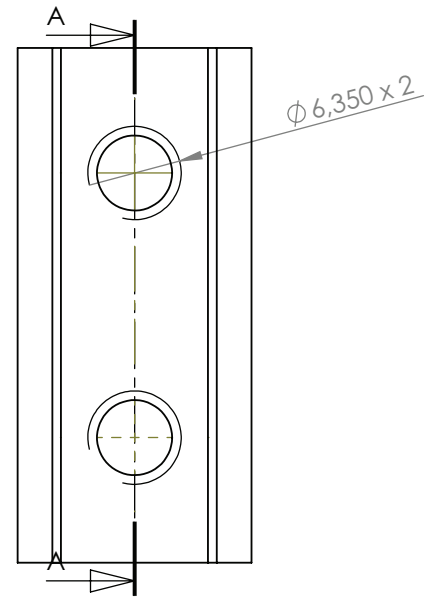
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 1

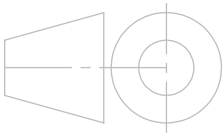


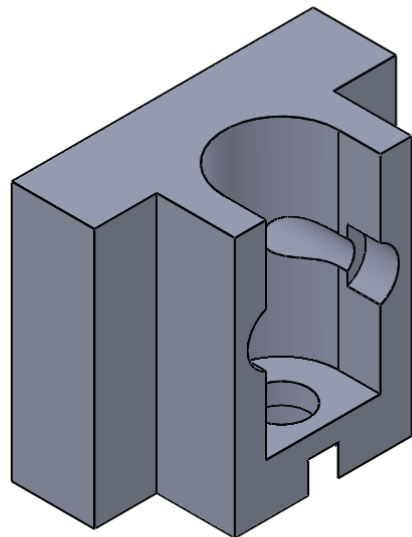
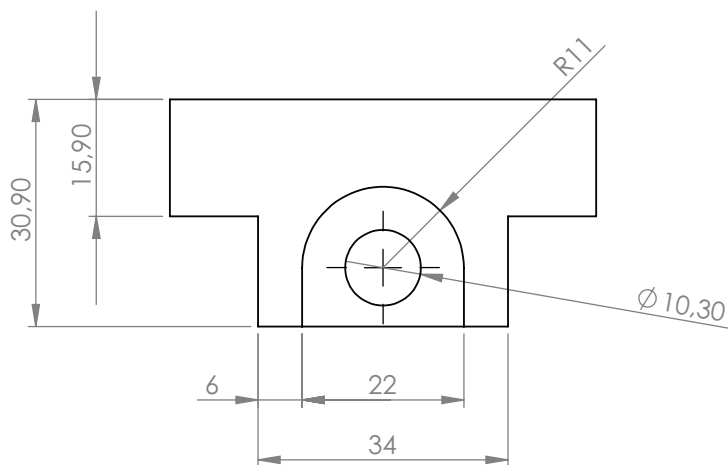
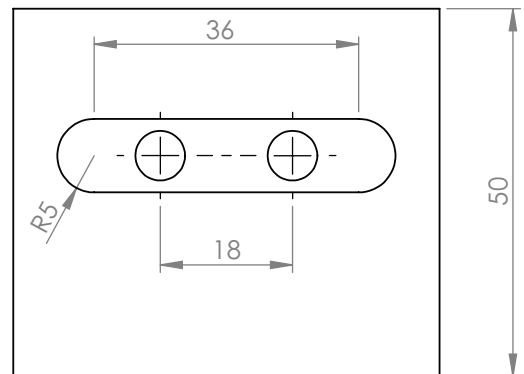
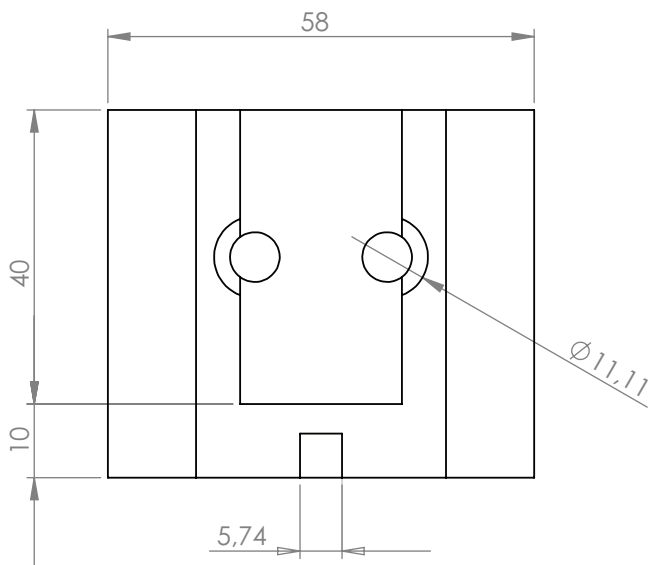
2	Guía de Herramienta de Doblado		2	Acero AISI D2		Plano 2	
CANTIDAD	DENOMINACIÓN		NÚMERO	MATERIAL		OBS.	
		ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS		OTRAS NORMAS	
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA				FECHA	NOMBRE		FIRMA
			Dibuja:	03/10/12	Osorio Rosaura		
			Revisa:				
ESCALA 1:1	Guía de Herramienta de Doblado			TRABAJO DE GRADO			
LÁMINA: 2							

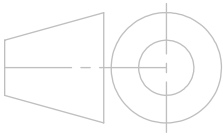


SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 1



1	Base Pivote de Herramienta de Doblado	1	Acero AISI D2	Plano 3
CANTIDAD	DENOMINACIÓN	NÚMERO	MATERIAL	OBS.
	ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS
UNIVERSIDAD DE CARABOBO		FECHA	NOMBRE	FIRMA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		Dibuja: 03/10/12	Osorio Rosaura	
		Revisa:		
ESCALA 1:1	Base Pivote de Herramienta de Doblado		TRABAJO DE GRADO	
			LÁMINA:	3



1	Base de Herramienta de Doblado	1	Acero AISI D2	Plano 4
CANTIDAD	DENOMINACIÓN	NÚMERO	MATERIAL	OBS.
	ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIAS GEOMÉTRICAS	AJUSTES Y TOLERANCIAS	OTRAS NORMAS
UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		FECHA	NOMBRE	FIRMA
		Dibuja: 03/10/12	Osorio Rosaura	
		Revisa:		
ESCALA 1:1	Base de Herramienta de Doblado		TRABAJO DE GRADO	
			LÁMINA:	4