

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



TRABAJO DE GRADO:

**“DISEÑO DE UNA CORTADORA DE CORONAS DE MOTORES
ELÉCTRICOS PARA PROCESOS DE DESEMBOBINADO”**

Realizado por:

JOHN HENRRY RAMOS VERA

Trabajo de grado presentado ante la Universidad de Oriente como
requisito parcial para optar al título de:

Ingeniero Mecánico

Barcelona, Noviembre de 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



TRABAJO DE GRADO:

**“DISEÑO DE UNA CORTADORA DE CORONAS DE MOTORES
ELÉCTRICOS PARA PROCESOS DE DESEMBOBINADO”**

Realizado por:

Br. John Henry Ramos Vera.

Revisado por:

Ing. Marcelino Roa

Asesor Industrial

Prof. Dr. Félix Payares

Asesor Académico

Barcelona, Noviembre de 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



TRABAJO DE GRADO:

**“DISEÑO DE UNA CORTADORA DE CORONAS DE MOTORES
ELÉCTRICOS PARA PROCESOS DE DESEMBOBINADO”**

APROBADO

JURADO CALIFICADOR

Prof. Luís Martínez

Prof. Francisco García

Barcelona, Noviembre de 2010

RESOLUCIÓN

ARTÍCULO 41

“Los trabajos de grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y solo podrán ser utilizados a otros fines, con el consentimiento del consejo de núcleo respectivo, el cual notificará al Consejo Universitario.”

DEDICATORIA

A:

Dios, quien siempre me acompaña y me da la fuerza para luchar por mis sueños.

Mis Padres, quienes siempre han confiado en mí, me han dado las herramientas para triunfar y han estado a mi lado siempre. ¡Me siento bendecido por tener los mejores padres del mundo!

Mis hermanos, Krys y Carlos Eduardo por su solidaridad durante todo el recorrido para alcanzar esta meta.

Mis abuelos, tíos y primos por aconsejarme, ayudarme siempre a superarme y demostrarme el orgullo que sienten por mí.

Todas aquellas personas que formaron parte importante en este proyecto pero que en este momento se me escapan de mi memoria.

AGRADECIMIENTOS

A:

El profesor Félix Payares por guiarme y viajar junto a mí durante este camino de superación donde siempre pude contar con él como amigo y profesor.

Toda mi familia por confiar en mí, por apoyarme, ayudarme a levantar en los momentos duros.

Mi tío Edwin por su apoyo incondicional en especial durante la carrera.

Todos mis amigos que siempre estuvieron junto a mí en las buenas y malas (Asdrúbal Flores, Alejandro Guzmán, Argenis Díaz, Simón Núñez, Luis Piñero, José Ángel López...) gracias por su apoyo.

Todo el equipo F-SAE UDO por esa gran enseñanza y esos momentos inolvidables

Todos mis compañeros de estudios.

Todo el personal de la empresa EMINCA, Embobinados Industriales C.A. en especial la familia Roa.

María Moretti por su apoyo durante la realización del proyecto.

La Universidad de Oriente, en específico a los profesores del departamento de mecánica, por la formación obtenida.

Todos aquellos que de una u otra forma ayudaron a que esta meta se hicieran realidad, gracias mil gracias.

CONTENIDO

RESOLUCIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTOS	vi
CONTENIDO	vii
LISTA DE FIGURAS	xii
LISTA DE TABLAS	xv
 CAPITULO I	
INTRODUCCIÓN	1
1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE ENBOBINADO DE MOTORES	1
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	3
1.3 OBJETIVOS.....	4
1.3.1 Objetivo General	4
1.3.2 Objetivos específicos	4
 CAPITULO II	
MARCO TEÓRICO.....	5
2.1 INTRODUCCIÓN.....	5
2.2 MOTORES ELÉCTRICOS Y SUS PARTES.....	5
2.2.1 Máquinas eléctricas rotativas	5
2.2.2 Partes de un motor eléctrico.....	6
2.3 PROCESO DE DESEMBOBINADO DE MOTORES Y HERRAMIENTAS	8

2.3.1	Desembobinado de motores	8
2.3.2	Cortado de la corona	9
2.3.3	Herramientas utilizadas para el desembobinado	9
2.4	DISEÑO DE MÁQUINAS	10
2.4.1	Conocimientos necesarios en el diseño mecánico	10
2.4.2	Funciones y requisitos de diseño	12
2.4.3	Factor de seguridad	13
2.4.4	Esfuerzos en el diseño de máquinas.....	14
2.4.4.1	Esfuerzos directos de tensión y compresión	14
2.4.4.2	Esfuerzo cortante directo.....	15
2.4.4.3	Esfuerzo debido a flexión.....	15
2.4.5	Resortes.....	15
2.4.5.1	Resortes helicoidales de extensión.....	16
2.4.6	Juntas soldados.....	16
2.4.7	Cojinetes o rodamientos de elementos rodantes	16
2.4.8	Correas o bandas en V.....	17
2.4.9	Diseño e ingeniería asistidos por computadora.....	17
CAPÍTULO III		
DESARROLLO DEL TRABAJO		
3.1	INTRODUCCIÓN	19
3.2	SELECCIÓN DEL DISEÑO	19
3.2.1	Características a estudiar en los diseños	19
3.2.2	Definición de los diseños conceptuales.....	20

3.2.2.1	Diseño conceptual de Máquina Vertical	21
3.2.2.2	Diseño conceptual de Máquina Horizontal I.....	22
3.2.2.3	Diseño conceptual de Máquina Horizontal II	23
3.2.3	Matriz de decisión	24
3.3	DEFINICIÓN DE LOS ELEMENTOS QUE CONFORMAN CADA MECANISMO	25
3.3.1	Mecanismo de desplazamiento	26
3.3.1.1	Carro móvil	27
3.3.1.2	Brazos móviles	28
3.3.2	Mecanismo de Corte	29
3.3.3	Mecanismo de sujeción del motor	30
3.4	CONDICIONES DE DISEÑO.....	31
3.4.1	Potencia	32
3.4.2	Seguridad	32
3.4.3	Ergonomía.....	33
3.4.4	Resistencia	33
3.4.5	Factor de Seguridad	33
3.5	DISEÑO BÁSICO DE LA MÁQUINA	37
3.5.1	Análisis cinemático	37
3.5.1.1	Puntos y posiciones a estudiar	37
3.5.1.2	Cálculo de las cargas actuantes en la viga o brazo horizontal en posición inicial	39
3.5.2	Diseño de Elementos.....	46

3.5.2.1 Selección del resorte superior	46
3.5.2.2 Cálculo de la plancha de acero de la estructura de sujeción del motor	50
3.5.2.3 Cálculo de las vigas horizontales superiores de la estructura de sujeción del motor	53
3.5.2.4 Cálculo de las vigas verticales o (columna) de la estructura de sujeción del motor	58
3.5.2.5 Cálculo del peso aproximado del mecanismo de corte	62
3.5.2.6 Cálculo de las vigas riel	64
3.5.2.7 Cálculo de la soldadura de la mesa	71
3.5.2.8 Selección de rodamientos.....	74
3.5.2.9 Selección de correas y poleas.....	79
3.5.2.10 Selección del perno de unión del carro móvil – brazo vertical.....	82
3.5.2.11 Selección de las ruedas del carro móvil.....	83
3.5.2.12 Selección de la correa de sujeción.....	84
3.6 ELABORACIÓN DE DOCUMENTOS	84
CAPITULO IV	
RESULTADOS.....	84
4.1 INTRODUCCIÓN	84
4.2 ALTERNATIVA SELECCIONADA.....	84
4.2.1 Descripción general.....	84
4.3 DISEÑO BÁSICO	88
4.3.1 Análisis cinemático	89
4.3.1.1 Posición inicial	89

4.3.1.2	Elongación máxima del resorte superior.....	93
4.3.1.3	Elongación máxima del resorte inferior derecho	95
4.3.1.4	Elongación máxima del resorte inferior izquierdo.....	98
4.3.2	Diseño de elementos	102
4.3.2.1	Selección de resortes.....	102
4.3.2.2	Soldaduras.....	103
4.3.2.3	Plancha de la estructura de sujeción del motor	104
4.3.2.4	Vigas horizontales de la estructura de sujeción del motor	105
4.3.2.5	Vigas verticales de la estructura de sujeción del motor	106
4.3.2.6	Vigas riel.....	107
4.3.2.7	Rodamientos.....	108
4.3.2.8	Poleas	109
4.3.2.9	Correas	109
4.3.2.10	Pernos.....	110
4.3.2.11	Ruedas del carro móvil	110
4.4	CATÁLOGO DE ELEMENTOS QUE CONSTITUYEN LA MÁQUINA..	111
CAPÍTULO V		
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	124
5.1	CONCLUSIONES	124
5.2	RECOMENDACIONES.....	125
	BIBLIOGRAFÍA	126
	APENDICE A.....	127
	METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:.....	129

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Cortado de la corona del estator	2
Figura 2.1 Partes de un motor eléctrico por inducción de CA	7
Figura 2.2 Proceso de desembobinado de EMINCA, Embobinados Industriales, C.A	8
Figura 2.3 Corona de un motor revestida con resina	9
Figura 2.4 Pasos en el proceso del diseño.....	13
Figura 2.5 Diseño asistido por computadora.....	18
Figura 3.1. Diseño conceptual de máquina vertical [Fuente: propio]	21
Figura 3.2. Diseño conceptual de máquina horizontal 1 [Fuente: propio]	22
Figura 3.3. Diseño conceptual de máquina horizontal 2 [Fuente: propio]	23
Figura 3.4. Vistas de la máquina horizontal seleccionada para su diseño [Fuente: propio]	25
Figura 3.5. Vistas del mecanismo de corte y de desplazamiento [Fuente: propio]	26
Figura 3.6 .Mecanismo de desplazamiento [Fuente: propio]	27
Figura 3.7. Despiece del carro del mecanismo de desplazamiento [Fuente: propio]	28
Figura 3.8. Despiece de los brazos del mecanismo de desplazamiento [Fuente: propio]	29
Figura 3.9. Despiece del mecanismo de corte [Fuente: propio]	30
Figura 3.10. Despiece del mecanismo de sujeción del motor [Fuente: propio]	31
Figura 3.11. Posiciones de los brazos móviles y el mecanismo de corte en los diferentes puntos a estudiar [Fuente: propio]	38
Figura 3.12. Puntos a estudiar en el motor que se desea desembobinar [Fuente: propio]	39
Figura 3.13. Elementos que actúan sobre la viga o brazo horizontal [Fuente: propio]	40

Figura 3.14. Distancias en mm de los elementos que actúan sobre la viga o brazo horizontal ^[Fuente: propio]	43
Figura 3.15. Ejemplo del triángulo utilizado para el cálculo de las distancias perpendiculares a las fuerzas ^[Fuente: propio]	44
Figura 3.16. Distribución de cargas sobre la viga ó brazo horizontal en posición inicial (distancia en mm y cargas en newton) ^[Fuente: propio]	45
Figura 3.17. Posiciones inicial y de mayor elongación del resorte superior respectivamente ^[Fuente: propio]	47
Figura 3.18. Plancha de la estructura de sujeción del motor ^[Fuente: propio]	51
Figura 3.19. Viga a utilizar UPL 80 ASTM A36 ^[Fuente: propio]	54
Figura 3.20. Vigas verticales de la estructura ^[Fuente: propio]	54
Figura 3.21. Diagrama de la carga que actúa en las vigas horizontales ^[Fuente: propio]	56
Figura 3.22. Vigas horizontales de la estructura ^[Fuente: propio]	58
Figura 3.23. Planchas inferiores del mecanismo de corte ^[Fuente: propio]	63
Figura 3.24. Rieles por donde desliza el mecanismo de corte ^[Fuente: propio]	65
Figura 3.25. Diagrama de las cargas que actúan en los rieles en la posición más desfavorable ^[Fuente: propio]	66
Figura 3.26. Diagrama de las cargas y momentos que actúan en la viga riel ^[Fuente: propio]	68
Figura 3.27. Viga UPL 80 sometida a soldadura ^[Fuente: propio]	71
Figura 3.28. Cargas actuantes en la soldadura ^[Fuente: propio]	72
Figura 3.29. Rodamiento de rodillos cónicos	76
Figura 3.30. Mecanismo de poleas y correas ^[Fuente: propio]	79
Figura 4.1 Montaje y anclaje del estator ^[Fuente propia]	85
Figura 4.2 Ubicación del disco de corte ^[Fuente propia]	86
Figura 4.3 Colocación y anclaje del mecanismo de corte ^[Fuente propia]	87
Figura 4.4 Movimiento para el cortado de la corona ^[Fuente propia]	88
Figura 4.5 Detalle de las cargas actuantes en el brazo horizontal ^[Fuente propia]	90

Figura 4.6 Diagrama de distancias y cargas del brazo horizontal en posición inicial ^[Fuente propia]	90
Figura 4.7 Detalle de las cargas actuantes en el brazo vertical ^[Fuente propia]	92
Figura 4.8 Diagrama de distancias y cargas del brazo vertical en posición inicial ^[Fuente propia]	92
Figura 4.9 Diagrama de distancias y cargas del brazo horizontal para la elongación máxima del resorte superior ^[Fuente propia]	94
Figura 4.10 Diagrama de distancias y cargas del brazo horizontal para la elongación máxima del resorte inferior derecho ^[Fuente propia]	95
Figura 4.11 Diagrama de distancias y cargas del brazo vertical para la elongación máxima del resorte inferior derecho ^[Fuente propia]	97
Figura 4.12 Diagrama de distancias y cargas del brazo horizontal para la elongación máxima del resorte inferior izquierdo ^[Fuente propia]	99
Figura 4.13 Diagrama de distancias y cargas del brazo vertical para la elongación máxima del resorte inferior izquierdo ^[Fuente propia]	101
Figura 4.14 Carga y restricciones de la viga horizontal de la mesa ^[Fuente propia]	105
Figura 4.15 Carga de la viga vertical de la mesa ^[Fuente propia]	106
Figura 4.16 Carga actuante de la viga riel ^[Fuente propia]	107
Figura 4.17 Elementos que conforman la mesa y rieles ^[Fuente: propio]	113
Figura 4.18 Elementos que conforman el mecanismo de desplazamiento ^[Fuente: propio]	119
Figura 4.19 Elementos que conforman el mecanismo de corte ^[Fuente: propio]	123

LISTA DE TABLAS

Tabla 3.1 Resultados de la matriz de decisión ^[Fuente: propio]	24
Tabla 3.2 Características de factor de seguridad A, B y C	35
Tabla 3.3 Características del factor de seguridad D y E	36
Tabla 4.1 Resultados de cargas y distancias del brazo horizontal en posición inicial ^[Fuente: propio]	91
Tabla 4.2 Resultados de cargas y distancias del brazo vertical en posición inicial ^[Fuente: propio]	93
Tabla 4.3 Resultados de cargas y distancias del brazo horizontal para el resorte superior ^[Fuente: propio]	94
Tabla 4.4 Resultados de cargas y distancias del brazo horizontal para el resorte inferior derecho ^[Fuente: propio]	96
Tabla 4.5 Resultados de cargas y distancias del brazo vertical para el resorte inferior derecho ^[Fuente: propio]	98
Tabla 4.6 Resultados de cargas y distancias del brazo horizontal para el resorte inferior izquierdo ^[Fuente: propio]	100
Tabla 4.7 Resultados de cargas y distancias del brazo vertical para el resorte inferior izquierdo ^[Fuente: propio]	102
Tabla 4.8 Resultados obtenidos de la selección de los resortes ^[Fuente: propio]	103
Tabla 4.9 Ubicación de la soldadura y de las cargas existentes ^[Fuente: propio]	103
Tabla 4.10 Resultado de la soldadura más crítica ^[Fuente: propio]	104
Tabla 4.11 Resultados de la plancha de la estructura de sujeción del motor ^[Fuente: propio]	104
Tabla 4.12 Resultados de las vigas horizontales de la estructura de sujeción del motor ^[Fuente: propio]	106

Tabla 4.13 Resultado de las vigas verticales de la estructura de sujeción del motor ^[Fuente: propio]	107
Tabla 4.14 Resultado de las vigas riel ^[Fuente: propio]	108
Tabla 4.15 Resultados de los rodamientos seleccionados ^[Fuente: propio]	108
Tabla 4.16 Resultados de las poleas seleccionadas ^[Fuente: propio]	109
Tabla 4.17 Resultados de las correas seleccionadas ^[Fuente: propio]	110
Tabla 4.18 Resultados de los pernos seleccionados ^[Fuente: propio]	110
Tabla 4.19 Resultados de las ruedas en V seleccionadas ^[Fuente: propio]	111
Tabla 4.20 Elementos que conforman la mesa y rieles ^[Fuente: propio]	111
Tabla 4.21 Elementos que conforman el mecanismo de desplazamiento ^[Fuente: propio]	114
Tabla 4.22 Elementos que conforman el mecanismo de corte ^[Fuente: propio]	120
Tabla A-1 Catálogo de motores WEG	127
Tabla A-2 Catálogo de planchas de acero	127
Tabla A-3 Propiedades mecánicas de los elementos utilizados	127
Tabla A-4 Catálogo de vigas en ángulo	127
Tabla A-5 Catálogo de tubulares	127
Tabla A-6 Catálogo de vigas UPL	127
Tabla A-7 Catálogo de barras redondas	127
Tabla A-8 Valores de K para longitud efectiva en las diferentes tipos de conexiones	127
Tabla A-9 Vida útil de los rodamientos o cojinetes	127
Tabla A-10 Factores radiales y de empuje para el cálculo de los rodamientos	127
Tabla A-11 Características del rodamiento de rodillo cónico 33205	127
Tabla A-12 Características del rodamiento de bola 6304	127
Tabla A-13 Características del rodamiento de bola 16004	127
Tabla A-14 Factores de velocidad y de vida útil para los rodamientos	127
Tabla A-15 Factores de geometría para el análisis de soldadura	127
Tabla A-16 Tensiones por esfuerzo de corte permisibles y fuerzas en soldadura ...	127

Tabla A-17 Catálogo de poleas MAGIC GRIP.....	128
Tabla A-18 Catálogo de resortes SPRING.....	128
Tabla A-19 Gráfica para la selección de bandas en V	128
Tabla A-20 Catálogo de resortes SPRING.....	128
Tabla A-21 Catálogo de correas industriales en V 3V.....	128
Tabla A-22 Catálogo de correas industriales en V 3L	128
Tabla A-23 Catálogo de tornillos de rosca métrica TAMU	128
Tabla A-24 Catálogo de tuercas de rosca métrica TAMU.....	128
Tabla A-25 Catálogo de ruedas en V	128

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE EMBOBINADO DE MOTORES

Éste trabajo se realizó en las instalaciones de la empresa EMINCA, Embobinados Industriales, C.A., que se encuentra ubicada en la zona industrial Unare II, Puerto Ordaz-Estado Bolívar.

Donde, se ejecuta el mantenimiento y reparación de motores eléctricos de baja y media tensión, de pequeñas, medianas y grandes industrias del país. Existe una gran cantidad de clientes que transportan sus motores a los talleres de la empresa para ser puestos en óptimo funcionamiento.

El proceso se inicia con el desarmado del motor, inspección mecánica y la toma de datos de la relación del motor que se desea rebobinar. En ella se cuentan las ranuras, vueltas, grupos, calibre del alambre y tipo de conexión del motor.

Se continúa con la etapa de desembobinado, la cual se lleva a cabo sacando del estator las bobinas de alambre. Estas se extraen en dos partes que son las coronas y el resto que queda en las ranuras del estator (figura 1.1). Las coronas son cortadas colocando un cincel al ras de las ranuras del estator y golpeando con un martillo hasta despegarla en su totalidad, para luego realizar el calentamiento del estator con un soplete, alcanzando los 350°C y logrando de esta manera aflojar el apriete, al cual se encuentran las bobinas por causa del amarre, así como del barniz o resina que cumplen la función de compactarlas para que puedan salir fácilmente el resto de las bobinas que se encuentran en las ranuras.

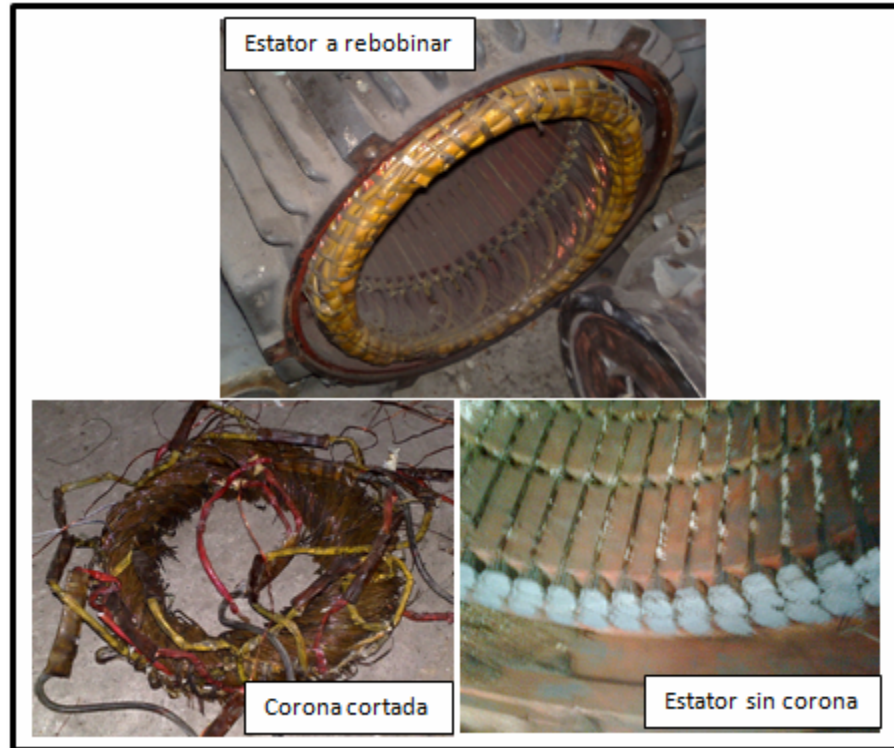


Figura 1.1 Cortado de la corona del estator

Posteriormente se limpia, se pinta y se repara cualquier daño mecánico del estator para proceder a encartonarlo e introducir las nuevas bobinas previamente fabricadas, luego se hacen todos aquellos amarres y conexiones necesarios para que éste sea barnizado y horneado.

Finalmente se arma el motor, se lija y se pinta para su inspección eléctrica donde se corroboran todos los valores de las inductancias, consumo de corriente y se observa el buen funcionamiento del aislamiento y los rodamientos.

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Una de las etapas del proceso de embobinado de motores es el desembobinado, la cual genera mayor retraso por la manera como es efectuada, el cobre que se encuentra en el estator se extrae manualmente, utilizando herramientas como martillo, cincel o en su defecto, un objeto afilado para cortar la corona; Lo que hace que este proceso sea improductivo y como consecuencia se ve afectado considerablemente el tiempo para terminar los motores, extendiéndolo a veces hasta por más de 2 horas. Además de ser deficiente, es poco seguro para las personas que realizan esta labor.

Para cumplir con los tiempos de entrega, la empresa se vería en la necesidad de contratar un mayor número de empleados, lo que ocasiona un gasto económico considerable, además del tiempo que se tiene que emplear en la capacitación del personal.

Es por ello que se requiere el estudio de la factibilidad de diseñar una máquina para cortar las coronas de las bobinas fabricadas con alambre de cobre, abarcando un amplio rango de motores eléctricos en sus diferentes potencias, que ayude a mejorar el tiempo de desembobinado. Tomando en cuenta el espacio físico, los materiales existentes en el mercado, costos, productividad y practicidad a la hora de operar la misma.

Con este trabajo se espera obtener una propuesta en cuanto al diseño, que de ser construido, se logrará minimizar el lapso de tiempo del trabajo y cumplir con los tiempos de entrega a las diferentes industrias que requieren de los servicios, además de facilitar la puesta en funcionamiento del mayor número de equipos posible.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo General

- Diseñar una máquina cortadora de coronas de los estatores de motores eléctricos para la agilización de la fase de desembobinado en los procesos de reparación en la empresa EMINCA, Embobinados Industriales, C.A.

1.3.2 Objetivos específicos

- Investigar toda la información referente a máquinas cortadoras de coronas.
- Identificar características operativas y funcionales de equipos similares en la industria.
- Generar un diseño conceptual, partiendo de los atributos preestablecidos.
- Fijar las condiciones de dimensionamiento considerando el diseño conceptual establecido.
- Desarrollar el diseño básico en cuanto a dimensionamiento y selección de componentes del equipo.
- Desarrollar la documentación en la cual se sustente el diseño para su futura construcción

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 INTRODUCCIÓN

Al inicio de este capítulo se muestra de forma breve los motores eléctricos, su clasificación y las partes del tipo de motor que es de nuestro interés en esta investigación. Posteriormente se explica de forma gráfica lo que es el desembobinado de motores y los materiales necesarios para realizar el proceso. Finalizando con el conocimiento del diseño de máquinas y funcionamiento, así como también el diseño asistido por computadora.

2.2 MOTORES ELÉCTRICOS Y SUS PARTES

2.2.1 Máquinas eléctricas rotativas

Son dispositivos capaces de transformar la energía eléctrica en energía de otro tipo, o viceversa. Se utiliza mucho para proporcionar la energía motriz principal a maquinaria industrial, productos de consumo y equipo de oficina. Se denominan rotativas las máquinas que para su funcionamiento necesitan que gire una de sus partes.

En los motores, la energía eléctrica es transformada en mecánica. Estos se pueden dividir en corriente alterna CA y corriente directa CD. En los motores de corriente alterna el más común es el de inducción, las dos partes activas de un motor de inducción son el estator o elemento fijo y el rotor o elemento giratorio, como se muestra en la figura 2.1.

El estator, consta de muchos discos planos y delgados de acero, llamados laminaciones, que se montan uno sobre otro y se aíslan entre sí. Por lo general, estas ranuras están alineadas de igual manera que las laminaciones, están una sobre otra, por consiguiente forman canales a lo largo del núcleo del estator. A través de los canales pasan varias capas de alambre de cobre que se entrelazan para formar una serie de devanados continuos, conocidos como bobinas.

El rotor también tiene laminaciones, colocadas una arriba de la otra con canales a lo largo de su longitud. Por lo regular los canales están rellenos con barras sólidas que se fabrican de un buen conductor de electricidad, como cobre o aluminio, con los extremos de todas las barras conectados a anillos continuos en cada extremo. En algunos rotores más pequeños, el conjunto completo de barras y anillos en los extremos se funden en aluminio como unidad integral.

2.2.2 Partes de un motor eléctrico

Éstas son las partes de un motor eléctrico de inducción:

1. Tapa.
2. Asiento exterior del cojinete.
3. Arrollamiento del estator.
4. Ranuras del estator.
5. Placa de bornes.
6. Carcasa.
7. Tapa de la caja guardapolvo (lado opuesto a transmisión).

8. Tornillos para fijación de las tapas de las cajas guardapolvo a las tapas y las cajas de guardapolvo.
9. Tapa de la placa de bornes.
10. Rotor de jaula de ardilla.
11. Cojinete de bolas.
12. Caja guardapolvo.
13. Tornillos para fijación de las tapas a la carcasa.
14. Tapa de la caja guardapolvo (lado transmisión)

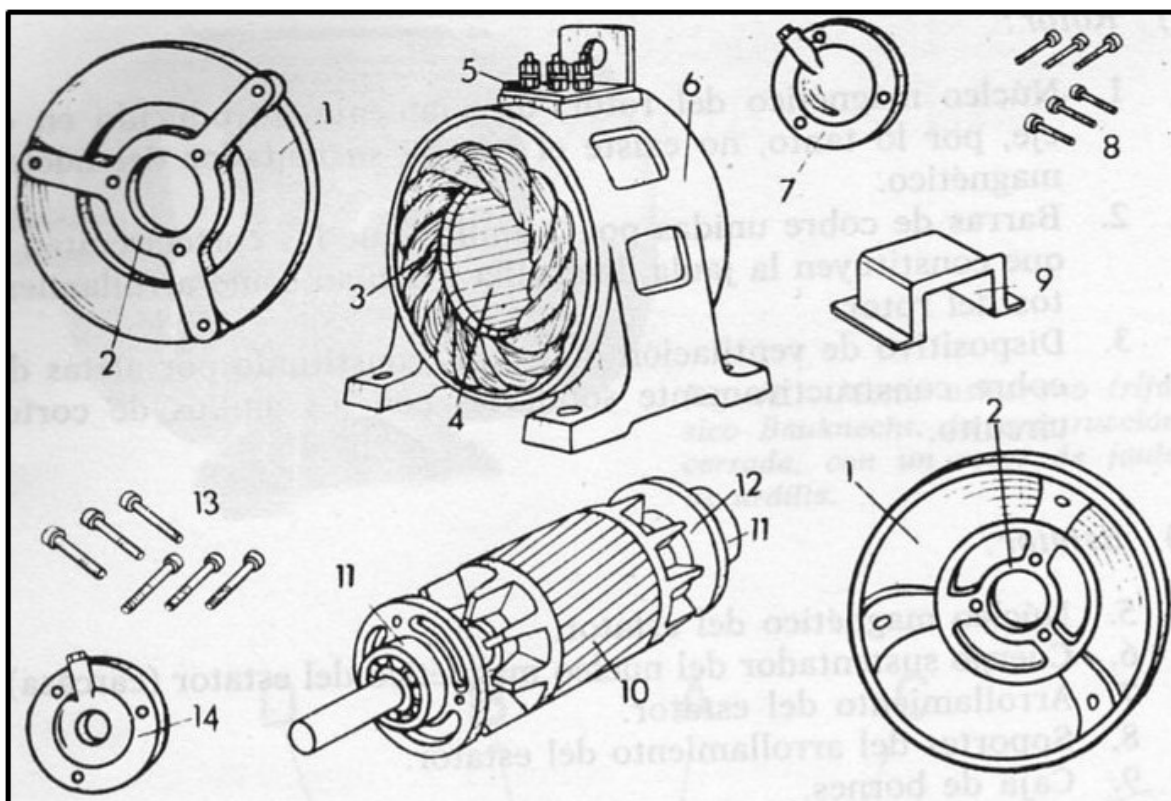


Figura 2.1 Partes de un motor eléctrico por inducción de CA

2.3 PROCESO DE DESEMBOBINADO DE MOTORES Y HERRAMIENTAS

2.3.1 Desembobinado de motores

El desembobinado de motores puede ser ejecutado por una o dos personas dependiendo del tipo de motor y tamaño del mismo. En éste caso, podemos observar en la figura 2.2 el proceso de desembobinado de un motor de



Figura 2.2 Proceso de desembobinado de EMINCA, Embobinados Industriales, C.A

2.3.2 Cortado de la corona

Para el cortado de la corona se procede con un martillo, un cincel o en su defecto un objeto afilado para el cortado de la corona. El estator se debe acuñar para que no se deslice hacia atrás cuando se golpee la corona con el cincel.

El cincel se debe colocar al ras de la bobina y al comienzo de la ranura, con golpes uniformes la bobina quedará cortada y así se irá recorriendo una por una hasta terminar con toda la circunferencia del embobinado. Mientras que el otro lado del estator nos quedará disponible para extraer los datos del motor. En la figura 2.3, podemos observar una corona ya totalmente cortada.



Figura 2.3 Corona de un motor revestida con resina

2.3.3 Herramientas utilizadas para el desembobinado

La reparación de un motor necesita de mucho conocimiento en el manejo de las herramientas y materiales imprescindibles para esta actividad. A continuación se

nombran las herramientas adecuadas para llevar a cabo el trabajo de desembobinar sin llegar a un cúmulo de herramientas y artefactos inútiles:

- Pinzas de corte.
- Martillos.
- Cepillo de madera con cerdas de alambre.
- Cincel.
- Limas.
- Destornilladores.
- Equipo de soplete.
- Polipasto y andamio.
- Barra de acero.

2.4 DISEÑO DE MÁQUINAS

2.4.1 Conocimientos necesarios en el diseño mecánico

El objetivo final de un diseño mecánico es obtener un producto útil que satisfaga las necesidades de un cliente, y además sea seguro, eficiente, confiable, económico y de manufactura práctica.

Los ingenieros de producto y los diseñadores mecánicos aplican su capacidad y conocimiento a diario, en las siguientes tareas:

- Trazado, dibujo técnico y diseño asistido por computadora.
- Propiedades de los materiales, procesamiento de materiales y procesos de manufactura.
- Aplicaciones de la química, como protección de la corrosión, galvanoplastia y pintura.
- Estática, dinámica, resistencia de materiales, cinemática y mecanismos.
- Comunicación oral, atención, redacción técnica y trabajo en equipo.
- Mecánica de fluidos, termodinámica y transferencia de calor.
- Máquinas hidráulicas, los fundamentos de los fenómenos eléctricos y controles industriales.
- Diseño de experimentos, pruebas de funcionamiento de materiales y sistemas mecánicos.
- Creatividad, solución de problemas y gerencia de proyectos.
- Análisis de esfuerzos.
- Conocimientos especializados del comportamiento de elementos de máquinas, como engranes, transmisiones de bandas, transmisiones de cadena, ejes, cojinetes, cuñas, acanaladuras, acoplamientos, sellos, resortes, uniones (atornilladas, remachadas, soldadas, adhesivas), motores eléctricos, dispositivos de movimiento lineal, embragues y frenos.

2.4.2 Funciones y requisitos de diseño

Las funciones indican lo que debe hacer el dispositivo, mediante afirmaciones generales no cuantitativas, donde se usen frases de acción tales como soportar una carga, subir una caja, transmitir potencia o mantener unidos dos miembros estructurales.

Los parámetros de diseño son declaraciones detalladas, en general cuantitativas, de los valores esperados de funcionamiento, condiciones ambientales en las que debe trabajar el dispositivo, las limitaciones de espacio o peso de materiales y componentes disponibles que puedan usarse.

En la figura 2.4 podemos ver de forma detallada los pasos necesarios para lograr un buen diseño.

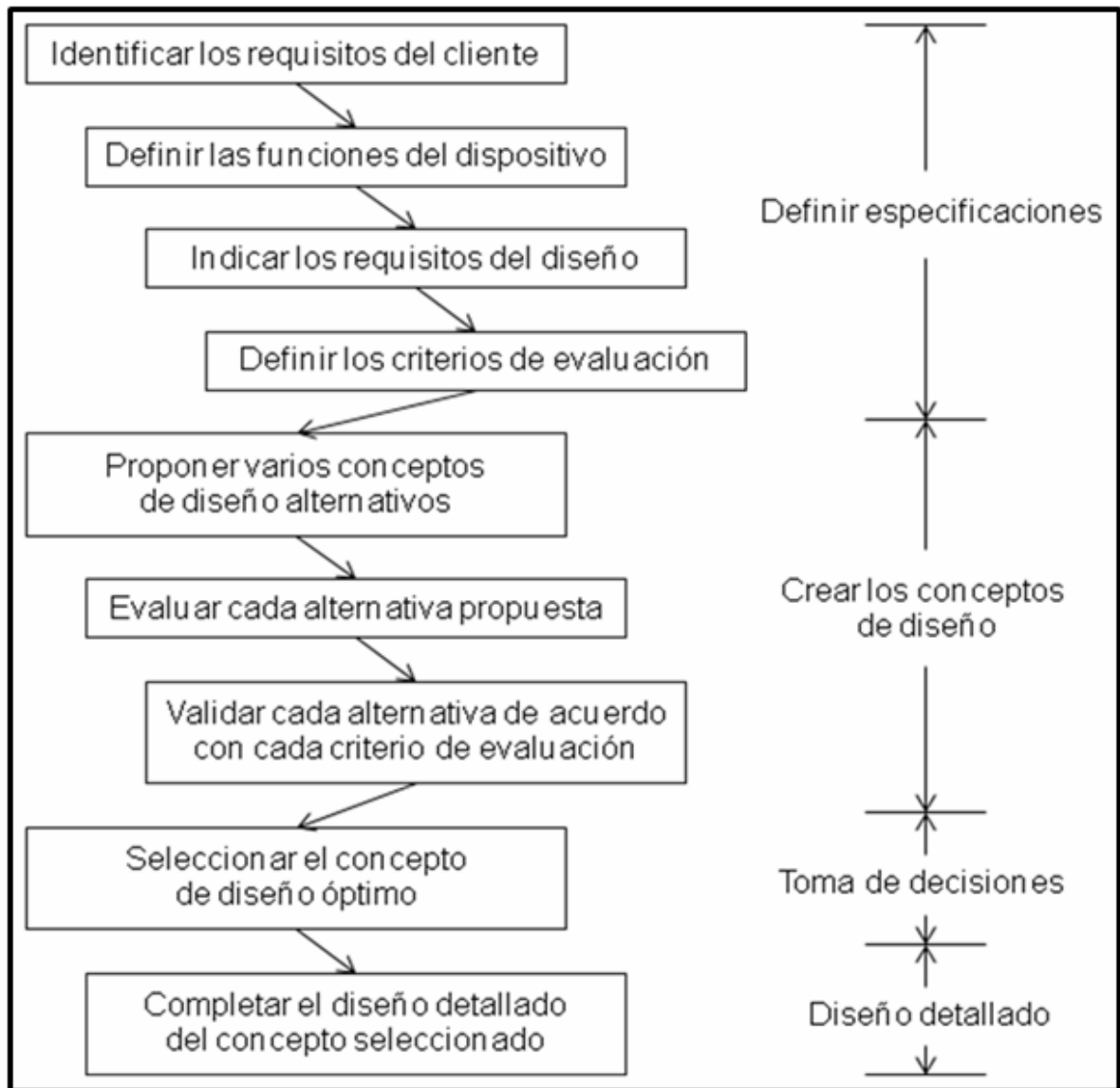


Figura 2.4 Pasos en el proceso del diseño

2.4.3 Factor de seguridad

La calidad de un diseño se mide según diversos criterios; Se puede pensar en el factor de seguridad como una medida de la incertidumbre en el diseño de modelos

analíticos, en teorías de falla y en datos de las propiedades del material manejados y deberá ser aplicado conforme a ello.

Siempre será necesario calcular uno o más factores de seguridad para prever la probabilidad de una falla. Se trata de una relación de dos cantidades que contienen las mismas unidades, como resistencia/esfuerzo, carga crítica/carga aplicada. Un factor de seguridad siempre carecerá de unidades.

En el presente trabajo se escogió trabajar con el método de Pugsley, donde se toman en cuenta muchos factores, como el nivel de confianza sobre el modelo en el cual se basaron los cálculos, el conocimiento del rango de posibles condiciones de carga en servicio y la confianza en la información de la resistencia del material disponible.

2.4.4 Esfuerzos en el diseño de máquinas

Una de las metas principales del análisis de esfuerzos es determinar el punto, dentro de un elemento sometido a cargas, que soporta el máximo nivel de esfuerzo. El lector debe desarrollar la capacidad de visualizar un elemento de esfuerzos, simple, infinitesimalmente un pequeño cubo del elemento en una zona de mucho esfuerzo, e indicar los vectores que representan los tipos de esfuerzos que existen sobre ese elemento. Es crítica la orientación del elemento de esfuerzos y debe alinearse con ejes especificados sobre el miembro, a los que se suelen llamarse x , y y z .

2.4.4.1 Esfuerzos directos de tensión y compresión

Se puede definir el esfuerzo como la resistencia interna que ofrece una unidad de área de un material contra una carga externa aplicada. Los esfuerzos normales (σ) son de tensión (positivos) o de compresión (negativos).

Para un elemento portátil en el que la carga externa está uniformemente distribuida a través de su área de sección transversal.

2.4.4.2 Esfuerzo cortante directo

El esfuerzo cortante directo se produce cuando la fuerza aplicada tiende a cortar el elemento como si fuera unas tijeras o una navaja, o como cuando se usa un troquel para perforar una lámina. Otro ejemplo importante de cortante directo en el diseño de máquinas, es la tendencia de una cuña a ser cortada entre el eje y el cubo de un elemento de máquina cuando transmite un par de torsión. El símbolo con que se representa el esfuerzo cortante es la letra griega tau (τ).

2.4.4.3 Esfuerzo debido a flexión

Una viga es un elemento que soporta cargas transversales a su eje. Esas cargas producen momentos de flexión en la viga, las cuales a su vez, causan el desarrollo de esfuerzos de flexión. Los esfuerzos de flexión son esfuerzos normales de tensión o de compresión. El esfuerzo cortante máximo en una sección transversal de una viga, está en la parte más alejada del eje neutro de la sección.

2.4.5 Resortes

Un resorte es un elemento activo que se utiliza para ejercer una fuerza o torque y al mismo tiempo, almacenar energía. La fuerza puede ser de empuje o tracción (jalar) lineal, o puede ser radial actuando de forma similar a una liga alrededor de un rollo de planos. Por una condición que le es inherente, almacenan energía cuando se les deflexionan y la regresan cuando se elimina la fuerza que provoca la deflexión.

Los resortes son susceptibles de clasificarse conforme al sentido y la naturaleza de la fuerza que ejercen cuando se deflexionan. Para el estudio del trabajo se necesita el conocimiento de los resortes helicoidales de extensión, ya que estos son utilizados en el diseño.

2.4.5.1 Resortes helicoidales de extensión

Se fabrican por lo regular, de alambre redondo y presentan una serie de bobinas enrolladas en forma cilíndrica. Estas bobinas se tocan entre sí y un espaciamiento mínimo bajo condiciones en que no existe carga. Pero a medida que se aplica la tensión por tracción externa, las bobinas se separan.

2.4.6 Juntas soldados

Una soldadura se logra uniendo dos miembros y luego agitando las moléculas en sus uniones (usualmente por calor), hasta que se funden en conjunto. Cuando se remueve la fuente de agitación, los miembros quedan unidos permanentemente. Existe una variedad de métodos de soldadura.

Algunas ventajas de las juntas soldadas, con respecto a los sujetadores roscados, son que las juntas soldadas son baratas y no hay peligro de que se aflojen. Algunas desventajas de las juntas soldadas, con respecto a los sujetadores roscados, son que producen esfuerzos residuales, distorsionan la forma del miembro, ocurren cambios metalúrgicos y el desensamble es un problema.

2.4.7 Cojinetes o rodamientos de elementos rodantes

Existe una extensa variedad de cojinetes, en los que se utilizan bolas o algún tipo de rodamiento entre las piezas fijas y las móviles. El tipo más común de cojinete

soporta una flecha giratoria, que resiste cargas radiales simples o una combinación de cargas radiales y axiales, es decir de empuje.

Los componentes de un cojinete de contacto giratorio son el anillo o pista de rodamientos interno, el anillo o pista de rodamientos externo y los elementos giratorios.

2.4.8 Correas o bandas en V

Este es un tipo de banda muy usado, en especial en transmisiones industriales y en aplicaciones vehiculares. La forma en V hace que la banda se acuje firmemente en la ranura, lo cual incrementa la fricción y permite la transmisión de grandes pares torsionales sin que exista deslizamiento. La mayor parte de las bandas tienen lonas de alta resistencia, colocadas en el diámetro de paso de la sección transversal de la banda, para aumentar la resistencia a la tensión de la banda.

Las cuerdas se fabrican con fibras naturales, sintéticas o de acero y se encierran en un compuesto firme de hule, para dar flexibilidad necesaria a la banda, para que ésta tenga buena duración.

2.4.9 Diseño e ingeniería asistidos por computadora

Conforme progresa el diseño, los bosquejos burdos hechos a mano dibujados en las primeras etapas se suplirán con dibujos formales, elaborados con equipos de dibujo convencional o, como ya es cada vez más común, con programas de diseño asistido por computadora o de dibujo asistido por computadora.

Las versiones actuales de la mayor parte de los paquetes de CAD (computer-aided design) permiten que la geometría de las piezas se codifique como modelos sólidos en una base de datos para tres dimensiones. En un modelo sólido, se definen

los contornos y las caras de la pieza. La ventaja más importante de crear una base de datos geométrica de modelo solido 3-D para cualquier diseño, es que la información correspondiente a propiedades de la masa se calcula con rapidez.

Las técnicas CAD son un subconjunto de un sistema más general de ingeniería asistida por computadora (CAE Computer Aided Engineering) término que implica que se trata de mas que la geometría de las piezas, como análisis de fuerzas, esfuerzos, deflexiones y otros aspectos del comportamiento físico del diseño.

Se puede observar en la figura 2.5 un pequeño ejemplo de lo que se puede hacer por medio del diseño asistido por computadora:

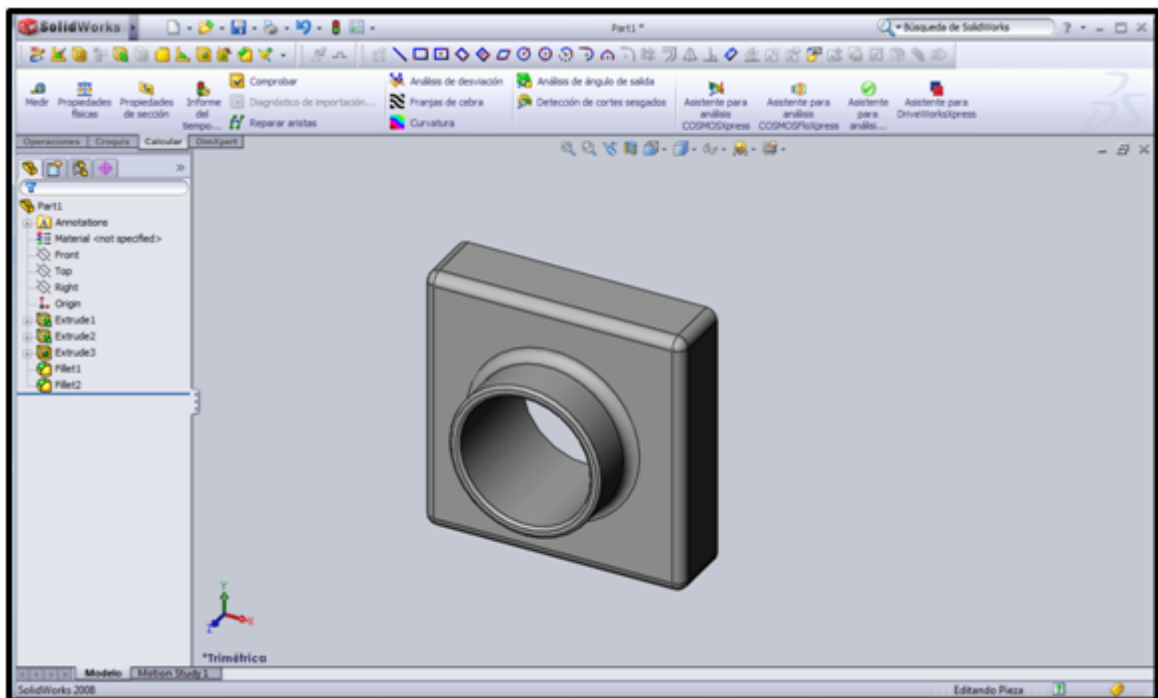


Figura 2.5 Diseño asistido por computadora

CAPÍTULO III

DESARROLLO DEL TRABAJO

3.1 INTRODUCCIÓN

Para iniciar con el desarrollo del trabajo se realiza el estudio de las características de cada uno de los diseños propuestos, para seleccionar, a través de una matriz de decisión el modelo de máquina cortadora de coronas para el proceso de desembobinado; donde luego, se definen los elementos que conforma cada mecanismo y se establecen las condiciones de diseño para el desarrollo de los elementos de dicha máquina. Finalmente, se elaboran los documentos que permiten su construcción, ensamblaje y mantenimiento.

3.2 SELECCIÓN DEL DISEÑO

Para la selección del diseño fueron consultadas personas ligadas a actividades relacionadas con el rebobinado de motores, operadores de máquinas similares a la que se desea diseñar y personas con conocimiento en la construcción de máquinas. De dicha consulta se obtuvo tres diseños conceptuales, donde destacaron las características que se presentan a continuación.

3.2.1 Características a estudiar en los diseños

- Montaje del Motor:

Para el montaje se destaca la facilidad con que es colocado y es sujetado el motor eléctrico que será desembobinado sobre la máquina cortadora de coronas. La necesidad de disminuir los tiempos de trabajo y hacer más segura dicha labor. Debido

al gran peso de los motores hace que esta característica sea tomada en cuenta para el diseño.

- Rango de Motores:

Esta característica viene dada por el rango de potencias y medidas que poseen los diferentes motores eléctricos, ya que es de gran importancia que la máquina a diseñar pueda trabajar tanto para motores pequeños (15 HP) como para motores de grandes dimensiones (450 HP) permitiendo, sin importar las grandes diferencias de tamaño, que puedan ser desembobinados en la máquina cortadora de coronas.

- Factibilidad de Construcción:

Aquí se toma en cuenta todo lo que tiene que ver con la construcción de la máquina, tanto el material con el que será manufacturado, ya que es necesario que este sea comercial y se pueda trabajar fácilmente en él, así como también, estudiar el nivel que debe poseer la mano de obra que será utilizada para su construcción.

- Facilidad de Manipulación:

En esta característica que debe poseer la máquina, se observa el grado de dificultad o capacidad que se necesita para realizar la operación de manera segura y eficiente, tomando en cuenta el nivel de habilidades que debe poseer el operador.

- Tamaño de la Máquina:

El espacio físico que ocupará dicha máquina debe ser una característica a estudiar, para así obtener aquella que más se adapte al taller donde va a ser operada.

3.2.2 Definición de los diseños conceptuales

Para la definición de los diseños conceptuales se estudiaron los mecanismos principales que caracterizan a cada máquina para así observar las similitudes y diferencias entre ellas.

3.2.2.1 Diseño conceptual de Máquina Vertical

El diseño conceptual se basa en una estructura que soporta tanto el mecanismo de sujeción de motor como el de corte (el motor es colocado verticalmente) tal como se muestra en la figura 3.1. El mecanismo de sujeción del motor (1) posee cuatro brazos que son adaptables, dependiendo de diámetro del motor que se desea rebobinar, éste es capaz de girar para lograr el cortado de la bobina. El mecanismo de corte (2), que posee solo el movimiento rotatorio del disco, capaz de cortar los alambres de cobre, es ubicado sobre el eje del mecanismo de desplazamiento (3), éste último puede moverse horizontalmente sobre el riel y verticalmente sobre su eje, para así poder encontrar el punto necesario para el cortado de la corona.

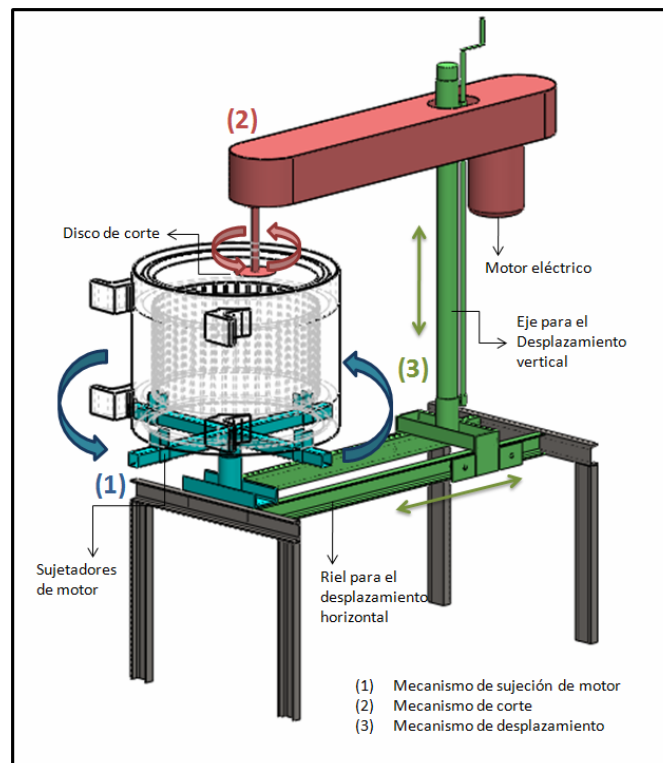


Figura 3.1. Diseño conceptual de máquina vertical [Fuente: propio].

3.2.2.2 Diseño conceptual de Máquina Horizontal I

En este segundo diseño conceptual, se puede ver en la figura 3.2, que el motor se coloca horizontalmente. Para la sujeción del motor (1), también se cuenta con brazos adaptables para diferentes rangos de motores, siendo en este caso, muy importante el peso de los motores que se desea trabajar, además de fijar el motor, también brinda el movimiento rotatorio del motor. Para el mecanismo de desplazamiento (3), se tiene un carro móvil que se desplaza sobre dos rieles que le dan un movimiento horizontal y sobre éste se encuentra el mecanismo de corte (2), que solo se encarga de hacer girar el disco de corte para lograr el desembobinado de los motores.

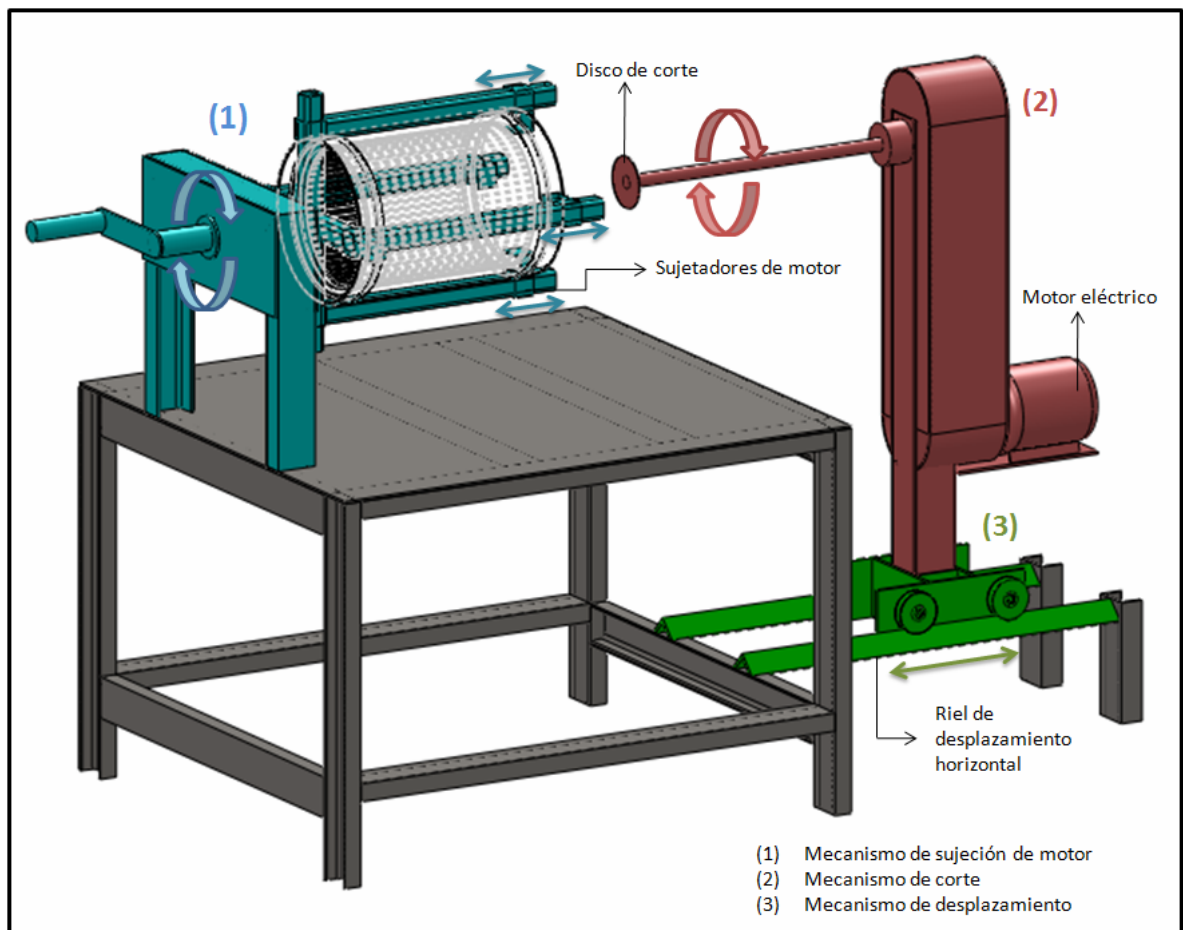


Figura 3.2. Diseño conceptual de máquina horizontal 1 [Fuente: propio].

3.2.2.3 Diseño conceptual de Máquina Horizontal II

Para el diseño tres se presenta una estructura que soporta el motor horizontalmente y es anclado mediante una cinta de sujeción comercial (1), muy utilizada por los grandes camiones de carga. El mecanismo de corte (2), es movilizado sobre un par de rieles que le dan la facilidad de desplazarse en forma horizontal. Y además posee dos brazos móviles (3) que pivotean para generar un movimiento de rotación y traslación que le facilita al usuario cortar motores de un amplio rango de tamaños. A continuación se muestra la representación gráfica en la figura 3.3.

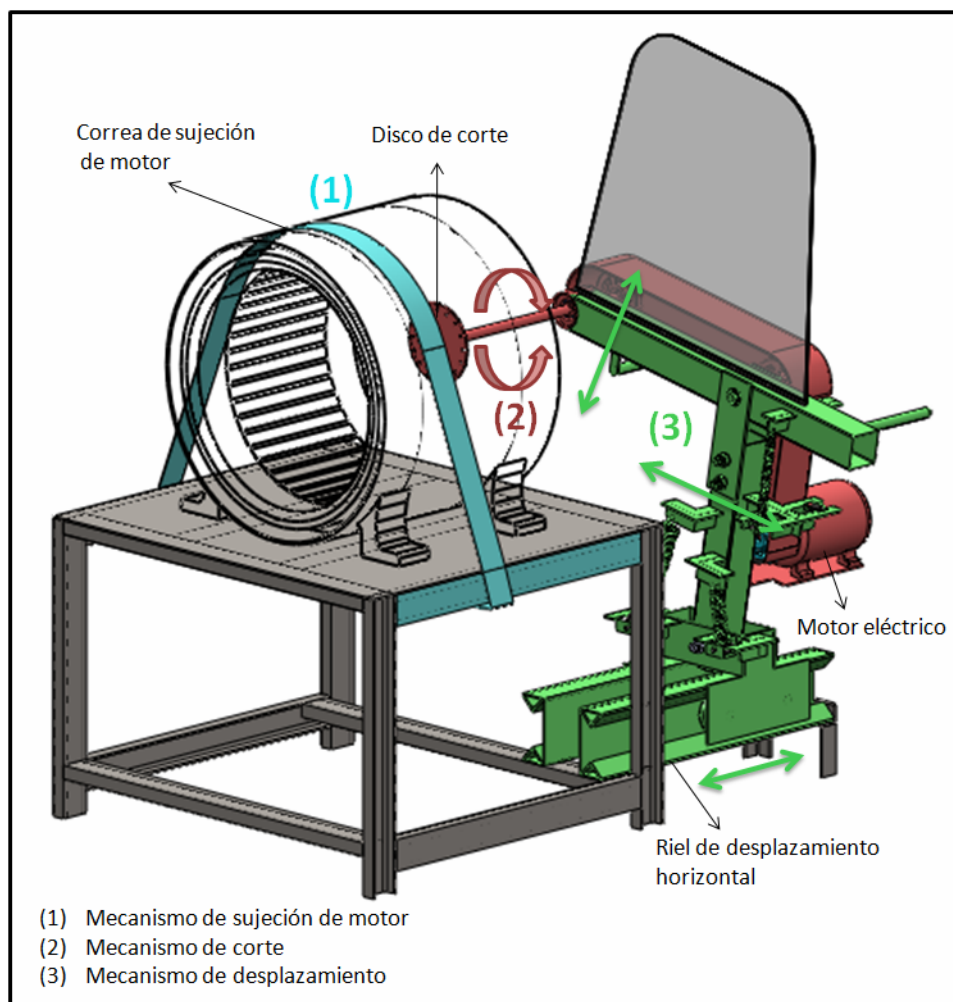


Figura 3.3. Diseño conceptual de máquina horizontal 2 [Fuente: propio].

3.2.3 Matriz de decisión

Para la selección del modelo se ponderó, por la importancia de una sobre la otra, las características antes estudiadas y luego cada diseño fue evaluado del 1 (malo), al 9 (excelente), con respecto a cada una de ellas. El porcentaje dado a cada característica fue multiplicado por el valor dado a cada modelo y luego fue sumado cada valor para obtener un resultado total de cada máquina evaluada. En la tabla 3.1 se observa de forma detallada el proceso de selección.

Tabla 3.1 Resultados de la matriz de decisión [Fuente: propio].

Tipo de Máquina	Montaje del motor (15%)	Rango de motores (25%)	Factibilidad de construcción (20%)	Facilidad de manipulación (25%)	Tamaño de la Máquina (15%)	TOTAL
Máquina Vertical	6	7	7	7	8	35
	1	1,94	1,56	1,94	1,33	7,77
Máquina Horizontal I	6	5	8	6	7	32
	1	1,39	1,78	1,67	1,17	7,01
Máquina Horizontal II	8	9	6	8	8	39
	1,33	2,5	1,33	2,22	1,33	8,71

Escala de valores utilizada para la matriz de decisión:

- 1 – 3 Malo a Regular
- 4 – 6 Regular a Bueno
- 7 – 9 Bueno a Excelente

Luego de evaluado cada modelo como se observa en la tabla 3.1, se tiene que la máquina horizontal II es la que mejor cumple con los criterios estudiados.

3.3 DEFINICIÓN DE LOS ELEMENTOS QUE CONFORMAN CADA MECANISMO

A continuación se presenta de forma detallada cada pieza y elemento que conforman los mecanismos que definen la máquina horizontal seleccionada. En la figura 3.4 se observan las diferentes vistas de la máquina.

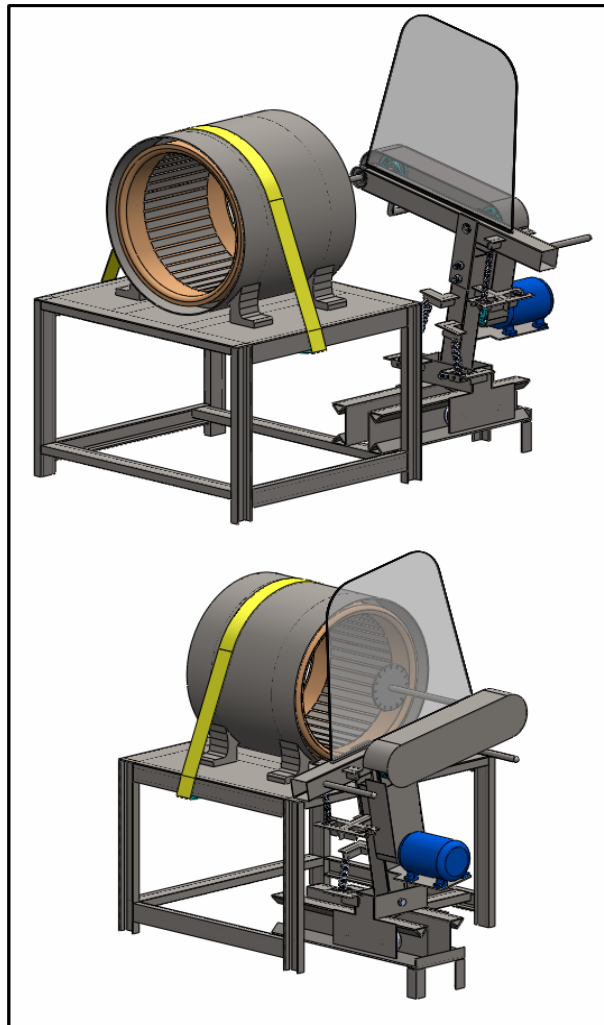


Figura 3.4. Vistas de la máquina horizontal seleccionada para su diseño [Fuente: propio].

3.3.1 Mecanismo de desplazamiento

El mecanismo de desplazamiento trabaja en conjunto con el mecanismo de corte, ya que el operador debe movilizar el disco de corte por toda la circunferencia del motor que desea rebobinar. En la figura 3.5 se pueden ver dos vistas del mecanismo de corte y de desplazamiento.

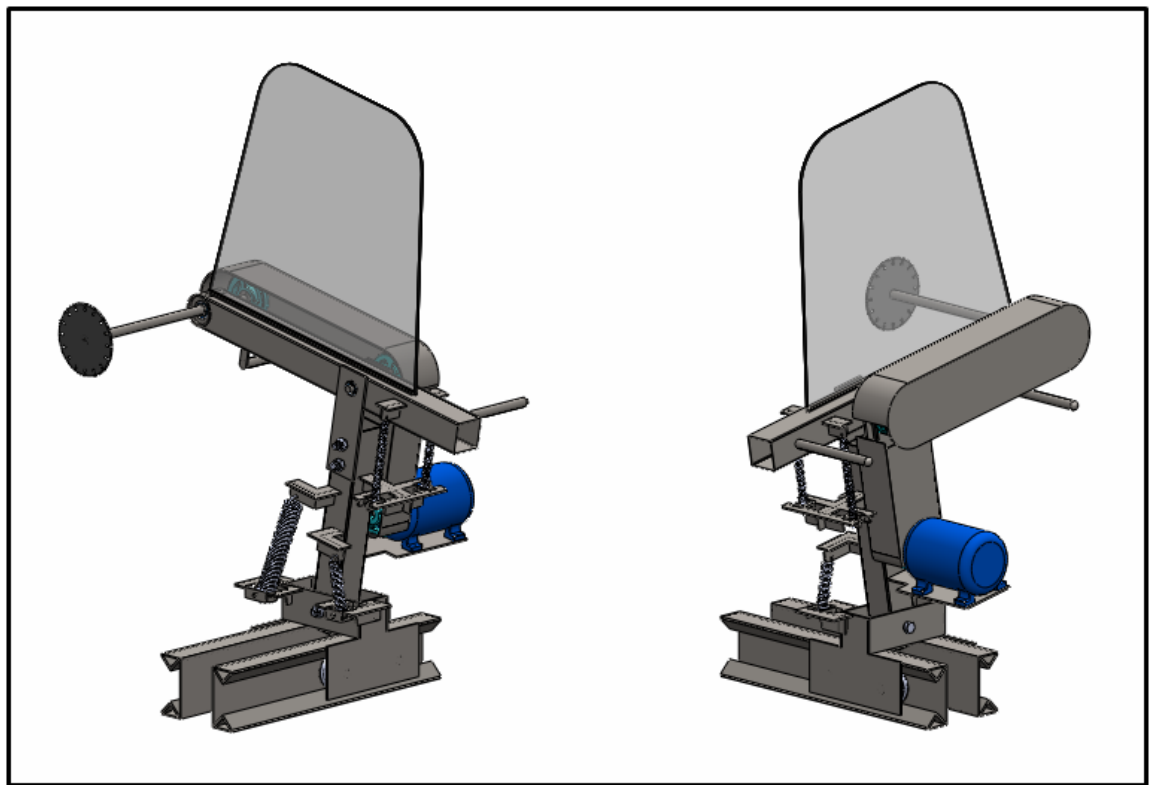


Figura 3.5. Vistas del mecanismo de corte y de desplazamiento [Fuente: propio].

Para observar de forma más detallada el mecanismo de desplazamiento se separan en brazos móviles y carro móvil como se muestra en la figura 3.6.

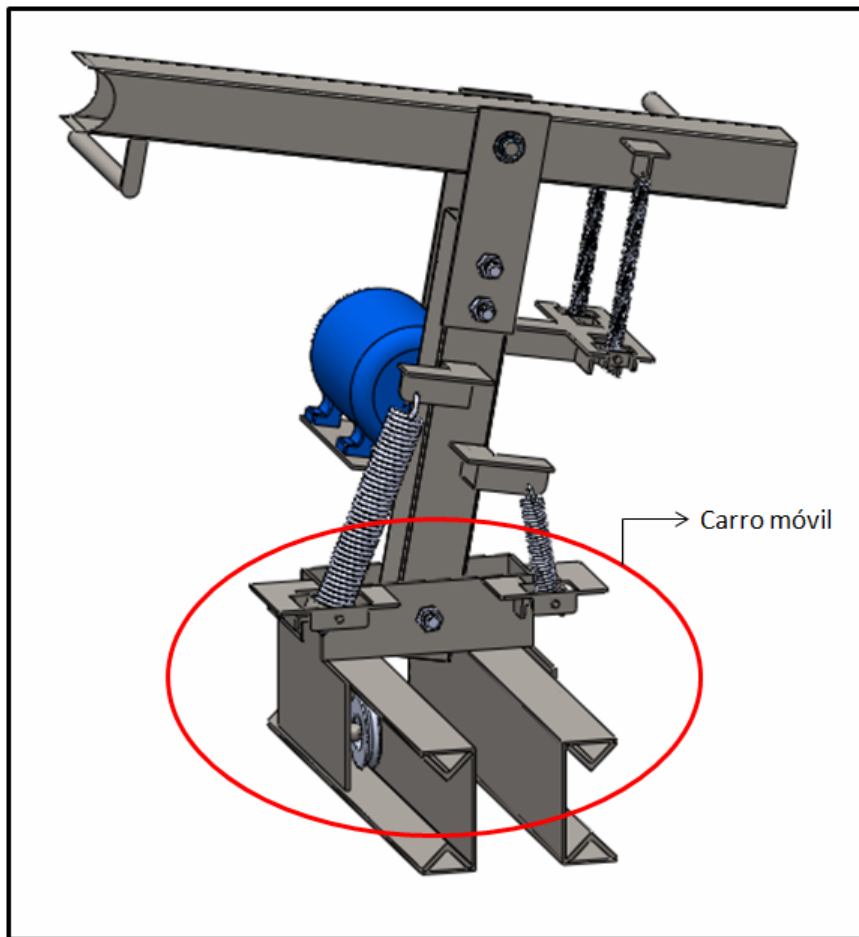


Figura 3.6 .Mecanismo de desplazamiento [Fuente: propio].

3.3.1.1 Carro móvil

El carro móvil es el encargado de generar el desplazamiento horizontal al movilizar las cuatro ruedas sobre el par de rieles. Lo que le da la facilidad al operador para ubicar el disco de corte en la posición más indicada para realizar el corte de la corona. En la figura 3.7 se puede observar el despiece del carro móvil y los rieles por donde se desplaza.

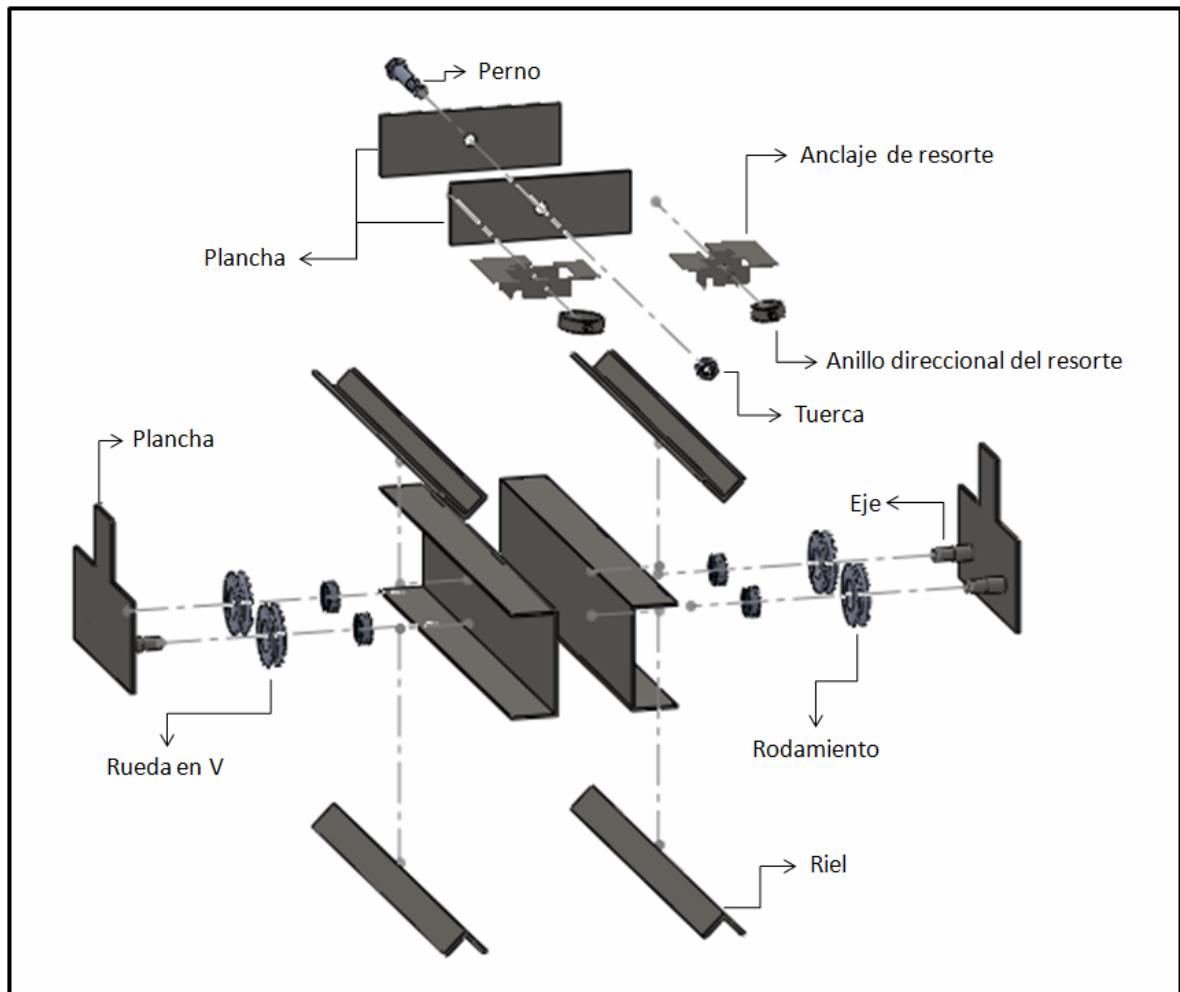


Figura 3.7. Despiece del carro del mecanismo de desplazamiento [Fuente: propio].

3.3.1.2 Brazos móviles

Luego de que el carro móvil es ubicado y fijado para evitar el movimiento en el momento de realizar el cortado de la corona. Los brazos móviles son los encargados de dar el movimiento de traslación al disco de corte para que este se mueva alrededor de la corona del motor. Los brazos poseen un punto de reposo donde los resortes se encuentran en estado de equilibrio. El operador debe vencer la fuerza de los resortes

para lograr realizar el movimiento que se desea. En la figura 3.8 se observa detalladamente el despiece de los brazos móviles del mecanismo de desplazamiento.

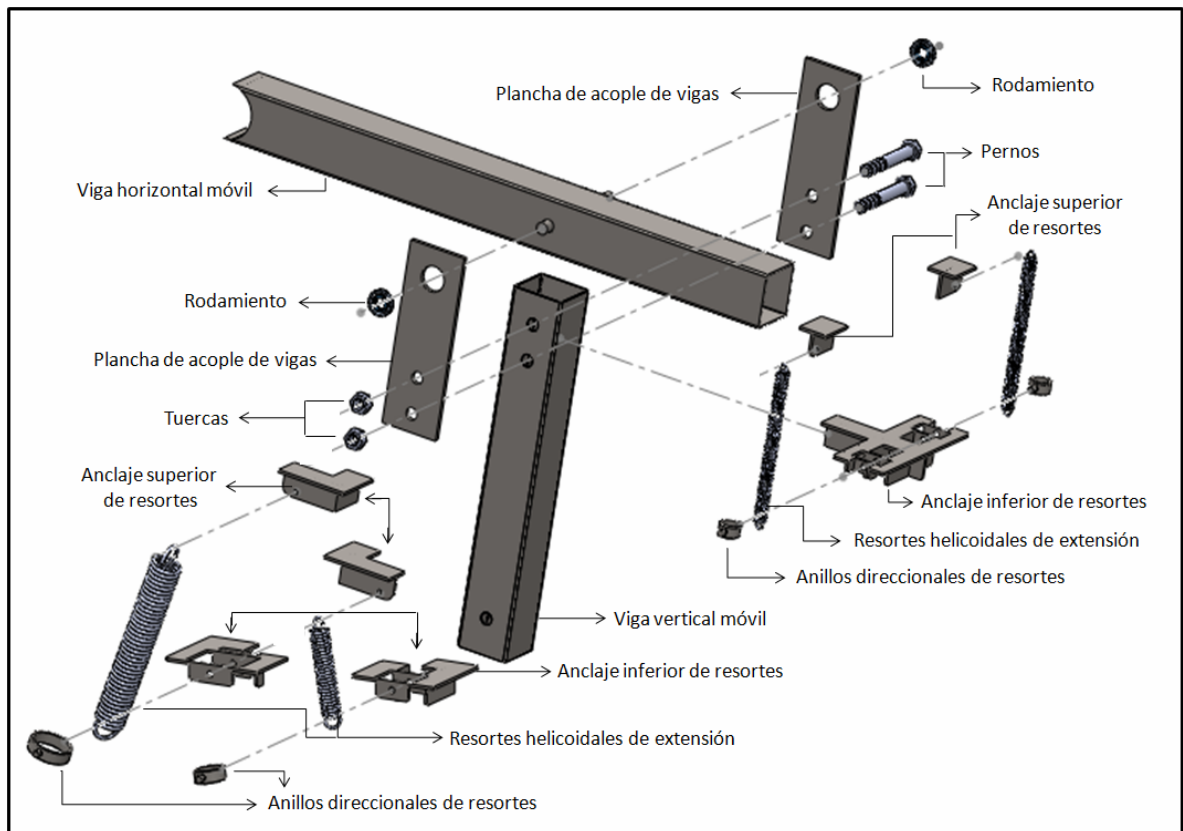


Figura 3.8. Despiece de los brazos del mecanismo de desplazamiento [Fuente: propio].

3.3.2 Mecanismo de Corte

El mecanismo de corte está compuesto por un motor que genera el torque necesario para que el disco sea capaz de cortar las coronas de cobre, en sus diferentes diámetros y densidades. El motor se encuentra sujeto a una plancha que se apoya sobre el brazo vertical del mecanismo de desplazamiento y transmite la potencia, a través de poleas y correas hasta el eje donde es acoplado el mecanismo de corte. En la figura 3.9 se muestra el despiece del mecanismo de corte y la transmisión de potencia.

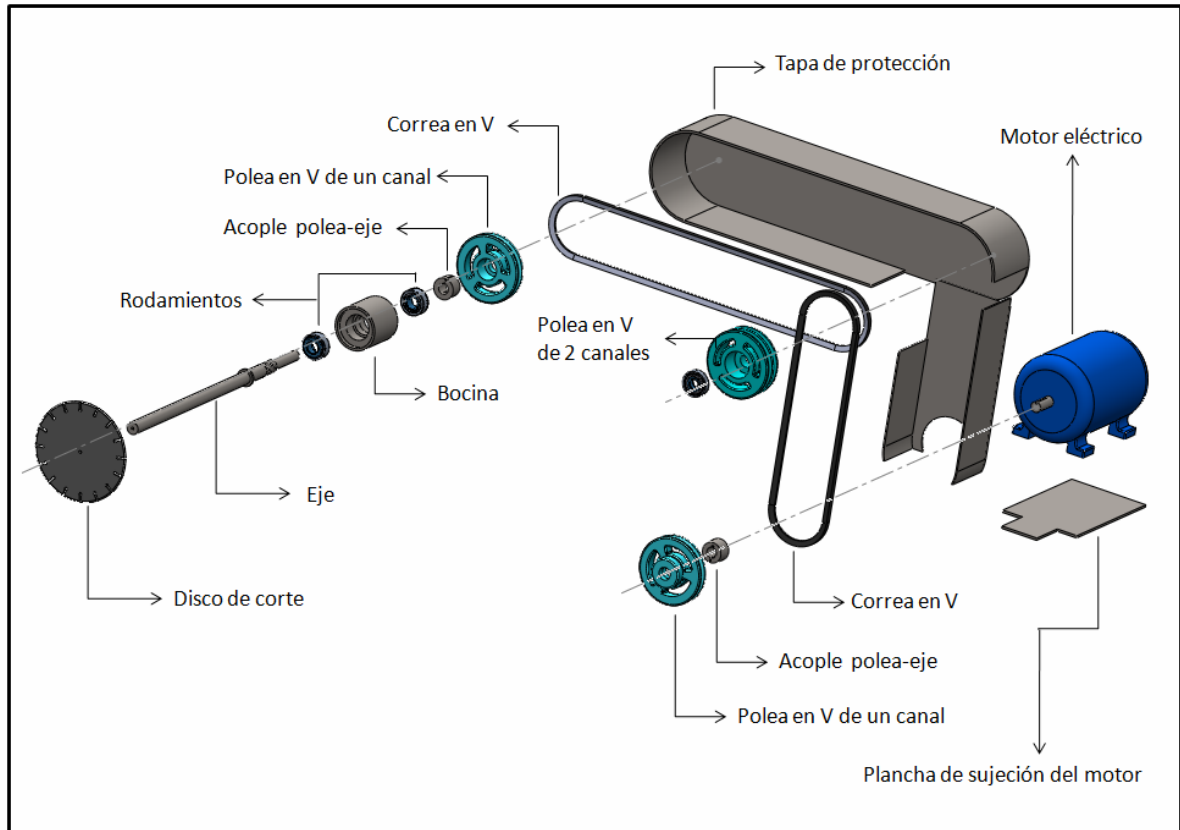


Figura 3.9. Despiece del mecanismo de corte ^[Fuente: propio].

3.3.3 Mecanismo de sujeción del motor

Este mecanismo está compuesto por una mesa donde descansa el motor que se desea rebobinar. El motor es sujetado por una cincha que se ancla en las vigas de los costados de la mesa, fijándolo para realizar el corte de la corona del motor. Se observa en la figura 3.10, los elementos que conforman el mecanismo.

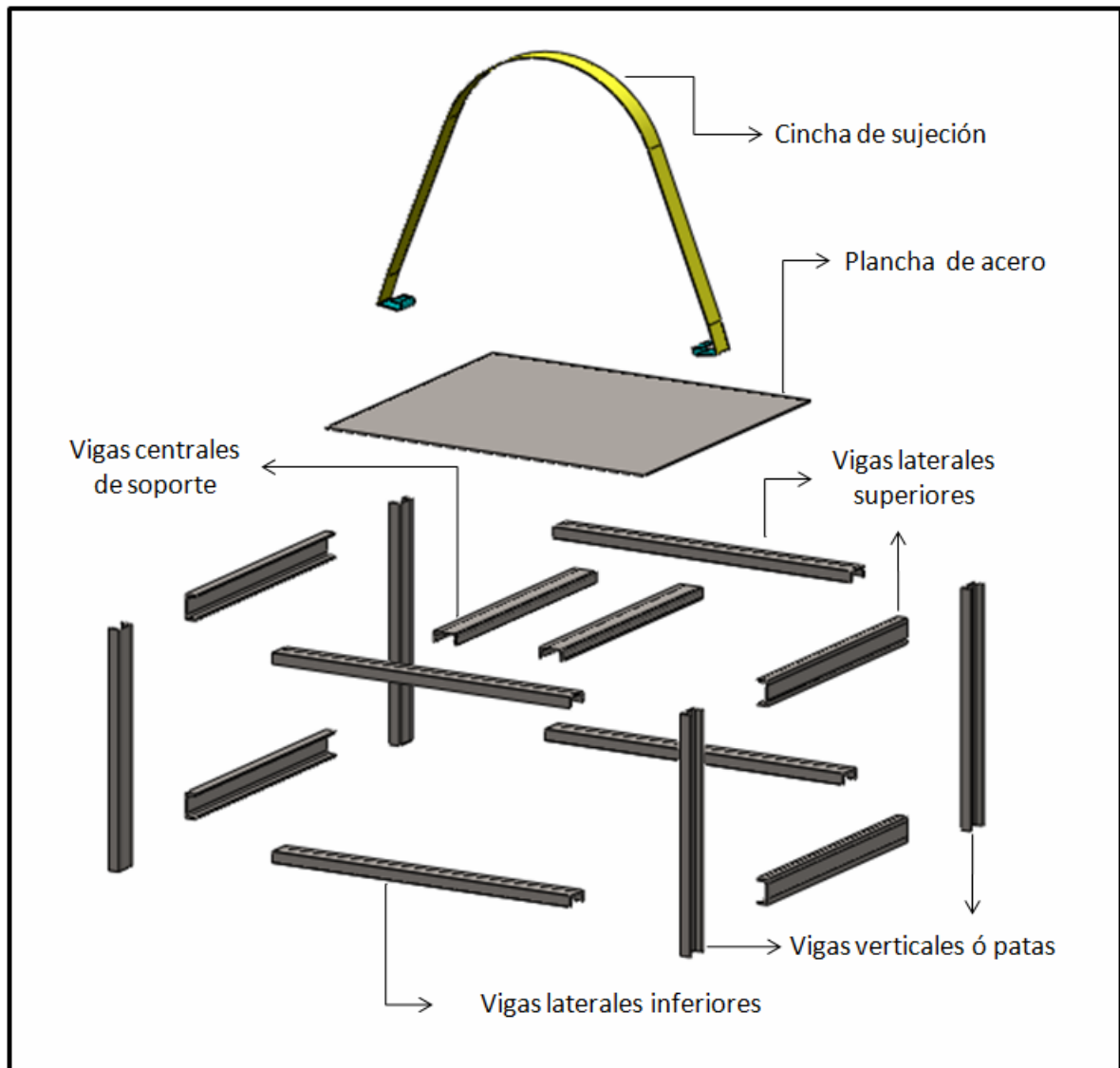


Figura 3.10. Despiece del mecanismo de sujeción del motor [Fuente: propio].

3.4 CONDICIONES DE DISEÑO

A continuación se explica cada uno de los criterios utilizados para el diseño de la máquina cortadora de coronas para el proceso de desembobinado como lo son:

potencia, seguridad, ergonomía, resistencia y el factor de seguridad utilizado para los cálculos.

3.4.1 Potencia

El motor que se utilizó para la transmisión de potencia, es de 3 Hp y 3450 rpm, debido a consultas en diferentes catálogos de máquinas de cortado de coronas. Todos estos catálogos mostraban esta similitud, aunado a esto, la variedad de marcas comerciales de motores eléctricos que trabajan con esta potencia y velocidad. Catálogos como el The World of equipment muestran cómo trabajan con motores de estas características.

3.4.2 Seguridad

Para un seguro desempeño de la máquina se tomó en cuenta tanto la seguridad del operador como la seguridad del ambiente donde ésta sea ubicada. Todos los elementos considerados en su diseño son estudiados para que logren cumplir con las diferentes funciones que realizarán (disco de corte, vigas, rodamientos, resortes, etc.).

Por tratarse de una máquina de herramienta que girará a altas revoluciones, el operador debe ser protegido por una ventana de fibra de vidrio con el propósito de detener la expulsión de cualquier partícula o elemento despedido por la máquina a la hora del corte de la corona.

Así como también, se tomo en cuenta el fácil acceso del interruptor de apagado del motor en caso de cualquier problema o accidente que se presente.

3.4.3 Ergonomía

En este caso se consideró la adecuación de la maquinaria y las herramientas al trabajador, de acuerdo al buen manejo en el momento de operación, a fin de prevenir accidentes y enfermedades de trabajo y optimizar la actividad de éste con el menor riesgo, así como, evitar la fatiga y el error humano.

Para ejecutar el proceso de desembobinado se necesita de cierta concentración y habilidad para el manejo de la máquina, por lo que se tomó en cuenta el rango de alturas de los diferentes operadores (entre 1,65 m y 1,85 m de altura) que debe ser utilizado para el diseño de las barras de donde el operador podrá realizar el movimiento de la máquina así como la correcta postura del mismo.

3.4.4 Resistencia

Todos los elementos como vigas, rodamientos, poleas, correas, planchas de acero y ruedas fueron seleccionados de acuerdo a lo que se encuentra en el mercado industrial venezolano y a partir de catálogos suministrados por proveedores.

3.4.5 Factor de Seguridad

En este trabajo se uso el método de Pugsley para determinar el factor de seguridad y el factor de carga. Pugsley planteó un método sistemático para determinar el factor de seguridad mediante la siguiente ecuación:

$$n_s = n_{sx} * n_{sy} \tag{Ecu. 3.1}$$

Donde:

n_{sx} : factor de seguridad que involucra características A, B y C

A: calidad de los materiales, destreza, mantenimiento e inspección.

B: control sobre la carga aplicada a la parte.

C: exactitud del análisis del esfuerzo, información experimental o experiencia con dispositivos similares.

n_{sy} : factor de seguridad que involucra características D y E

D: peligro para el personal.

E: impacto económico.

En la tabla 3.2 se proporcionan los valores de n_{sx} , para varias condiciones de A, B, y C. Para utilizar esta tabla, se estimó cada característica para una aplicación en particular, como muy buena (mb), buena (b), regular (r) o pobre (p). El factor A habla de la calidad de los materiales, destreza, mantenimiento e inspección, en nuestro caso este factor se baso fundamentalmente en la calidad de material, ya que como se trabajo con materiales que vienen de un fabricante reconocido nacionalmente, se consideró que esos materiales son de buena (b) calidad. El factor B habla de control sobre la carga aplicada a la parte, ya que las cargas varían dependiendo del tamaño y el diámetro del motor a rebobinar, se escogió la característica regular (r). El factor C habla de exactitud del análisis del esfuerzo, dado que los elementos son obtenidos por medio de catálogos de empresas de reconocida calidad y del diseño de teoría por elemento de máquinas en otros elementos, de manera conservadora se utilizó la característica buena (b).

Tabla 3.2 Características de factor de seguridad A, B y C

Característica ^a			B			
			mb	b	r	P
A = mb	C =	Mb	1.1	1.3	1.5	1.7
		b	1.2	1.45	1.7	1.95
		r	1.3	1.6	1.9	2.2
		p	1.4	1.75	2.1	2.45
A = b	C =	Mb	1.3	1.55	1.8	2.05
		b	1.45	1.75	2.05	2.35
		r	1.6	1.95	2.3	2.65
		p	1.75	2.15	2.55	2.9
A = r	C =	Mb	1.5	1.8	2.1	2.4
		b	1.7	2.05	2.4	2.75
		r	1.9	2.3	2.7	3.1
		p	2.1	2.55	3.0	3.45
A = p	C =	Mb	1.7	2.15	2.4	2.75
		b	1.95	2.35	3.75	3.15
		R	2.2	2.65	3.1	3.55
		P	2.45	2.95	3.45	3.95

En la tabla 3.3 se muestran los valores de n_{Sy} para varias condiciones de D y E. Para usar esta tabla se consideró cada característica para una aplicación en

particular como muy seria (ms), seria (s) o no seria (ns). En el caso del factor D el cual habla de peligro para el personal, se escogió una característica seria (s) ya que se trata de un prototipo de máquina donde la herramienta de corte se encuentra en movimiento durante el proceso, por tal motivo existe riesgo para el personal. Y finalmente el factor E, referente al impacto económico, el cual se estudio y concluyó que el impacto económico es no serio (ns) ya que se escogieron materiales comerciales y no son considerados de alto costo, así como también, el impacto económico positivo que este generaría al momento de poner en funcionamiento la máquina. Al poner los valores de n_{sx} y n_{sy} en la ecuación 3.1 el resultado es el factor de seguridad.

Tabla 3.3 Características del factor de seguridad D y E

Característica ^a		D		
		ns	s	ms
E =	Ns	1.0	1.2	1.4
	S	1.0	1.3	1.5
	Ms	1.2	1.4	1.6

Con los valores de n_{sx} y n_{sy} mediante la ecuación 3.1 se obtiene $n_s = 2,45$

Para el factor de carga fue utilizado el mismo procedimiento, tomando en cuenta características como el nivel de confianza en el cual se fundamentaron los cálculos, el conocimiento del rango de posibles condiciones de carga en servicio y la

confianza en la información obtenida de las tablas y datos comerciales de los diferentes elementos, dando como resultado el valor de 1,5.

3.5 DISEÑO BÁSICO DE LA MÁQUINA

El diseño de la máquina se inició con un análisis cinemático del proceso de cortado de la corona en el caso más desfavorable, siendo este el motor de mayor tamaño para el cual se quiere construir. De esta forma se obtienen los valores más críticos que son utilizados para el cálculo mediante la teoría fundamental de diseño de elementos de máquinas.

3.5.1 Análisis cinemático

3.5.1.1 Puntos y posiciones a estudiar

A continuación se identifican las fuerzas máximas y mínimas sobre los elementos, en relación a la posición que ocupa la herramienta de corte. Para realizar este estudio se tomaron en cuenta las condiciones más exigentes a las cuales estará sometido el mecanismo de corte, por lo tanto el análisis se realizó para el corte de la corona de un motor de 450 y 500 Hp de potencia, que posee un diámetro de estator aproximado de 30 pulgadas.

Se seleccionaron 9 puntos en todo el diámetro del estator, que orientan el movimiento que debe realizar el mecanismo de corte al momento del desembobinado de la corona como se muestra en la figura 3.11 y 3.12.

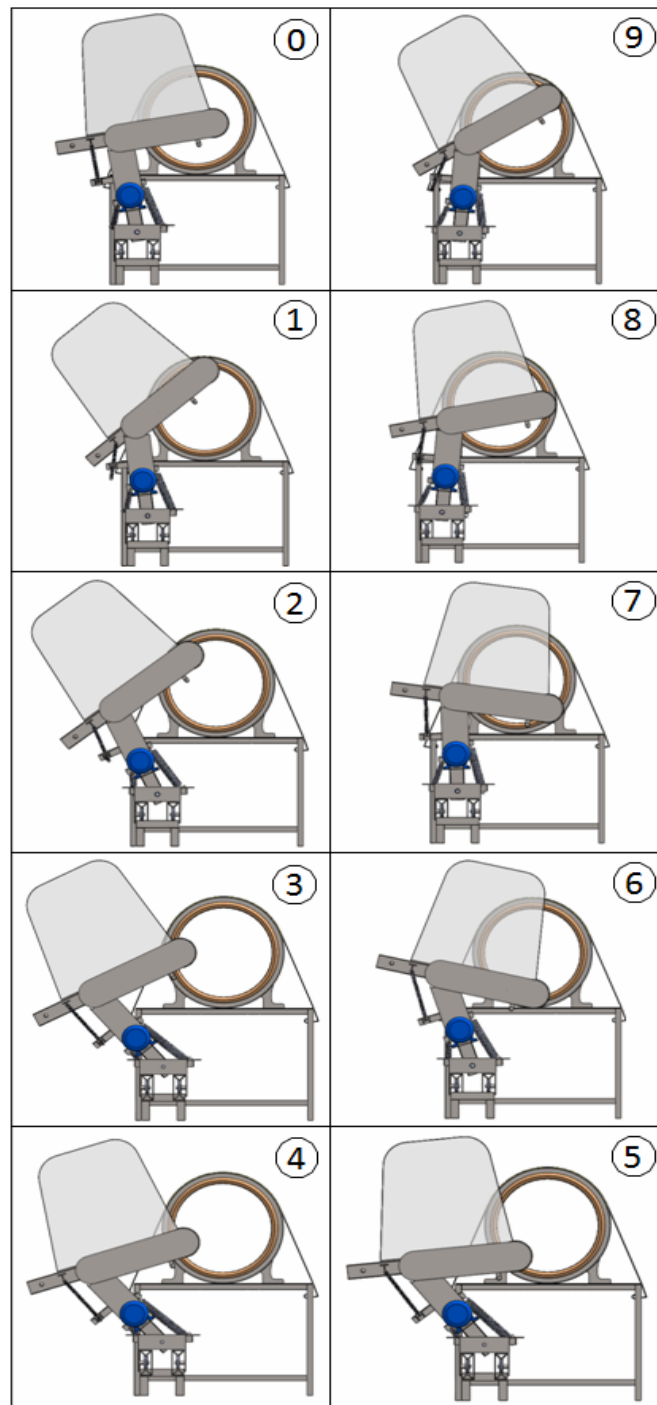


Figura 3.11. Posiciones de los brazos móviles y el mecanismo de corte en los diferentes puntos a estudiar [Fuente: propio].

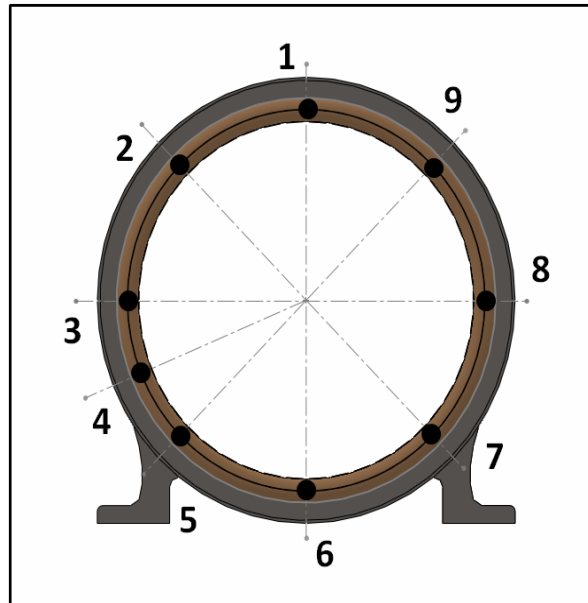


Figura 3.12. Puntos a estudiar en el motor que se desea desbobinar ^[Fuente: propio].

3.5.1.2 Cálculo de las cargas actuantes en la viga o brazo horizontal en posición inicial

Para el cálculo de cargas actuantes en la posición 0 que se muestra en la figura 3.12, se tomó en cuenta todos los elementos que generan una carga sobre la viga estudiada como se observa en la figura 3.13. Estos elementos están ubicados en toda la longitud de la viga, con medidas calculadas y establecidas, tomando en cuenta la ergonomía, seguridad y función de cada elemento.

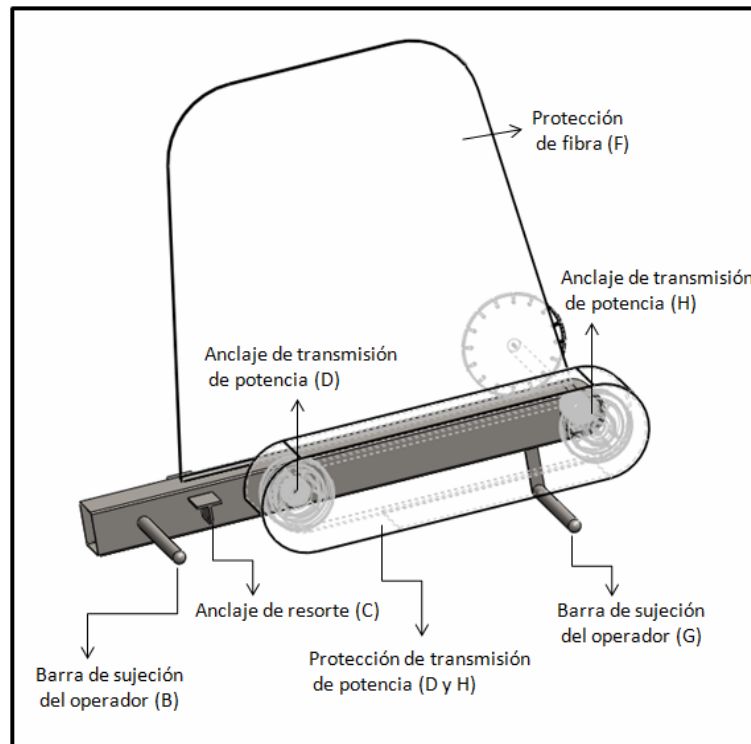


Figura 3.13. Elementos que actúan sobre la viga o brazo horizontal [Fuente: propio].

A continuación podemos observar cómo se calcularon las cargas que actúan sobre la viga horizontal de 1 m de longitud:

- Punto B y G

En estos puntos se encuentran las barras de sujeción del operador, las cuales se determinaron tomando en cuenta la ergonomía de la máquina. Estas son barras redondas lisas de 25 mm de diámetro y 130 mm de longitud y están ubicadas a una distancia de 800 mm entre ambas barras.

Para el cálculo del peso de las barras se obtiene por medio de la tabla A7 del apéndice A, el peso por cada metro que posee dicha barra.

$$0,13 \text{ m} \times 3,85 \frac{\text{kg}}{\text{m}} = 0,5005 \text{ kg}$$

$$0,5005 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 4,91 \text{ N}$$

- Punto C

En el punto C se ubicó el anclaje del resorte superior tomando en cuenta su funcionamiento, de manera de no afectar cualquier otro elemento durante el desplazamiento de la máquina en el proceso de cortado de la corona. En este punto se encuentra la fuerza R, que se define como la carga que soporta el resorte durante el proceso de desembobinado.

- Punto D

En este punto la viga pivotea para realizar el movimiento circular en conjunto con la viga vertical, por lo que se generan dos cargas en sentidos contrarios.

La fuerza A viene dada por la carga que se transmite a la viga inferior y debe ser contrarrestada por los resortes inferiores. Mientras que en la fuerza D, se encuentran una serie de elementos para la transmisión de potencia tales como: polea, rodamientos y el eje donde estos giran. A estos se les tomará su peso aproximado y serán sumados para obtener la carga total en ese punto:

$$\text{Carga en D} = \text{polea} + \text{rodamiento} + \text{eje} \\ + \text{protección de transmisión de potencia}$$

$$\text{Carga en D} = 2,3 \text{ kg} + 0,151 \text{ kg} + 0,9 \text{ kg} + 0,6 \text{ kg} = 3,951 \text{ kg}$$

$$\text{Carga en D} = 3,951 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 38,76 \text{ N}$$

- Punto E

En este punto se encuentra la carga puntual del peso de la viga y la longitud de esta es de 1000mm. En la tabla A-5 del apéndice A, se obtiene el peso de la viga por cada metro para el cálculo a continuación:

$$6,7 \frac{kg}{m} \times 1 m = 6,7 kg$$

$$6,7 kg \times 9,81 \frac{m}{s^2} = 66 N$$

- Punto F

En este punto es situada la carga puntual de la protección de fibra y su mecanismo de sujeción. Para la seguridad del operador se determinó un ancho de 800 mm en la parte inferior, 500 mm de ancho en la parte superior, 750 mm de alto (un área de 0,518 m²) y 6 mm de espesor. Este material tiene un peso de 0,67 kg/m².

$$0,518 m^2 \times 0,67 \frac{kg}{m^2} = 0,347 kg$$

$$0,347 kg \times 9,81 \frac{m}{s^2} = 3,4 N$$

- Punto H

Aquí tenemos la sumatoria de elementos tales como: bocina, eje, rodamientos, estoperas, tuerca, polea, disco de corte y protección de transmisión de potencia respectivamente.

$$\text{Carga en H} = 0,35 \text{ kg} + 2,4 \text{ kg} + 0,25 \text{ kg} + 0,05 \text{ kg} + 0,1 \text{ kg} + 1,85 \text{ kg} + 0,3 \text{ kg} \\ + 0,6 \text{ kg} = 5,9 \text{ kg}$$

$$\text{Carga en H} = 5,9 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 57,88 \text{ N}$$

Al obtener todas las fuerzas que actúan en la viga, se procedió al cálculo de las distancias existentes entre las cargas, debido que todas son perpendiculares al suelo (por tratarse de peso) y la viga en su posición inicial no se encuentra perpendicular a las fuerzas. De esta forma, por medio de trigonometría se determinaron las distancias necesarias para el cálculo de las cargas desconocidas.

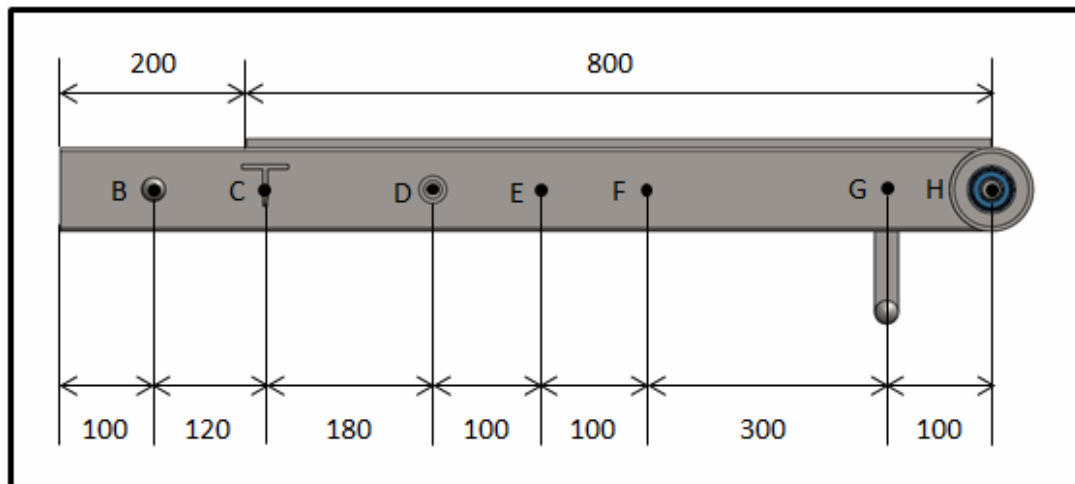


Figura 3.14. Distancias en mm de los elementos que actúan sobre la viga o brazo horizontal ^[Fuente: propio].

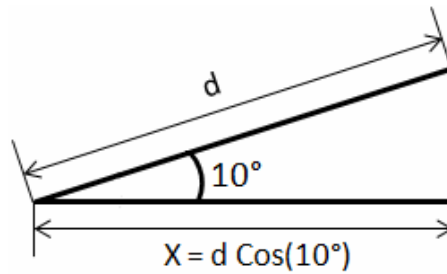


Figura 3.15. Ejemplo del triángulo utilizado para el cálculo de las distancias perpendiculares a las fuerzas ^[Fuente: propio].

Tomando como ejemplo la distancia BC que se muestra en la figura 3.14 se tiene:

$$d = BC \quad \text{Ecu. 3.2}$$

$$BC = 120\text{mm}$$

$$X = 120\text{mm} \times \text{Cos}(10^\circ)$$

$$X = 118,18\text{mm}$$

Luego de ser calculadas todas las distancias se realizó el diagrama con las distancias y cargas aplicadas sobre la viga horizontal, como se muestra en la figura 3.16

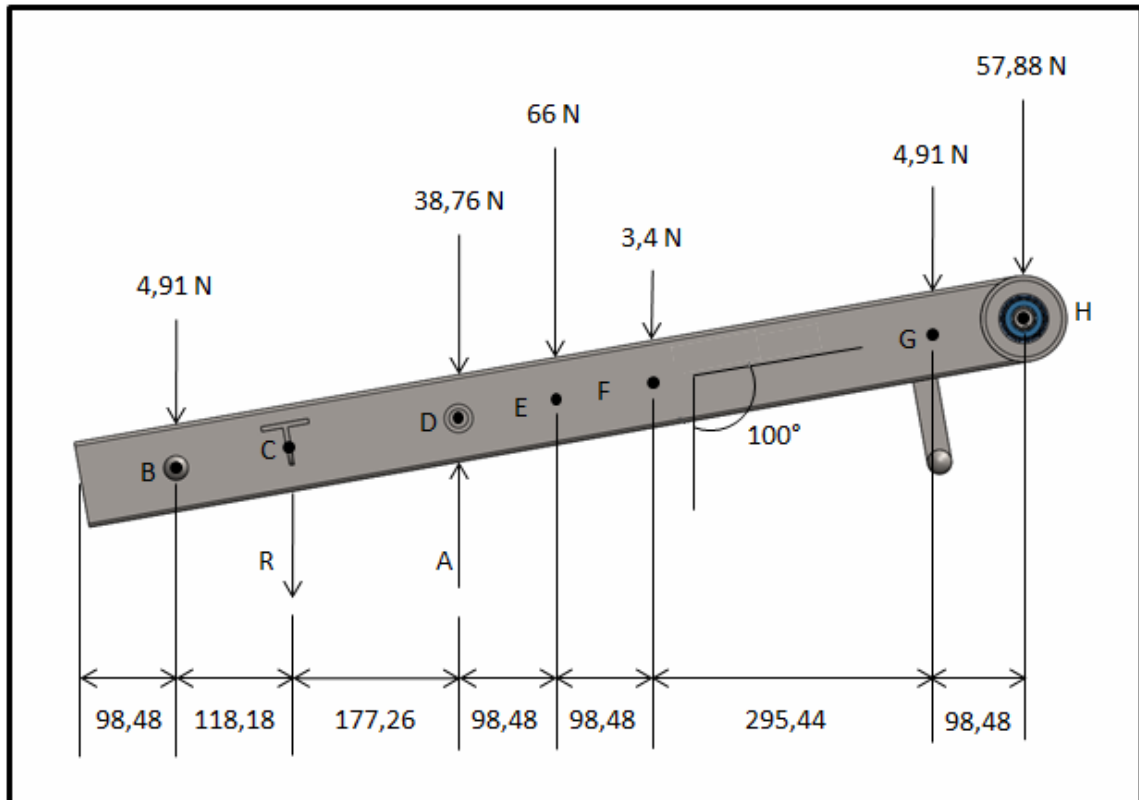


Figura 3.16. Distribución de cargas sobre la viga ó brazo horizontal en posición inicial (distancia en mm y cargas en newton) [Fuente: propio].

Por sumatoria de momentos y sumatoria de fuerzas se obtiene la fuerza que debe soportar el resorte y el peso que recaerá sobre la viga o brazo vertical.

$$\sum M_A = 0$$

$$4,91\text{N} \times 295,44\text{mm} + R \times 177,26\text{mm} - (66\text{N} \times 98,48\text{mm}) - (3,4\text{N} \times 196,96\text{mm}) - (4,91\text{N} \times 492,4\text{mm}) - (57,88\text{N} \times 590,88) = 0$$

$$R = -1.450,61 + 6.499,68 + 669,66 + 2.417,68 + 34.200,13$$

$$177,26$$

$$R = 238,84N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-4,91N - 238,84N - 38,76N + A - 66N - 3,4N - 4,91N - 57,88N = 0$$

$$A = 414,69N$$

3.5.2 Diseño de Elementos

En este punto, con el análisis cinemático hecho anteriormente, se dimensionan y seleccionan todos aquellos elementos necesarios para la construcción y funcionamiento de la máquina. Utilizando catálogos y cálculos mediante la teoría fundamental de diseño de elementos de máquinas.

3.5.2.1 Selección del resorte superior

Para el movimiento de la viga horizontal se utilizó un diseño de dos resortes, ya que generan mayor seguridad al momento de una posible falla de uno de ellos. Debido a que están ubicados en la misma posición, la carga es dividida en igual parte para ambos resortes.

Además de todas las cargas de los elementos que son seleccionados, se tomó en cuenta la fuerza que genera el operador al momento de realizar el trabajo de desembobinado. Se debe seleccionar un resorte de manera que el operador sea capaz de poder realizar todo el corte de la corona sin un esfuerzo que pueda ocasionar una

lesión a corto o a largo plazo. Es por ello que se adiciona una carga de 98,1 Newton a su carga máxima.

En la figura 3.31 se muestra la distancia en la posición inicial y en su caso más desfavorable previamente estudiado y calculado.

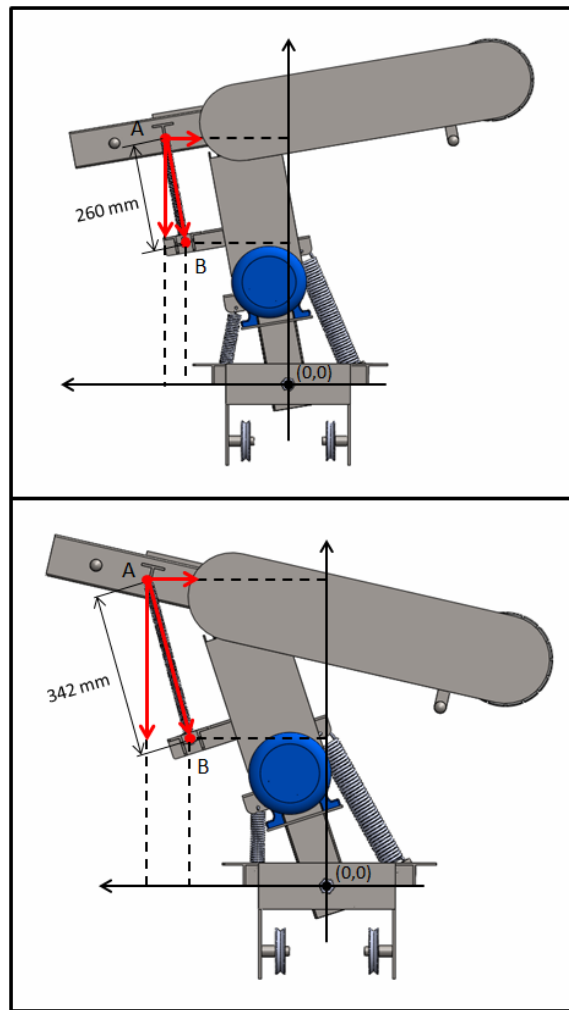


Figura 3.17. Posiciones inicial y de mayor elongación del resorte superior respectivamente [Fuente: propio].

- Cargas actuantes

La fuerza en la posición inicial calculado anteriormente es de 414,69 N

Factor de Carga: 1,5

Por tratarse de dos resortes:

$$(414,69\text{N})/2 = 207,345\text{N}$$

$$F_{min} = 207,345\text{N} \times 1,5 = 311,02\text{N}$$

Debido a los cálculos realizados se determina este caso las dos posiciones de la viga (inicial y elongación máxima) generan la misma carga, por lo tanto se le adicionan 98,1 N a la fuerza, siendo esta la carga máxima que es aportada por el operador para movilizar la viga de su posición inicial a su máxima elongación.

$$F_{max} = 311,02 + 98,1 = 409,12\text{N}$$

- Longitudes de trabajo

Estas longitudes se obtienen mediante el software computarizado utilizado.

$$L_{min} = 260 \text{ mm}$$

$$L_{max} = 342 \text{ mm}$$

- Selección de la K del resorte

Se calcula la constante de elongación del resorte para que por medio de catálogos se obtenga el resorte que cumpla de mejor manera con las cargas que se presenten en el proceso.

$$F = L \times K \quad \text{Ecu. 3.3}$$

$$K = \frac{F_{\min}}{L_{\min}} \quad \text{Ecu. 3.4}$$

$$K = \frac{311,02 \text{ N}}{260 \text{ mm}}$$

$$K = 1,196 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Del catálogo de resortes A-18 del apéndice A se toma aquel que cumpla con la longitud mínima, longitud máxima y que más se acerque por encima a la K calculada, obteniéndose así un resorte con las siguientes características:

$$K = 1,22 \text{ N/mm}$$

$$D = 30 \text{ mm}$$

$$L_{\min} = 260 \text{ mm}$$

$$d = 3,5 \text{ mm}$$

$$L_{\max} = 463 \text{ mm}$$

$$\text{Número de espiras} = 65$$

$$F_0 = 50 \text{ N}$$

Con estos datos suministrados por el catálogo A-18 del apéndice A, se calculan las fuerzas máxima y mínima para ser comparadas con las cargas obtenidas anteriormente.

$$F_{min} = (L_{min} \times K) + F_0 \quad \text{Ecu. 3.5}$$

$$F_{min} = \left(260mm \times 1,22 \frac{N}{mm} \right) + 50N$$

$$F_{min} = 367,2N$$

$$F_{max} = (L_{max} \times K) + F_0 \quad \text{Ecu. 3.6}$$

$$F_{max} = (342mm \times 1,22) + 50N$$

$$F_{max} = 467,24N$$

Los valores de fuerza del resorte, son superiores a los valores necesarios, por lo tanto este resorte puede ser utilizado para dicho trabajo.

3.5.2.2 Cálculo de la plancha de acero de la estructura de sujeción del motor

Debido a que la estructura posee un buen soporte para la plancha, ésta solo será estudiada por aplastamiento. Se tomará el caso más desfavorable donde el motor que sea desembobinado no se apoye sobre patas, por lo tanto es apoyado por aproximadamente un 10% del diámetro del motor. Experimentalmente se obtuvo el diámetro del motor mas grande para el cual se diseña la máquina (450Hp) y este es de 750 mm.

Peso del estator = 2185 kg (obtenido experimentalmente)

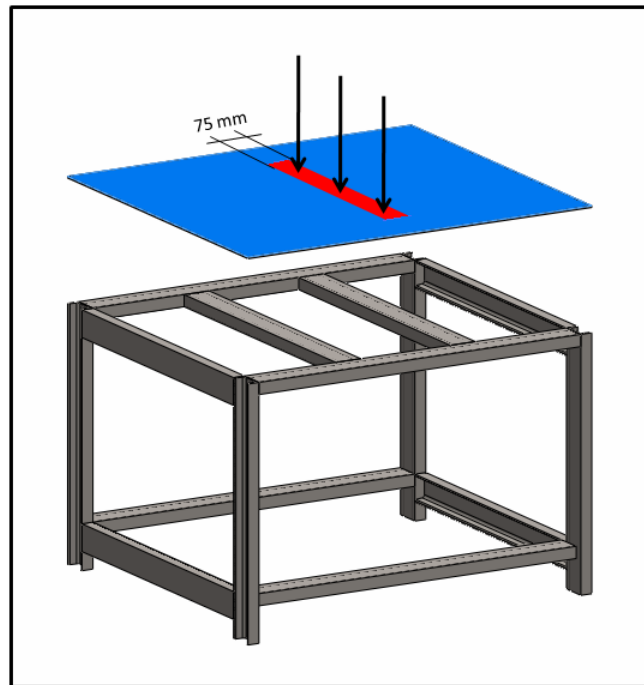


Figura 3.18. Plancha de la estructura de sujeción del motor ^[Fuente: propio].

- Cálculo de la carga que soportara la plancha

$$P = \text{Peso del estator} \times F.C$$

Ecu.3.7

$$P = 2.185\text{kg} \times 1,5$$

$$P = 3.277,5 \text{ kg}$$

- Cálculo del esfuerzo de aplastamiento en la plancha

El motor de mayor diámetro es de 750mm, por lo tanto el 10% serían unos 75mm.

$$\sigma_{\text{aplast}} = \frac{P}{(10\% \text{ Diámetro del motor}) \times \text{largo del motor}} \quad \text{Ecu. 3.8}$$

$$\sigma_{\text{aplast}} = \frac{3.277,5 \text{ kg}}{75 \text{ cm} \times 100 \text{ cm}}$$

$$\sigma_{\text{aplast}} = 0,437 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

- Cálculo del esfuerzo admisible de aplastamiento en la plancha

El esfuerzo máximo S_y obtenido de la tabla A-3 del apéndice A es de $4.100 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$

$$\sigma_{\text{ADM}} = 0,9 S_y \quad \text{Ecu. 3.9}$$

$$\sigma_{\text{ADM}} = 0,9 \times 4.100 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{\text{ADM}} = 3.690 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

- Comprobación del esfuerzo de aplastamiento

$$\sigma_{\text{aplast}} < \sigma_{\text{ADM}} \quad \text{Ecu. 3.10}$$

$$0,437 \frac{kg}{cm^2} < 3.690 \frac{kg}{cm^2}$$

La plancha seleccionada cumple satisfactoriamente con las cargas a las que será sometida.

- Cálculo del peso de la plancha

Área total de la plancha = 2,02 m² (dato extraído de tabla A-2).

Peso total de la plancha = 80,8 kg (dato extraído de tabla A-2).

Área de la plancha utilizada = 1m x 1,1m = 1,1m²

$$2,02m^2 \rightarrow 80,8kg$$

$$1,1m^2 \rightarrow x$$

$$P = 44kg$$

3.5.2.3 Cálculo de las vigas horizontales superiores de la estructura de sujeción del motor

Se utilizarán cuatro vigas para cada lado de la mesa, más dos vigas centrales como refuerzo para soportar las cargas, a las cuales será sometida dicha estructura. Para el cálculo se estudiarán las vigas de refuerzo suponiendo que sobre éstas recae la carga.

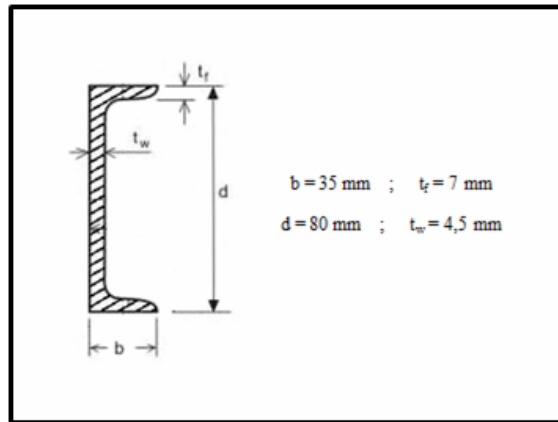


Figura 3.19. Viga a utilizar UPL 80 ASTM A36 [Fuente: propio].

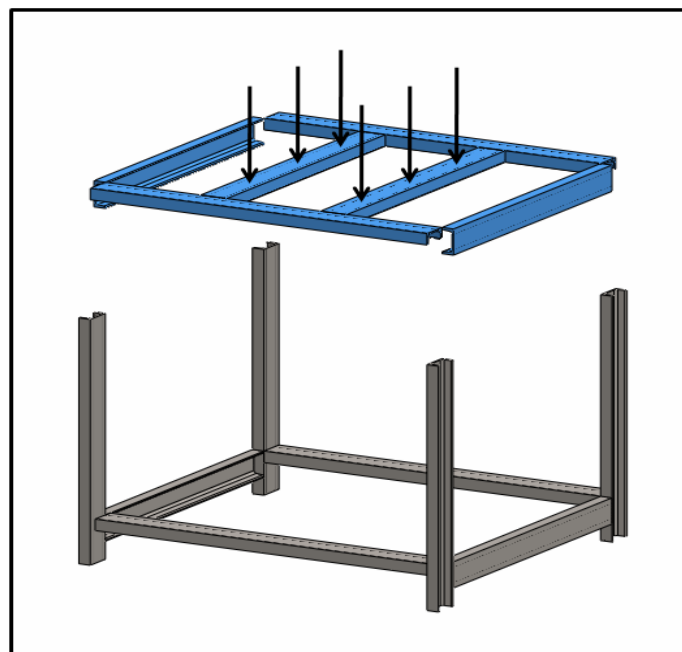


Figura 3.20. Vigas verticales de la estructura [Fuente: propio].

Se utilizarán cuatro vigas para cada lado de la mesa más dos vigas centrales como refuerzo para soportar las cargas a las cuales será sometida dicha estructura. Para el cálculo se estudiarán las vigas de refuerzo suponiendo que sobre éstas recae la carga.

$$\left. \begin{array}{l}
 \text{Peso por metro de la viga} = 6,08 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \\
 \text{I: Momento de inercia} = 74,4 \text{ cm}^4 \\
 \text{A: Área} = 7,75 \text{ m}^2 \\
 \text{W}_x: \text{Módulo resistente} = 18,6 \text{ cm}^3 \\
 \text{R: Radio de inercia} = 3,1 \text{ cm} \\
 \sigma_{\text{max}}: \text{Esfuerzo máximo} = 4.100/5.600 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}
 \end{array} \right\} \text{ Datos extraídos de la tabla A-6}$$

- Cálculo de la carga actuante

$$P = \frac{(\text{Peso motor} + \text{Peso plancha}) \times F. C}{\text{número de vigas}} \quad \text{Ecu. 3.11}$$

$$P = \frac{(2.185 \text{ kg} + 44 \text{ kg}) \times 1,5}{2}$$

$$P = 1.671,75 \text{ kg}$$

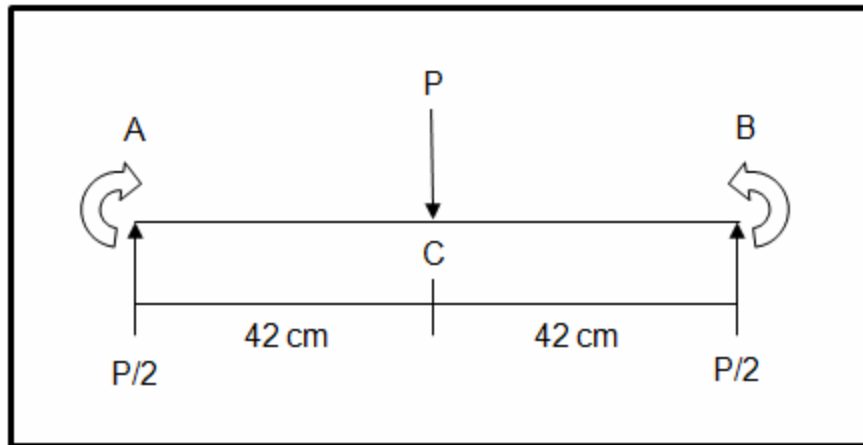


Figura 3.21. Diagrama de la carga que actúa en las vigas horizontales ^[Fuente: propio].

- Cálculo del momento máximo de la viga horizontal de refuerzo

$$M_A = M_B \quad \text{Ecu. 3.12}$$

$$M_{\max} = P \times L/8 \quad \text{Ecu. 3.13}$$

$$M_{\max} = \frac{1.671,75 \text{Kg} \times 84 \text{cm}}{8}$$

8

$$M_{\max} = 17.553,375 \text{ Kg.cm}$$

- Cálculo del esfuerzo flector de la viga horizontal de refuerzo

$$\sigma = M_{\max} / W_x \quad \text{Ecu. 3.14}$$

$$\sigma = 17.553,375 \text{ Kg.cm} / 18,6 \text{cm}^3$$

$$\sigma = 943,73 \text{ Kg/cm}^2$$

$$4.100 \text{ Kg/cm}^2 \geq 943,73 \text{ Kg/cm}^2$$

- Cálculo de la deformación máxima de la viga horizontal de refuerzo

$$Y_{\max} = \frac{P \times L^3}{192 \times E \times I} \quad \text{Ecu. 3.15}$$

$$Y_{\max} = \frac{1.671,75kg \times (84cm)^3}{192 \times (21 \times 10^5 \frac{kg}{cm^2}) \times 74,4cm^4}$$

$$Y_{\max} = 3,3 \times 10^{-2}cm$$

- Comprobación del límite de deformación máxima

$$\frac{3,3 \times 10^{-2}cm}{84cm} = 3,93 \times 10^{-4} \frac{cm}{cm}$$

$$0,003 \frac{cm}{cm} > 0,000393 \frac{cm}{cm}$$

- Cálculo del peso de las vigas horizontales

$$\text{Peso de las vigas (1)} = 6,08 \frac{kg}{m}$$

$$\times 0,84m = 5,11 kg$$

$$\text{Peso de las vigas (2)} = 6,08 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \times 1,03\text{m} = 6,26 \text{ kg}$$

3.5.2.4 Cálculo de las vigas verticales o (columna) de la estructura de sujeción del motor

Las columnas seleccionadas para la mesa son estudiadas para evitar el pandeo o el fallo de las mismas, estas son de importancia debido a que soportarán el peso total del estator a reparar. El perfil UPL es el mismo utilizado para los otros elementos que conforman la mesa.

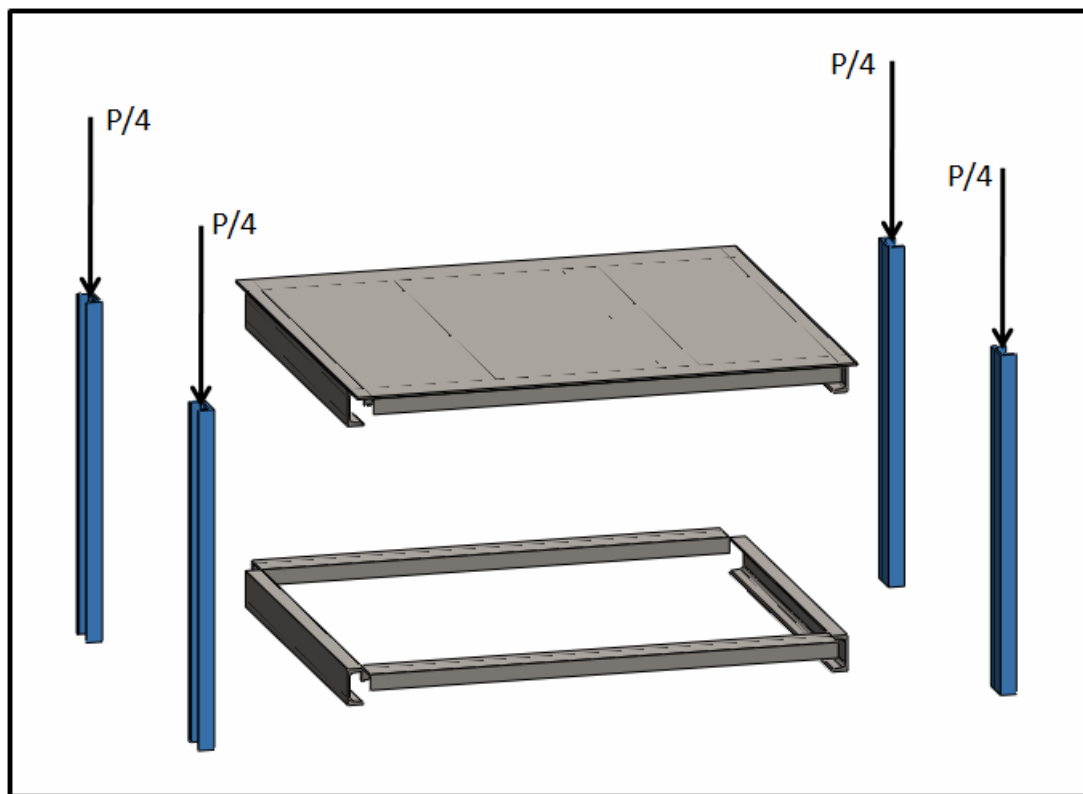


Figura 3.22. Vigas horizontales de la estructura [Fuente: propio].

- Cálculo de la carga actuante

Los valores utilizados para obtener la carga actuante son calculados en los apartados anteriores y el respectivo factor de carga:

$$P = \frac{(\text{Peso motor} + \text{Peso plancha} + \text{Peso vigas horizontales}) \times F.C.}{\text{Número de vigas verticales}}$$

Número de vigas verticales

Ecu. 3.16

$$P = \frac{(2.185 \text{ Kg} + 44\text{Kg} + (5,11\text{Kg} \times 4) + (6,26\text{Kg} \times 2)) \times 1,5}{4}$$

$$P = 848,235 \text{ Kg}$$

- Cálculo de la longitud efectiva

$$L_e = K \times L$$

Ecu. 3.17

Donde:

K: Constante de fijación de los extremos

L: Longitud de la viga = 75 cm

K = 2. Empotrada libre (dado por la tabla A-8 de apéndice A)

$$L_e = 2 \times 75\text{cm}$$

$$L_e = 150\text{cm}$$

- Cálculo de la esbeltez máxima

$$SR_{max} = \frac{L_e}{r} \quad \text{Ecu. 3.18}$$

Donde:

r: Radio de inercia (dado por la tabla A-6 del apéndice A)

$$SR_{max} = \frac{150cm}{3,1cm}$$

$$SR_{max} = 48,38$$

- Cálculo de la constante de columna

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 \times E}{S_y}} \quad \text{Ecu. 3.19}$$

Donde:

S_y: Momento de inercia (extraído de la tabla A-6 del apéndice A).

E: Módulo de elasticidad (extraído de la tabla A-6 del apéndice A)

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 \times (207 \times 10^9 Pa)}{(441 \times 10^6 MPa)}}$$

$$C_c = 96,256$$

$SR < C_c$, por lo tanto se utiliza la formula de Johnson.

$$P_{CR} = A \times S_y \left[1 - \frac{S_y (KL/r)^2}{4\pi^2 E} \right] \quad \text{Ecu. 3.20}$$

Donde:

A: Área del perfil UPL 80 (extraído de la tabla A-6 del apéndice A)

$$P_{CR} = 7,75 \times 10^{-4} m^2 \times 441 \times 10^6 MPa \left[1 - \frac{441 \times 10^6 MPa (2 \times 75 / 3,1)^2}{4\pi^2 \times 207 \times 10^9 Pa} \right]$$

$$P_{CR} = 298.711,35 \text{ N}$$

$$P_{CR} = 30.460,08 \text{ kgf}$$

Entonces, se obtiene

$$P_p = \frac{P_{CR}}{FC} \quad \text{Ecu. 3.21}$$

Donde:

P_p : Carga permisible

FC: Factor de carga

$$P_p = \frac{30.460,08 \text{ kgf}}{1,5}$$

$$P_p = 20.306,72 \text{ kgf}$$

$$P_p \gg P$$

$$20.306,72 \text{ kgf} \gg 848,235 \text{ kgf}$$

Por lo tanto, sí soporta la carga a la que será exigida.

3.5.2.5 Cálculo del peso aproximado del mecanismo de corte

Este peso será utilizado para el cálculo de las vigas en ángulo, que serán utilizadas como riel para el desplazamiento horizontal del mecanismo de corte. Algunos de estos elementos ya fueron calculados anteriormente, por lo tanto serán calculados aquellos que sean necesarios.

- Cálculo del peso de las planchas inferiores de acero

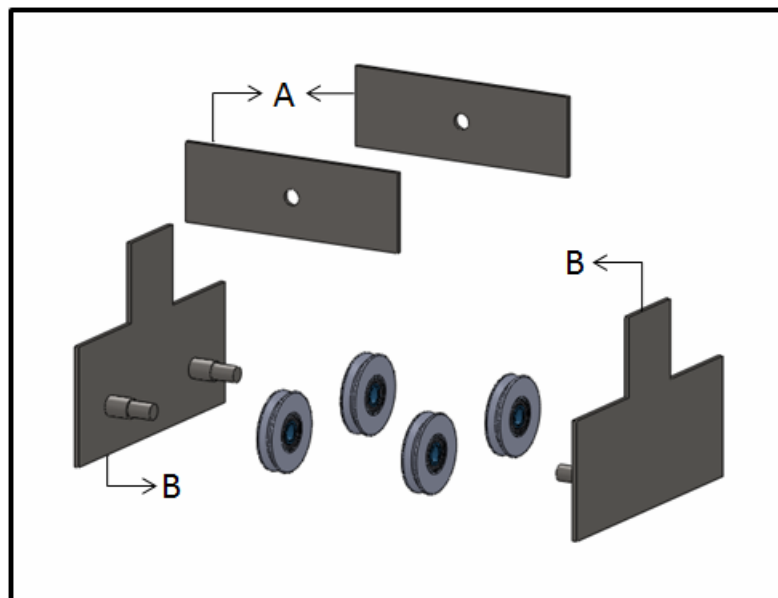


Figura 3.23. Planchas inferiores del mecanismo de corte ^[Fuente: propio].

Peso total de la plancha = 80,8 kg (dato extraído de tabla A-2).

Área de las planchas A = 0,0289 m²

Área de las planchas B = 0,0625 m²

$$2,02m^2 \rightarrow 80,8kg$$

$$0,0289m^2 \rightarrow ?$$

$$P = 1,16kg$$

$$2,02m^2 \rightarrow 80,8kg$$

$$0,0625m^2 \rightarrow ?$$

$$P = 2,5kg$$

- Cálculo del peso del eje del mecanismo de corte

Eje de barra redonda lisa de 25mm de diámetro = 3,85 kg/m

$$P = 3,85 \frac{kg}{m} \times 0,64m$$

$$P = 2,46kg$$

Se le agregará un peso de 200kg por tornillos, tuercas, correas, rodamientos, resortes y todos aquellas partes del equipo que no están incluidas en las anteriores, sumando también el peso aproximado de una persona.

$$P_{MC} = P_{VH} + P_{VV} + P_{PIA} + P_{PIB} + P_{poleas} + P_{motor} + \text{Peso adicional} \quad \text{Ecu.} \\ 3.22$$

$$P_{MC} = 6,7kg + 4,02kg + (2 \times 1,16kg) + (2 \times 2,5kg) + (3 \times 1,8kg) + 18kg \\ + 200kg$$

$$P_{MC} = 241,44kg$$

$$P = P_{MC} \times FC$$

$$P = 240,25kg \times 1,5$$

$$P = 360,375kg$$

3.5.2.6 Cálculo de las vigas riel

En este caso se analizan las vigas o rieles que permiten el movimiento horizontal al mecanismo de corte, estas están sometidas al peso total de mecanismo de corte. De

acuerdo a los perfiles que se encuentran en la tabla A-4 del apéndice A, se considera una viga en ángulo de 50X50X7 con las siguientes características:

$$P = 5,15\text{kg/m}$$

$$W = 4,16\text{cm}^3$$

$$A = 6,56\text{cm}^2$$

$$R = 1,49\text{cm}$$

$$I = 14,6\text{cm}^4$$

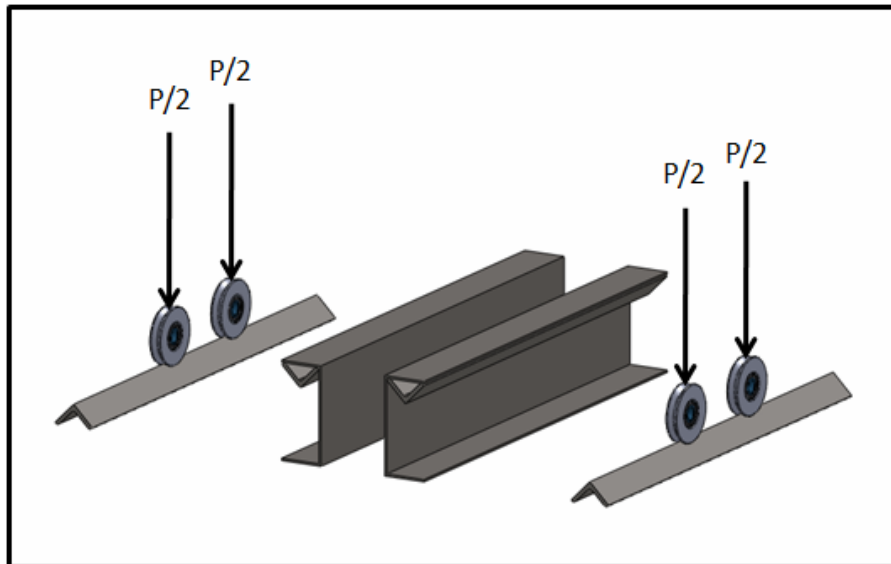


Figura 3.24. Rieles por donde desliza el mecanismo de corte [Fuente: propio].

- Cálculo de la carga actuante

Esta carga obtenida será dividida entre 2 suponiendo que debido al movimiento del mecanismo de corte, el caso más desfavorable ocurriría si todo el peso se concentrara en dos ruedas del carro móvil.

$$P = (360,375 \text{ Kg})/2$$

$$P = 180,19 \text{ Kg}$$

Las cargas en los puntos C y D que se muestran en la figura 3.25, serán analizadas por separado aplicando el principio de superposición, para así obtener el momento máximo que será utilizado para el cálculo de esfuerzo y deformación.

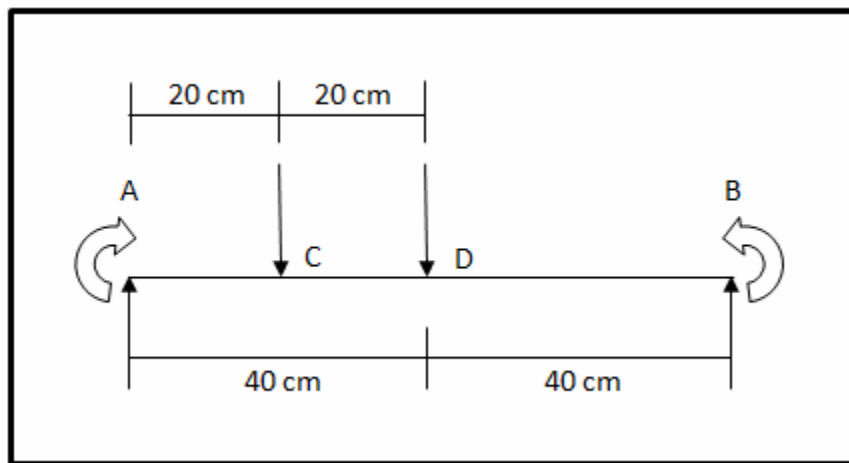


Figura 3.25. Diagrama de las cargas que actúan en los rieles en la posición más desfavorable

[Fuente: propio].

Para el primer caso estudiaremos con el punto C

$$\sum M_A = 0$$

$$-(P_C \times 20 \text{ cm}) + P_B \times 80 \text{ cm} = 0$$

$$P_B = \frac{180,19 \text{ Kg} \times 20 \text{ cm}}{80 \text{ cm}}$$

$$80 \text{ cm}$$

$$P_B = 45,0475\text{Kg}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$P_A - P_C + P_B = 0$$

$$P_A = 180,19\text{kg} - 45,0475\text{kg}$$

$$P_A = 135,14\text{kg}$$

A continuación analizaremos el punto D

$$\sum M_A = 0$$

$$-(P_D \times 40\text{cm}) + P_B \times 80\text{cm} = 0$$

$$P_B = \frac{180,19\text{kg} \times 40\text{cm}}{80\text{cm}}$$

$$P_B = 90,095\text{kg}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$P_A - P_C + P_B = 0$$

$$P_A = 180,19\text{kg} - 90,095\text{kg}$$

$$P_A = 90,095\text{kg}$$

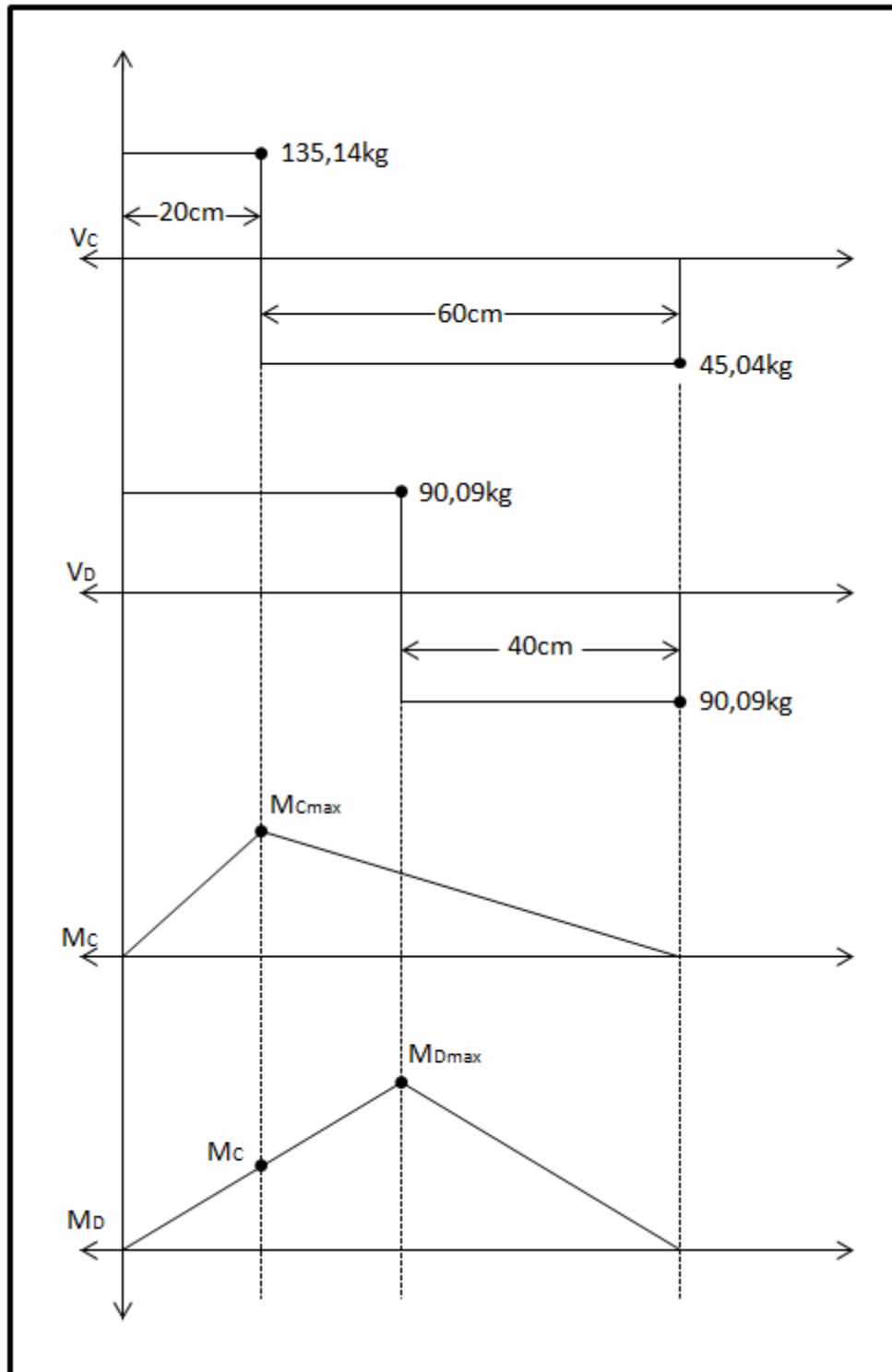


Figura 3.26. Diagrama de las cargas y momentos que actúan en la viga riel [Fuente: propio].

$$M_{Cmax} = P_C \times L_{AC}$$

Ecu. 3.23

$$M_{Cmax} = 135,14kg \times 20 \text{ cm}$$

$$M_{Cmax} = 2.702,85 \text{ kg.cm}$$

$$M_{Dmax} = P_D \times L_{AD}$$

$$M_{Dmax} = 90,09kg \times 40 \text{ cm}$$

$$M_{Dmax} = 3.603,8 \text{ kg.cm}$$

Por similitud de triángulos obtenemos M_C a 20 cm

$$40 \text{ cm} \rightarrow 3.603,8 \text{ kg.cm}$$

$$20 \text{ cm} \rightarrow M_C$$

$$M_C = 1.801,9 \text{ kg.cm}$$

$$M_{MAX} = M_{Dmax} + M_C$$

$$M_{MAX} = 3.603,8 \text{ kg.cm} + 1.801,9 \text{ kg.cm}$$

$$M_{MAX} = 5.405,7 \text{ kg.cm}$$

- Cálculo del esfuerzo de fluencia de los rieles que soportan el mecanismo de corte

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_x} \quad \text{Ecu. 3.24}$$

$$\sigma = \frac{5.405,7 \text{ kg.cm}}{4,16 \text{ cm}^3}$$

$$\sigma = 1.299,45 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$3700 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \geq 1.299,45 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

- Cálculo de la deformación máxima de los rieles que soportan el mecanismo de corte

$$Y_{\max} = \frac{P \times L^3}{192 \times E \times I} \quad \text{Ecu. 3.25}$$

$$Y_{\max} = \frac{180,19 \text{ kg} \times (80 \text{ cm})^3}{192 \times (21 \times 10^5 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}) \times 14,6 \text{ cm}^4}$$

$$Y_{\max} = 0,01567 \text{ cm}$$

- Comprobación del límite de deformación máxima

$$\frac{0,01567 \text{ cm}}{60 \text{ cm}} = 0,0000979 \frac{\text{cm}}{\text{cm}}$$

$$0,003 \frac{\text{cm}}{\text{cm}} \geq 0,000261 \frac{\text{cm}}{\text{cm}}$$

3.5.2.7 Cálculo de la soldadura de la mesa

A continuación se muestra la soldadura en la viga central (figura 3.27). En la figura 3.28 se representa la carga P, a la cual va a estar sometido el cordón de soldadura.

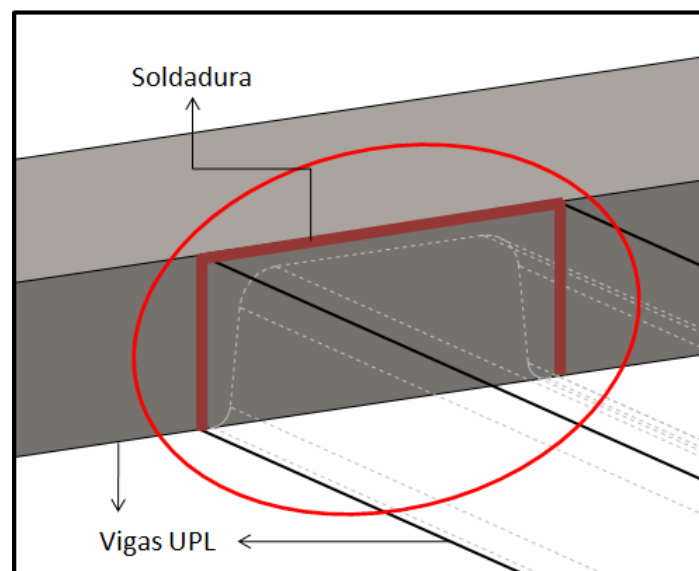


Figura 3.27. Viga UPL 80 sometida a soldadura [Fuente: propio].

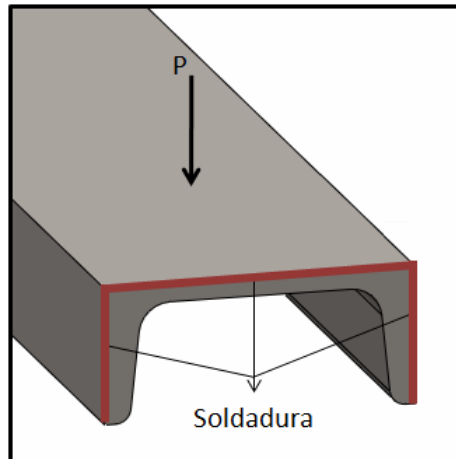


Figura 3.28. Cargas actuantes en la soldadura [Fuente: propio].

- Fuerza ejercida

La carga viene dada por el peso del estator del motor que será rebobinado, tomando como caso más desfavorable el estator de mayor tamaño.

$$P = 3.277,55 \text{ Kgf}$$

La geometría de la soldadura aplicada en la viga central es similar a la presentada en la tabla A-15 del apéndice A, caso n° 6.

- Cargas que actúan sobre el punto en estudio
 - Carga Transversal:

Para obtener el valor de la carga (f_t) tenemos que:

$$f_t = \frac{F_p}{A_w}$$

Ecu. 3.26

Donde:

F_p : Fuerza ejercida

A_w : Geometría de la soldadura

La ecuación de A_w es dada por la tabla A-15 del apéndice A

$$A_w = b + 2d$$

Ecu. 3.27

Donde:

b : Distancia del lado mayor de la viga

d : distancia del lado menor de la viga

$$A_w = 80 \text{ mm} + 2(35 \text{ mm})$$

$$A_w = 150 \text{ mm}$$

Tenemos que,

$$f_t = \frac{F_p}{A_w}$$

Ecu. 3.28

$$f_t = \frac{3.277,55 \text{ Kgf}}{150 \text{ mm}}$$

$$f_{\varepsilon} = 21,85 \frac{Kgf}{mm}$$

De la tabla A-16 del apéndice A, se especifica un electrodo E60 con un límite a la fluencia promedio de 9.600 Lb/pulg ó 171,436 Kgf/mm

$$W = \frac{f_{\varepsilon}}{FE60} \quad \text{Ecu. 3.29}$$

$$W = \frac{21,85 \frac{Kgf}{mm}}{171,436 \frac{Kgf}{mm}}$$

$$W = 0,127 \text{ mm}$$

Por lo tanto 0,127 mm es la longitud de lado que se necesita.

3.5.2.8 Selección de rodamientos

- Cálculo de las cargas actuantes en los rodamientos

Para el cálculo de la carga radial se tomará el caso más desfavorable donde el motor luego de tener la velocidad de trabajo que es 3450rpm, sufra un frenado brusco parando la máquina, transmitiendo todo el torque a los rodamientos. Mientras que para la carga axial se asumirá 100 N, con la suposición de un golpe externo, ya que esta carga será soportada por el eje.

$$P(\text{kw}) = \frac{T(N.m) \times V(\text{rpm})}{9.550} \quad \text{Ecu. 3.30}$$

$$T = \frac{P \times 9.550}{V}$$

$$T = \frac{\left(3 \text{ HP} \times \frac{1 \text{ kw}}{1,34 \text{ HP}}\right) \times 9550}{3.450 \text{ rpm}}$$

$$T = 6,2 \text{ N.m}$$

$$T = F \times r \quad \text{Ecu. 3.31}$$

$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = \frac{6,2 \text{ N.m}}{0,025 \text{ m}}$$

$$F = 248 \text{ N}$$

- Selección de rodamientos para el eje del disco de corte
 - Cargas actuantes

Carga axial: $T = 100 \text{ N} = 22,48 \text{ lbf}$

Carga radial: $R = 248 \text{ N} \times F.S = 248 \times 2,45 = 607,6 \text{ N} = 136,59 \text{ lbf}$.

- Tipo de rodamiento

Debido a que son rodamientos de disposición sencilla, muy resistentes al funcionamiento, fáciles de mantener e idóneos para elevadas velocidades de giro, se escoge un **rodamiento de rodillos cónicos**.

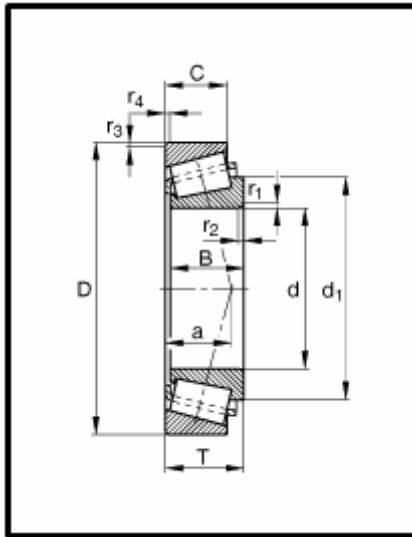


Figura 3.29. Rodamiento de rodillos cónicos

- Velocidad de giro

La velocidad máxima de giro a la que el motor y el mecanismo trabajará se considera de 3.450 rpm.

- Vida nominal

Por medio de la tabla A-9 para la vida útil de diseño recomendada para rodamientos tenemos que para máquinas industriales en general es de 20.000 a 30.000 horas.

- Cálculo de la carga dinámica equivalente (P_r)

Debido a que el diámetro del eje es de 25 mm, se escoge un rodamiento de la misma medida de su diámetro interno.

Del catálogo A-11 INA-FAG de rodamientos escogemos el rodamiento de rodillos cónicos 33205 que tiene:

$$d = 25 \text{ mm} \quad D = 52 \text{ mm} \quad B = 22 \text{ mm}$$

$$\text{Carga dinámica} = C_r = 48.500 \text{ N} = 10.903,23 \text{ lbf.}$$

$$\text{Carga estática} = C_{0r} = 58.000 \text{ N} = 13.038,92 \text{ lbf.}$$

Para obtener la carga equivalente P suponemos un factor de empuje $Y=1,5$

$$P = VXR + YT \tag{Ecu. 3.32}$$

Donde,

V = Factor de rotación (igual a 1 por ser la pista interna la que gira).

X = Factor radial (igual a 0,56 para todos los valores de Y).

$$P = (1)(0,56)(136,59 \text{ lbf}) + (1,5)(22,48 \text{ lbf})$$

$$P = 110,21 \text{ lbf}$$

A partir de la figura A-14 obtenemos el factor de velocidad $f_N = 0,23$ y el factor de vida útil $f_L = 3,9$, entonces la especificación básica de carga dinámica, C que se requiere es:

$$C = P \frac{f_L}{f_N} = 110,21 \text{ lbf} \frac{3,9}{0,23} \quad \text{Ecu. 3.33}$$

$$C = 1.868,79 \text{ lbf}$$

Para el rodamiento 33205 la carga radial $C_{or} = 13.038,92 \text{ lbf}$

$$\frac{T}{C_{or}} = \frac{22,48 \text{ lbf}}{13.038,92 \text{ lbf}} = 0,0017$$

Extrapolando en la tabla A-10 tenemos que $e = 0,18$

$$\frac{T}{R} = \frac{22,48 \text{ lbf}}{136,59 \text{ lbf}} = 0,165$$

Donde, $T/R < e$ entonces:

$$P = VR = (1)(136,59 \text{ lbf}) = 136,59 \text{ lbf}$$

$$C = 136,59 \text{ lbf} \frac{3,9}{0,23} = 2316,09 \text{ lbf}$$

Como podemos ver $C_{or} > C$, entonces podemos decir que el rodamiento 33205 cumple satisfactoriamente con las cargas para 30.000 horas de vida útil.

3.5.2.9 Selección de correas y poleas

- Selección de poleas

Para el mecanismo de transmisión de potencia se utilizarán tres poleas que por medio de correas llevarán la potencia que brinda el motor hasta el disco de corte, que se encargará del desembobinado de la corona como se muestra en la figura 3.30.

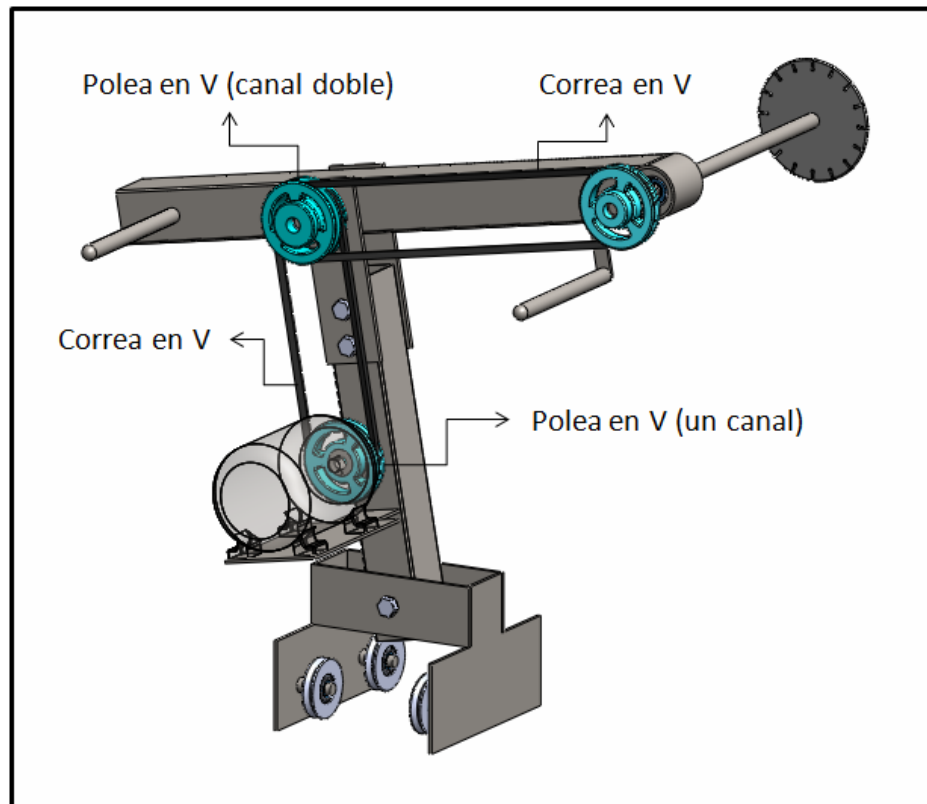


Figura 3.30. Mecanismo de poleas y correas [Fuente: propio].

- Datos conocidos

Potencia transmitida: 3 hp

Velocidad del motor: 3450 rpm.

- Cálculo de la potencia de diseño

Según la tabla A-18 para un motor eléctrico de par torsional normal que trabaje 8 horas por día, el factor de servicio es 1,3.

- Potencia de diseño = $1,3 \times 3 \text{ hp} = 3,9 \text{ hp}$. Selección de la sección de banda

Según la tabla A-19 se recomienda una banda 3V para 3,9 hp a 3450 rpm.

- Cálculo de la relación de velocidades nominales

$$\text{Relación} = 3450 / 3450 = 1$$

Las velocidades tanto de salida del motor como del eje de corte son iguales. Por lo tanto la relación es 1.

- Cálculo del diámetro de las poleas para que produzca una velocidad de banda de 4000 pies/min, como guía para seleccionar la polea de tamaño comercial

$$\text{Velocidad de banda} = v_b = \frac{\pi D n}{12} \text{ pies/min} \quad \text{Ecu. 3.34}$$

Entonces,

$$D_1 = \frac{12v_b}{\pi n_1} = \frac{12 \times 4.000 \frac{\text{pies}}{\text{min}}}{\pi \times 3.450 \frac{\text{rev}}{\text{min}}} = 4,43 \text{ pulg} = 112,49 \text{ mm}$$

Según el catálogo de la tabla A-17 de la marca Magic Grip tomamos la polea de 112 mm de diámetro.

➤ Distancia entre ejes tentativa

$$D < C < 3(2D)$$

Ecu. 3.35

$$112 \text{ mm} < C < 3(2 \times 112 \text{ mm})$$

$$112 \text{ mm} < C < 672 \text{ mm}$$

- Selección de correas

Debido a la potencia y velocidad que será transmitida, en el cálculo de la polea logró obtener el tipo de correa necesaria para este trabajo. Las distancias a las cuales se encontrarán las poleas ya están establecidas por la distancia de los brazos móviles y el anclaje del motor. Por medio del catálogo de correas se toman aquellas dos que cumplan de mejor forma con estas características ya establecidas.

La distancia entre la polea doble y la polea ubicada en el eje del disco de corte, es de 600 mm aproximadamente y debido a que el diámetro externo de la polea es de 14,5 mm tenemos que el diámetro de la correa debe ser cercano a 614,5 mm.

En el catálogo de la marca CONDOR ubicado en la tabla A-21 del apéndice A se observa una correa con las siguientes características:

Correa 3V-250 de 635 mm de diámetro externo.

Para la selección de la correa que va desde la polea ubicada en el eje del motor hasta la polea doble se toma en cuenta la distancia que existe, esta es de 400 mm y el diámetro de la polea es de 14,5 mm por lo tanto la distancia mínima necesaria es de 414,5 mm.

En este caso no existe correa 3V de un diámetro externo tan pequeño por lo que utilizaremos una correa 3L que se asemeja a estas y cumple con las medidas y velocidades de funcionamiento. Por medio del catálogo de la marca CONDOR que se encuentra en la tabla 22 del apéndice A, se selecciona una correa de las siguientes características:

Correa 3L-170 de 432 mm de diámetro externo.

Podemos acotar que las correas serán tensionadas por medio de un mecanismo de tercera polea tensora en cada correa.

3.5.2.10 Selección del perno de unión del carro móvil – brazo vertical

En este caso se presenta un esfuerzo cortante doble, debido a que el tubular descansa sobre el perno y se apoya en dos caras.

El esfuerzo cortante doble,

$$\tau_c = \frac{P}{2A}$$

Ecu. 3.36

$$A = \frac{P}{2(\tau_c)}$$

El valor de la carga ya fue antes calculado y es de 360,375 kg

El esfuerzo para un perno grado 2 ASTM A-307 es de 42,18 kg/mm²

$$A = \frac{360,375 \text{ kg}}{2 \left(42,18 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right)}$$

$$A = 4,272 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi \times r^2$$

Ecu. 3.37

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}}$$

$$r = \sqrt{\frac{4,272 \text{ mm}^2}{\pi}}$$

$$r = 1,17 \text{ mm}$$

3.5.2.11 Selección de las ruedas del carro móvil

La selección de las ruedas en “V” será analizada para el caso más desfavorable. Debido a que el mecanismo estará en movimiento y el centro de gravedad varía con él, éste se estudiará suponiendo que toda la carga estará distribuida en solo dos, de las cuatro ruedas que posee el carro móvil.

$$P = \frac{360,375 \text{ kg}}{2}$$

$$P = 180,19 \text{ kg}$$

Podemos observar en el catálogo de ruedas en “V” (tabla A-25 apéndice A) para trabajo pesado, cuál de ellas cumple con el peso al cual será sometido:

1220V de 120 mm de diámetro y 200 kg de capacidad de carga.

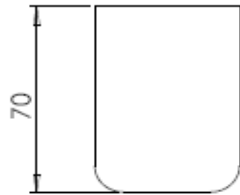
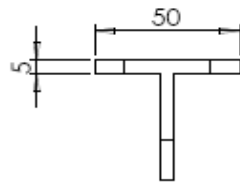
3.5.2.12 Selección de la correa de sujeción

Estas Correas o también llamadas cinchas estan destinadas a facilitar, agilizar y mejorar los procesos y tiempo de amarre, ofreciendo a su vez máxima seguridad, alta resistencia y durabilidad.

Para la sujeción de los motores que serán rebobinados se seleccionó una correa de sujeción para carga pesada, con gancho plano de 4 pulgadas de ancho (10.16 cm) por 30 pies de largo (9.14 m) y resiste un peso de 5.000 libras (2.268 kg).

3.6 ELABORACIÓN DE DOCUMENTOS

Los elementos seleccionados y diseñados para la máquina son sustentados en un plano, en el cual se muestran las diferentes vistas, donde también se pueden observar los detalles mas importantes de la pieza en 3D. Los mismos se realizaron mediante las normas DIN cumpliendo con las mismas normas de dibujo técnico (ver apéndice C). Cada plano posee un nombre, según como es mostrado en los despieces de las figuras 3.7 a la 3.10. A continuación se muestra un plano como ejemplo:



PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS
 DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF
 «INSERT COMPANY NAME HERE». ANY
 REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE
 WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF
 «INSERT COMPANY NAME HERE» IS
 PROHIBITED.

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		NAME	DATE	TITLE: Agarre resorte 3
		DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS	DRAWN			
		TOLERANCES:	CHECKED			
		FRACTIONAL: ±	ENG APPR.			
		ANGULAR: MACH ± BEND ±	MFG APPR.			
		TWO PLACE DECIMAL ±	Q.A.			SIZE DWG. NO. REV
		THREE PLACE DECIMAL ±	COMMENTS:			A Agarre resorte 3
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:				SCALE: 1:1 WEIGHT: SHEET 1 OF 1
		MATERIAL:				
		FINISH				
NEXT ASSY	USED ON	DO NOT SCALE DRAWING				
APPLICATION						

5

1

4

1

3

1

2

1

1

CAPITULO IV

RESULTADOS

4.1 INTRODUCCIÓN

Este capítulo inicia exponiendo la máquina seleccionada en su forma general, luego se muestran los resultados que se obtuvieron del diseño por análisis cinemático, diseño de elementos mecánicos y selección para finalizar con la documentación.

4.2 ALTERNATIVA SELECCIONADA

Luego de analizar las alternativas propuestas y de haber pre seleccionado por la matriz de decisión la alternativa con mayor puntaje, se analizó numerosas veces el diseño, con la finalidad de optimizarlo, manteniendo el principio básico de funcionamiento del mismo.

4.2.1 Descripción general

El principio básico de funcionamiento de la alternativa seleccionada es el siguiente, el estator del motor a rebobinar es colocado en el centro de la mesa y anclado con la cincha para evitar cualquier movimiento al momento de cortar la corona (figura 4.1). Una vez anclado, el operador se encarga de mover el mecanismo de corte horizontalmente con el fin de colocarlo de forma tal que el disco de corte se sitúe al ras del núcleo del estator (figura 4.2), donde es cortada la corona. Luego de ubicar el mecanismo de corte y de ser anclado (figura 4.3), el operador enciende la máquina y tomando las barras de sujeción realiza un movimiento circular alrededor del diámetro la corona (figura 4.4), cortándola hasta despegarla completamente del embobinado. De ser necesario cortar ambas coronas del motor, la máquina debe ser apagada y girar el motor colocando la corona sin cortar, frente al mecanismo de corte para hacer el mismo procedimiento.

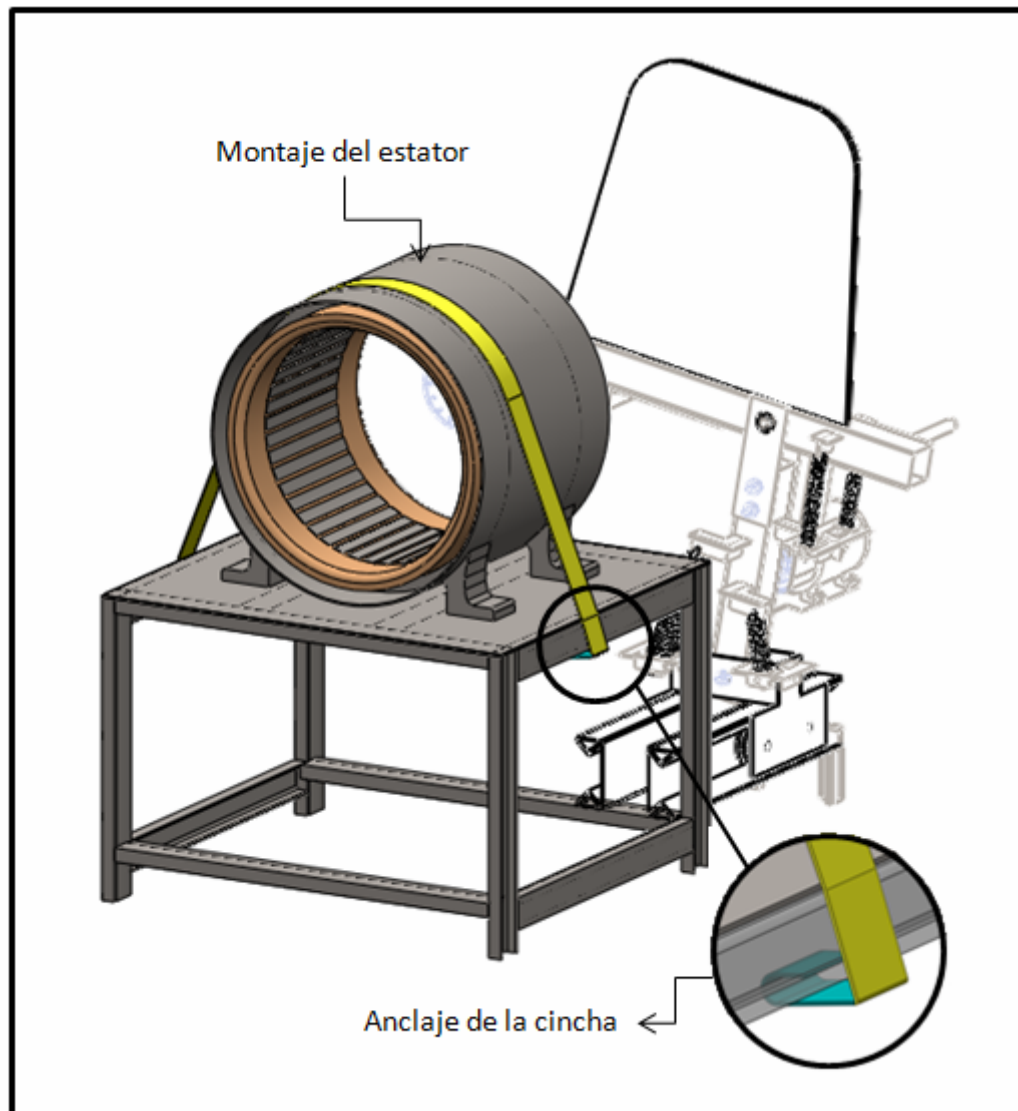


Figura 4.1 Montaje y anclaje del estator [Fuente propia].

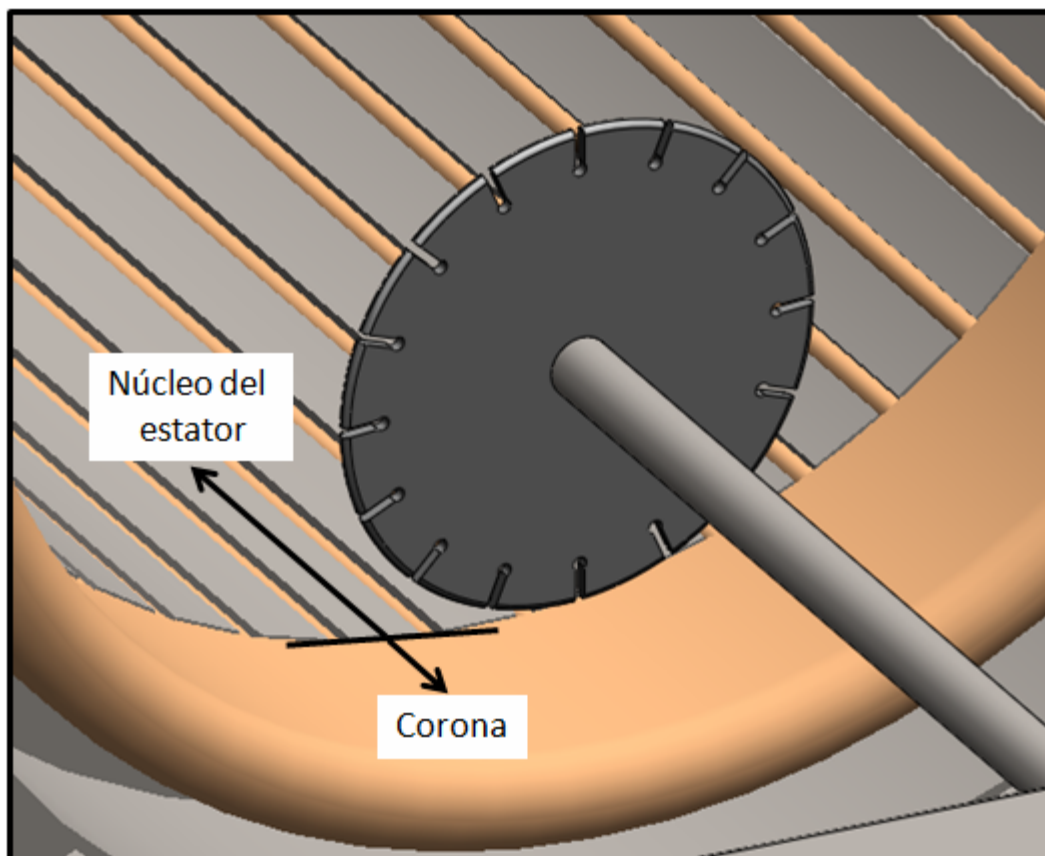


Figura 4.2 Ubicación del disco de corte [Fuente propia].

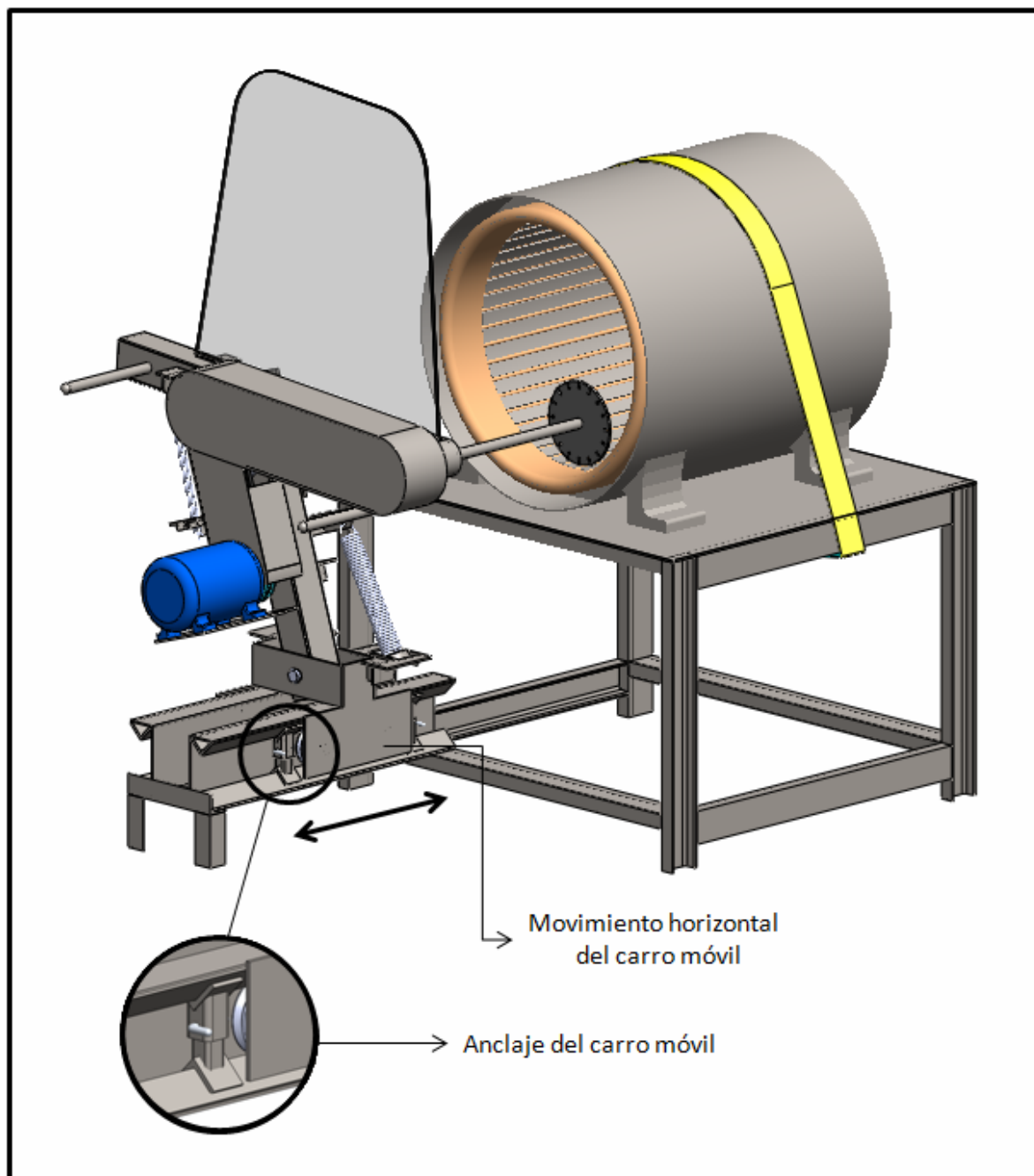


Figura 4.3 Colocación y anclaje del mecanismo de corte [Fuente propia].

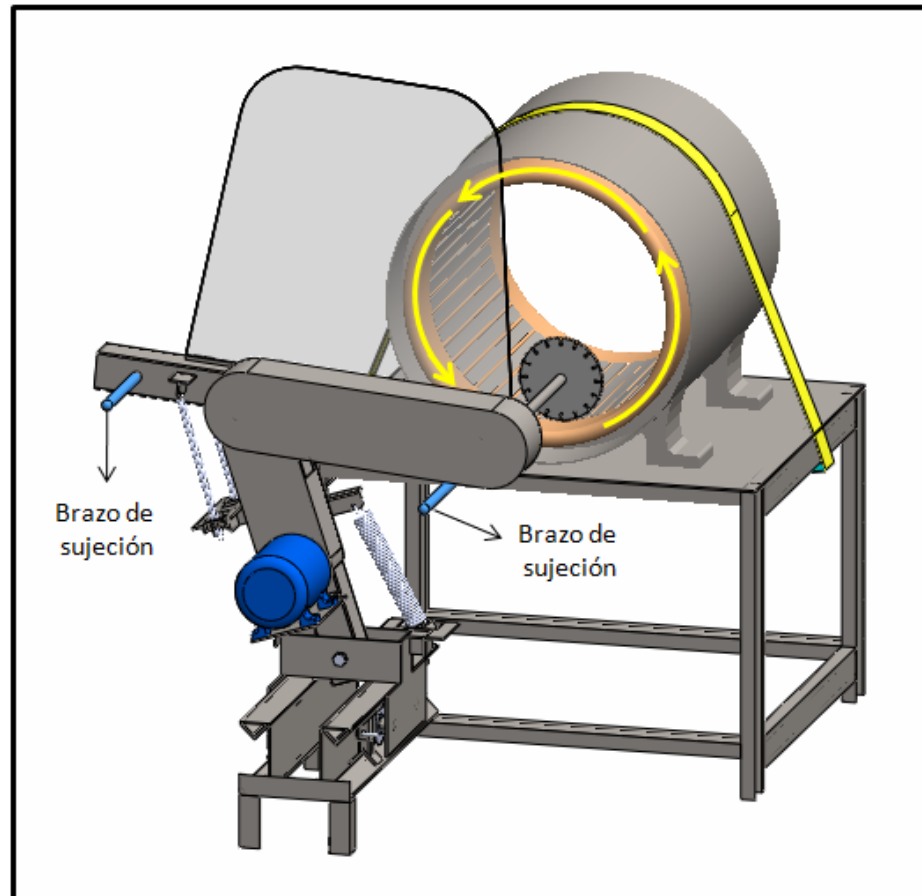


Figura 4.4 Movimiento para el cortado de la corona [Fuente propia].

4.3 DISEÑO BÁSICO

A continuación se presentarán los resultados obtenidos mediante un análisis estático lineal por elementos finitos, diseño de elemento mecánico y selección por medio de catálogos, estos resultados se mostrarán de forma resumida en las tablas.

4.3.1 Análisis cinemático

En el apartado 3.5.1 se puede observar cómo se realizó el análisis cinemático para obtener las cargas máximas y mínimas en la posición inicial, así como las posiciones más críticas de todo el proceso del cortado de la corona, lo que ayudó al cálculo de los elementos que conforman el diseño. Estas posiciones estudiadas fueron dadas por la mínima y máxima elongación de los resortes a utilizar en el diseño, a continuación se muestran los gráficos con el detalle de las cargas, distancias en cada estudio y también las tablas con los respectivos resultados:

4.3.1.1 Posición inicial

Para el cálculo de las fuerzas en posición inicial se estudiaron por separado las cargas actuantes en el brazo horizontal y el brazo vertical. Los cálculos se encuentran en el apéndice B y los resultados son mostrados a continuación:

- **Brazo horizontal**

El brazo horizontal se encuentra a 10° del eje horizontal, como se muestran en la figura 4.6 con sus diferentes distancias y cargas actuantes. En las tablas 4.1 y 4.2 se muestran las cargas actuantes y las distancias que se obtuvieron:

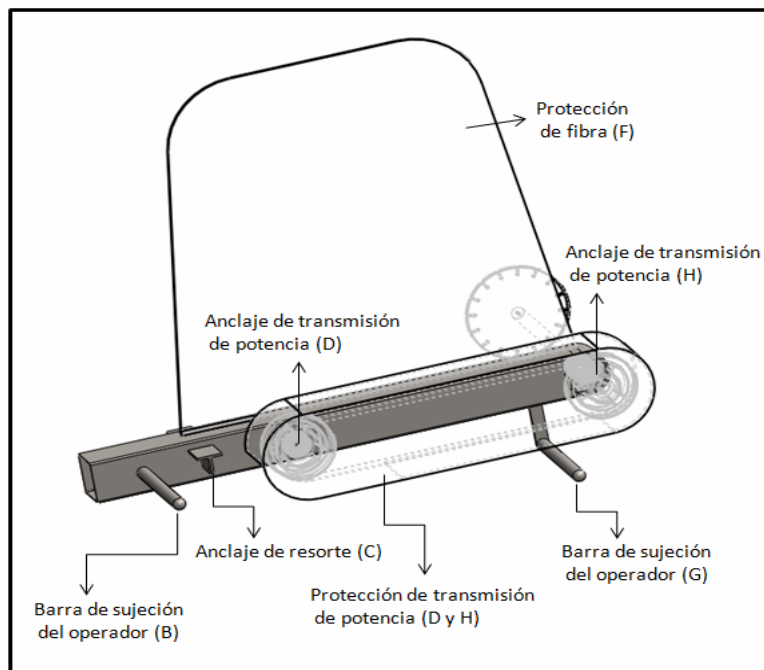


Figura 4.5 Detalle de las cargas actuantes en el brazo horizontal [Fuente propia].

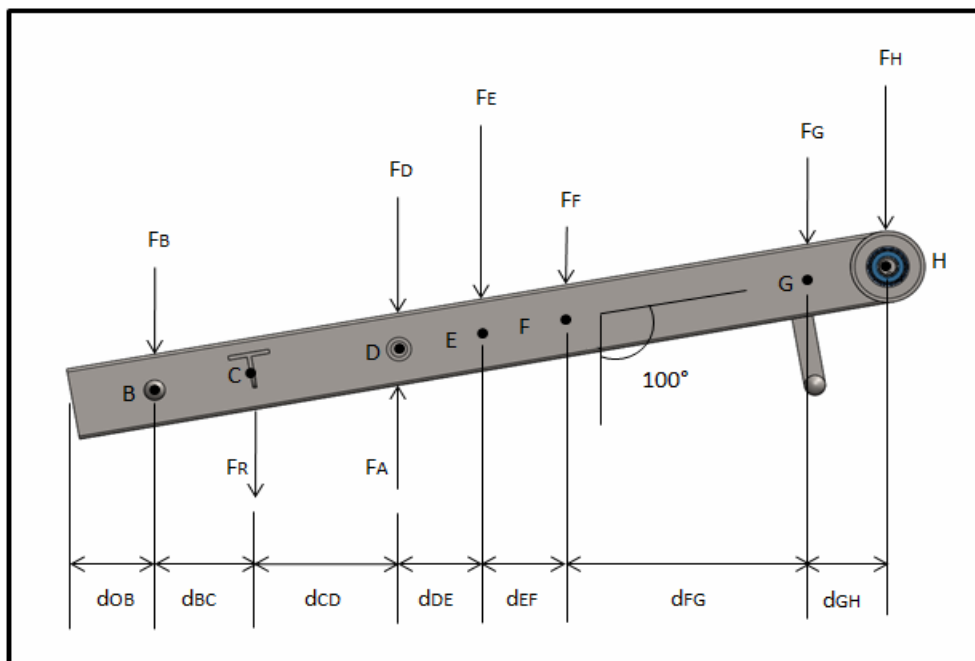


Figura 4.6 Diagrama de distancias y cargas del brazo horizontal en posición inicial [Fuente propia].

Tabla 4.1 Resultados de cargas y distancias del brazo horizontal en posición inicial [Fuente: propio].

Cargas	Resultados	Distancias	Resultados
FB	4,91 N	Dob	98,48 mm
FD	38,76 N	Dbc	118,18 mm
FE	66 N	Dcd	177,26 mm
FF	3,4 N	Dde	98,48 mm
FG	4,91 N	Def	98,48 mm
FH	57,88 N	Dfg	295,44 mm
FA	414,69 N	Dgh	98,48 mm
FR	238,84 N		

- Brazo vertical

De esta misma forma se estudia el brazo vertical que se encuentra a 100° del eje horizontal. Se pueden observar las fuerzas y distancias en la figura 4.8 y los resultados son mostrados en las tablas 4.3 y 4.4:

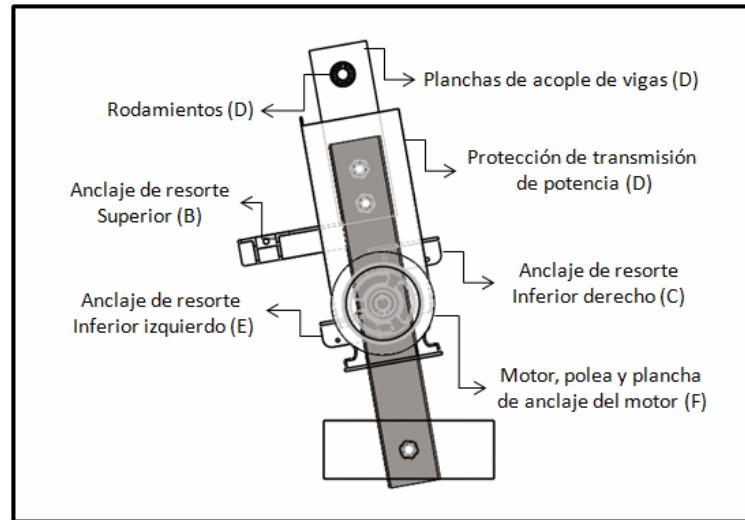


Figura 4.7 Detalle de las cargas actuantes en el brazo vertical [Fuente propia].

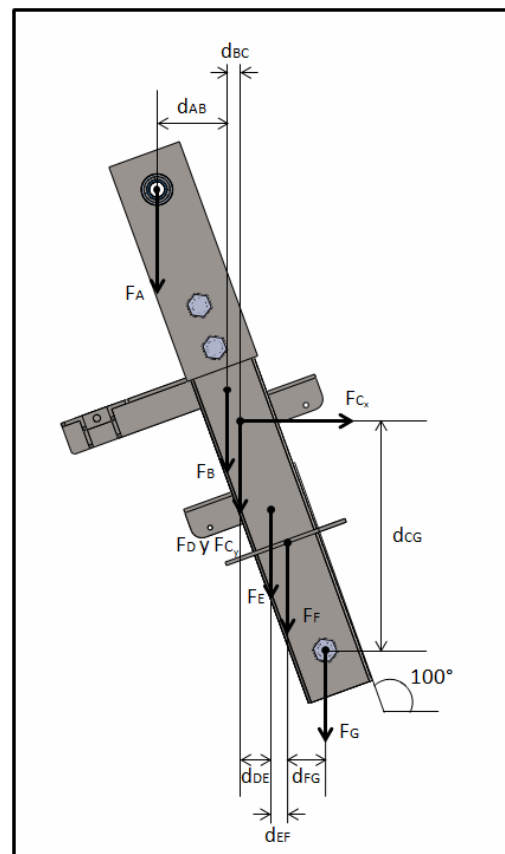


Figura 4.8 Diagrama de distancias y cargas del brazo vertical en posición inicial [Fuente propia].

Tabla 4.2 Resultados de cargas y distancias del brazo vertical en posición inicial

[Fuente: propio]

Cargas	Resultados	Distancias	Resultados
FA	414,69 N	Dab	48 mm
FB	17,07 N	Dbc	10 mm
FD	92,81 N	Dcg	317,6 mm
FE	5,89 N	Dde	19 mm
FF	225,04 N	Def	11 mm
FG	433,99 N	Dfg	10 mm
FC _x	299,62 N		
FC _y	1.189,49 N		

4.3.1.2 Elongación máxima del resorte superior

Para obtener las cargas máximas actuantes en el resorte superior, solo fue necesario el estudio del brazo superior ya que este es el que ejerce la fuerza que debe contrarrestar el resorte. La elongación máxima del resorte sucede cuando el brazo superior se encuentra a 13° del eje horizontal como se muestra en la figura 4.9. Solo las cargas actuantes FA y FR se desconocen, debido a que estas son las que varían con las distancias entre ellas, que se presentan en esta posición del brazo. Las otras fuerzas ya fueron calculadas para el caso anterior.

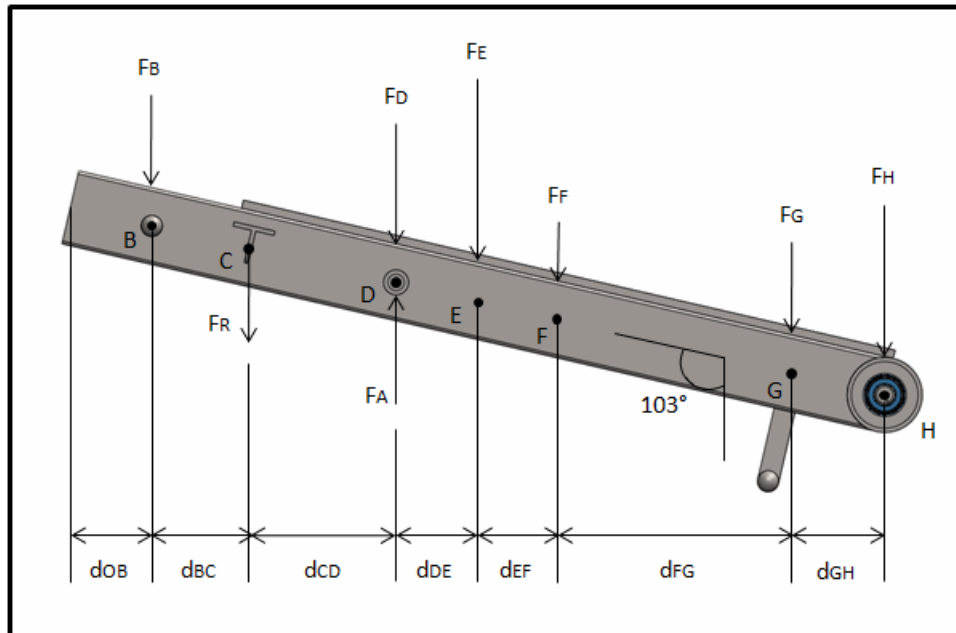


Figura 4.9 Diagrama de distancias y cargas del brazo horizontal para la elongación máxima del resorte superior [Fuente propia].

Tabla 4.3 Resultados de cargas y distancias del brazo horizontal para el resorte superior [Fuente: propio].

Cargas	Resultados	Distancias	Resultados
F_B	4,91 N	D_{ob}	97,44 mm
F_D	38,76 N	D_{bc}	116,92 mm
F_E	66 N	D_{cd}	175,39 mm
F_F	3,4 N	D_{de}	97,44 mm
F_G	4,91 N	D_{ef}	97,44 mm
F_H	57,88 N	D_{fg}	292,31 mm
F_A	414,68 N	D_{gh}	97,44 mm
F_R	238,83 N		

4.3.1.3 Elongación máxima del resorte inferior derecho

En cuanto a este caso es necesario estudiar el brazo horizontal y vertical cuando este resorte se encuentra en su elongación máxima, para obtener así las fuerzas que se generan en esta posición.

- Brazo horizontal

La posición de este brazo es de 8° con respecto al suelo y las cargas F_A y F_R como en el caso anterior son las que varían con respecto a las nuevas distancias que se presentan. Cabe destacar que debido, a la diferencia entre los ángulos, en los diferentes casos son muy cercanos los resultados de las distancias y las fuerzas se asemejan. En la figura 4.10 se muestra el diagrama de fuerzas para esta posición.

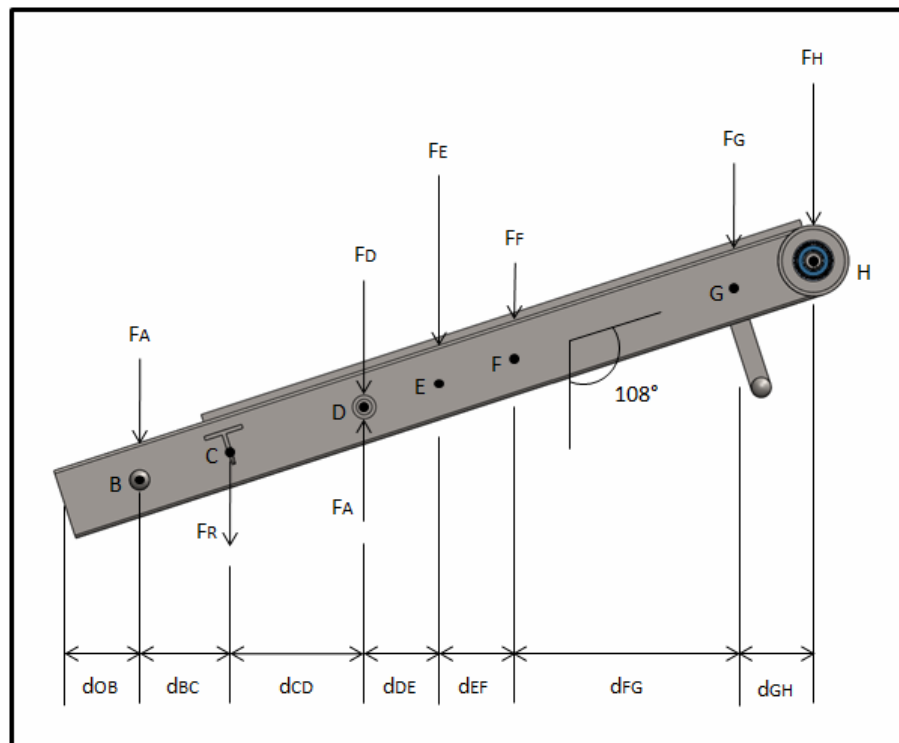


Figura 4.10 Diagrama de distancias y cargas del brazo horizontal para la elongación máxima del resorte inferior derecho ^[Fuente propia].

Tabla 4.4 Resultados de cargas y distancias del brazo horizontal para el resorte inferior derecho ^[Fuente: propio].

Cargas	Resultados	Distancias	Resultados
FB	4,91 N	Dob	95,11 mm
FD	38,76 N	Dbc	114,13 mm
FE	66 N	Dcd	171,19 mm
FF	3,4 N	Dde	95,11 mm
FG	4,91 N	Def	95,11 mm
FH	57,88 N	Dfg	285,17mm
FA	413,75 N	Dgh	95,11 mm
FR	237,89 N		

- Brazo vertical

En este caso el brazo se encuentra a 132° del eje horizontal. Las fuerzas y distancias son mostradas en la figura 4.11, así como también se pueden observar los resultados obtenidos en las tablas 4.5:

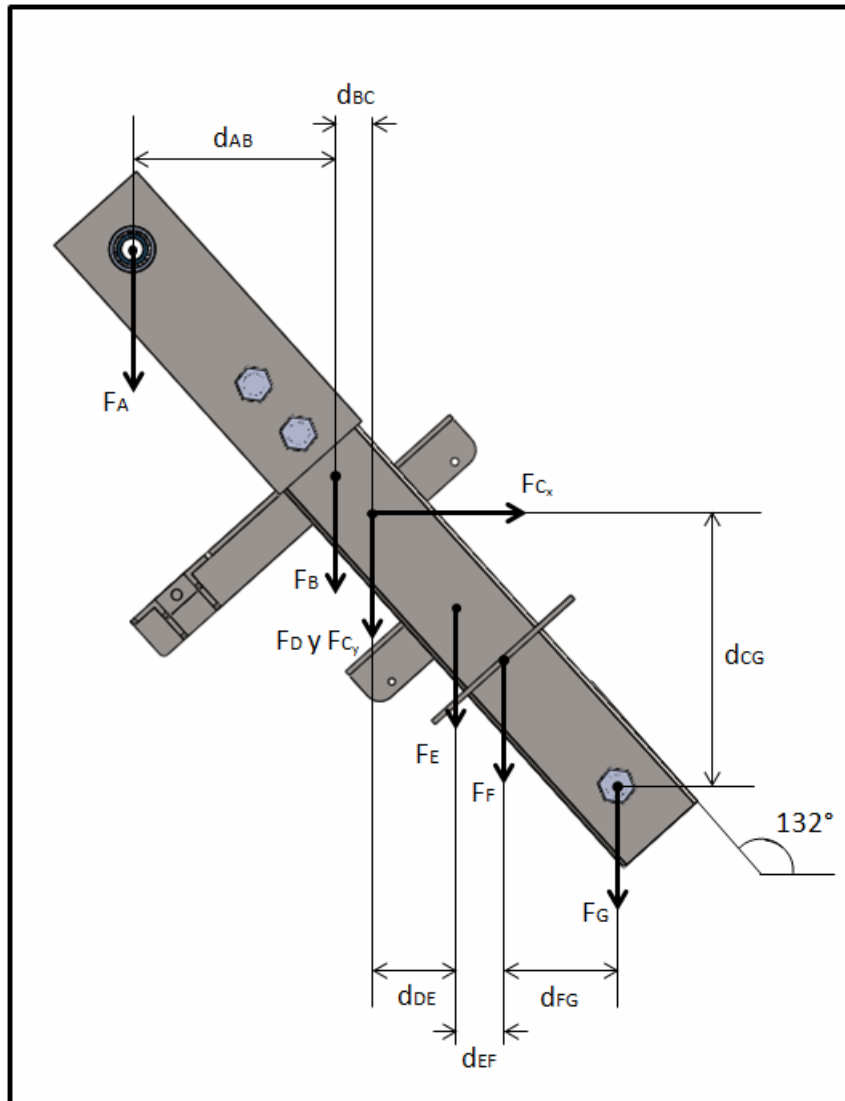


Figura 4.11 Diagrama de distancias y cargas del brazo vertical para la elongación máxima del resorte inferior derecho [Fuente propia].

Tabla 4.5 Resultados de cargas y distancias del brazo vertical para el resorte inferior derecho [Fuente: propio].

Cargas	Resultados	Distancias	Resultados
FA	413,75 N	Dab	185 mm
FB	17,07 N	Dbc	36 mm
FD	92,81 N	Dcg	240 mm
FE	5,89 N	Dde	74 mm
FF	225,04 N	Def	44 mm
FG	301,22 N	Dfg	98 mm
FC _x	1901,59 N		
FC _y	1.056,22 N		

4.3.1.4 Elongación máxima del resorte inferior izquierdo

Al igual que para el caso anterior se estudian ambos brazos para obtener las fuerzas que actúan en el resorte.

- Brazo horizontal

En este caso el brazo se posiciona a 21° del eje horizontal. Al igual que en los casos anteriores obtenemos las fuerzas FA y FR que son dados por las distancias entre las cargas. En la figura 4.12 se muestran las cargas y distancias para este caso, así como los resultados en las tablas 4.6.

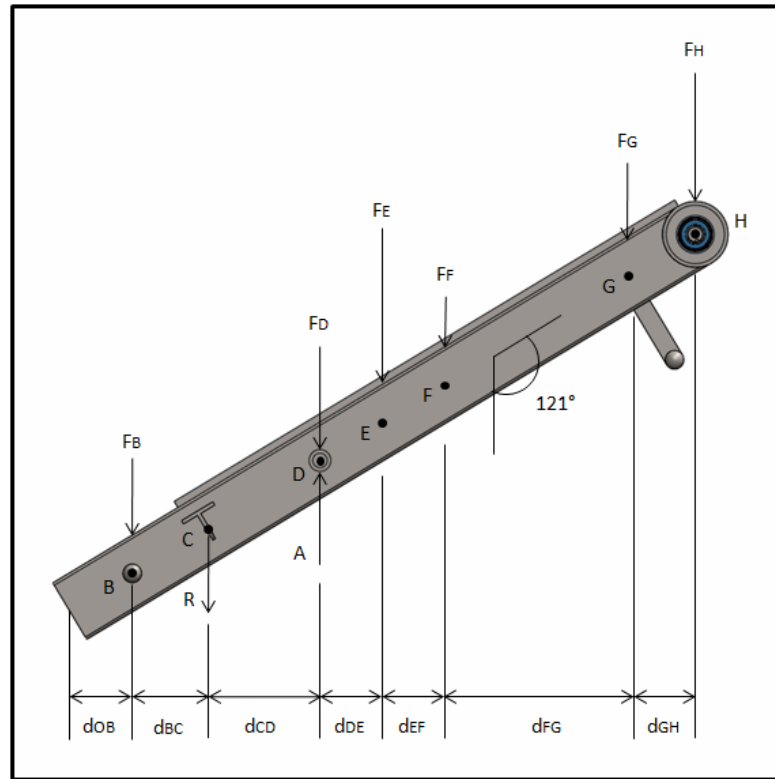


Figura 4.12 Diagrama de distancias y cargas del brazo horizontal para la elongación máxima del resorte inferior izquierdo [Fuente propia].

Tabla 4.6 Resultados de cargas y distancias del brazo horizontal para el resorte inferior izquierdo ^[Fuente: propio].

Cargas	Resultados	Distancias	Resultados
FB	4,91 N	Dob	85,72 mm
FD	38,76 N	Dbc	102,86 mm
FE	66 N	Dcd	154,29 mm
FF	3,4 N	Dde	85,72 mm
FG	4,91 N	Def	85,72 mm
FH	57,88 N	Dfg	257,15mm
FA	414,92 N	Dgh	85,72 mm
FR	239,06 N		

- Brazo vertical

El brazo se encuentra 95° del eje horizontal como se observa en la figura 4.13 y los resultados son dados en las tablas 4.13 y 4.14:

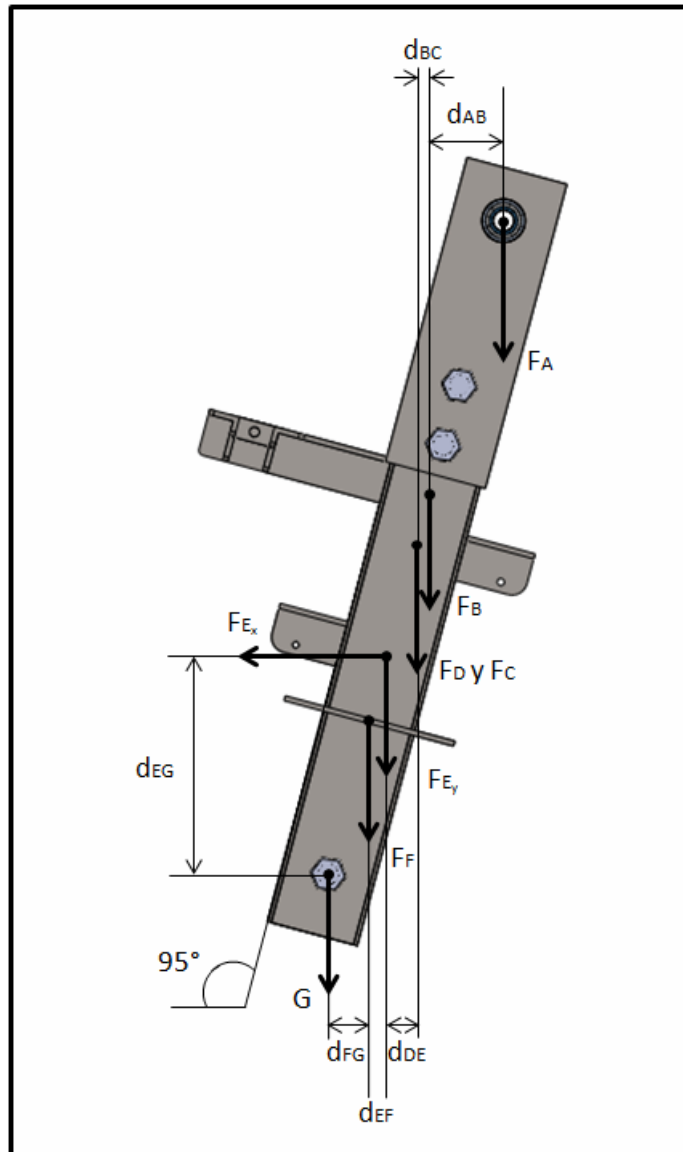


Figura 4.13 Diagrama de distancias y cargas del brazo vertical para la elongación máxima del resorte inferior izquierdo [Fuente propia].

Tabla 4.7 Resultados de cargas y distancias del brazo vertical para el resorte inferior izquierdo ^[Fuente: propio].

Cargas	Resultados	Distancias	Resultados
FA	414,92 N	Dab	24 mm
FB	17,07 N	Dbc	5 mm
FD	92,81 N	Dcg	211,7 mm
FE	5,89 N	Dde	10 mm
FF	225,04 N	Def	6 mm
FG	846,02 N	Dfg	13 mm
FC _x	362,89 N		
FC _y	1.601,75 N		

4.3.2 Diseño de elementos

Los elementos diseñados por teoría de elementos de máquinas se muestran con un gráfico del detalle específico y su tabla de resultados obtenidos por el estudio de los mismos.

4.3.2.1 Selección de resortes

Los resortes son seleccionados utilizando el cálculo previo de las cargas en los puntos más críticos durante el proceso de cortado de la corona. En total serán utilizados 4 resortes para el movimiento del mecanismo de corte, 2 de ellos serán utilizados para orientar el movimiento del brazo vertical (1 para cada lado) y 2 de las mismas características se utilizarán para el brazo horizontal, donde se distribuirán la carga equitativamente para dar mayor seguridad a la máquina.

Tabla 4.8 Resultados obtenidos de la selección de los resortes [Fuente: propio].

Resortes	Fuerza mínima	Fuerza máxima	Longitud mínima	Longitud máxima	Constante K
Superior	367,2 N	467,24 N	260 mm	463 mm	1,22 N/mm
Inferior derecho	1.839,96 N	3.360,84 N	280 mm	388 mm	9,2 N/mm
Inferior izquierdo	-	2.561,61 N	160 mm	201 mm	15,7 N/mm

4.3.2.2 Soldaduras

A continuación se muestra en la tabla 4.9 el cordón de soldadura considerado como el más crítico. El ejemplo de cálculo es mostrado en el apartado 3.5.2.7, siendo este donde se genera la mayor fuerza existente en todos los cordones del diseño, logrando un factor de seguridad acertado para el diseño. En la tabla 4.10 se define los resultados obtenidos del cálculo realizado.

Tabla 4.9 Ubicación de la soldadura y de las cargas existentes [Fuente: propio].

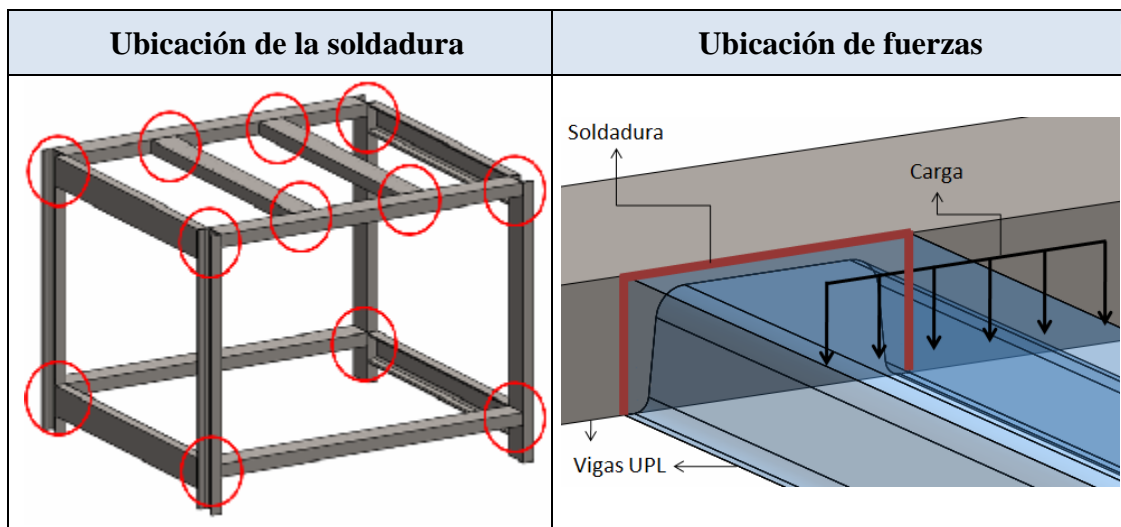


Tabla 4.10 Resultado de la soldadura más crítica [Fuente: propio].

Cargas	Fuerza	Ancho perfil	Espesor perfil	Long de lado de soldadura
Vigas centrales de la mesa	3.227,55 Kg	80 mm	35 mm	0,127 mm

4.3.2.3 Plancha de la estructura de sujeción del motor

La plancha seleccionada para soportar el estator del motor a rebobinar, es estudiada por aplastamiento, debido que la estructura utilizada en la mesa se encuentra bien soportada. El caso más desfavorable que podría presentarse, es que el modelo del estator no se sostenga por patas y sea soportado por el cilindro externo del estator. Debido a esto se considera que este está apoyado sobre el 10% del cilindro externo, que vendría siendo el área de aplastamiento.

Tabla 4.11 Resultados de la plancha de la estructura de sujeción del motor [Fuente: propio].

Elemento	Material	Fuerza	Esfuerzo de aplastamiento	Esfuerzo admisible	Espesor
Plancha de la estructura de sujeción del motor	ASTM-A-36	3.277,5 Kg	0,437 Kg/cm ²	3.690 Kg/cm ²	5 mm

4.3.2.4 Vigas horizontales de la estructura de sujeción del motor

Toda la estructura es diseñada con un perfil UPL 80 y el cálculo es aplicado en las vigas centrales, ya que se considera que ellas son las que soportarán de forma mas directa la carga del estator que se desee reparar. En la figura 4.14 se observa la carga que debe soportar la viga, mientras que en la tabla 4.12 se encuentran los resultados obtenidos.

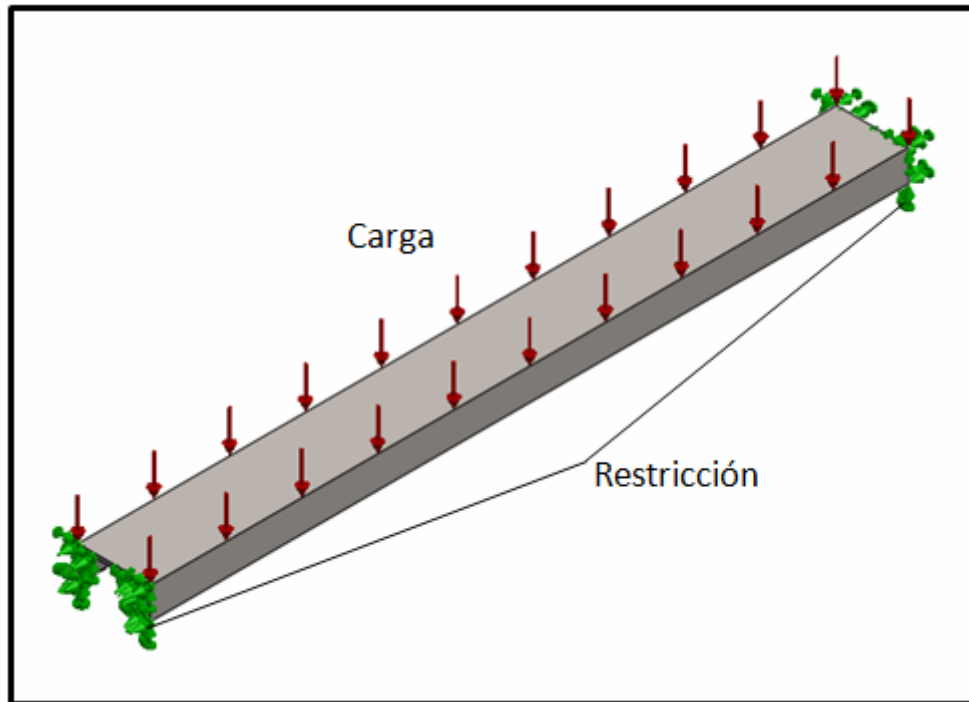


Figura 4.14 Carga y restricciones de la viga horizontal de la mesa [Fuente propia].

Tabla 4.12 Resultados de las vigas horizontales de la estructura de sujeción del motor [Fuente: propio].

Elemento	Material	Fuerza	Esfuerzo de fluencia	Deformación máxima
Vigas centrales	ASTM-A-36	1.671,75 Kg	943,73 Kg/cm ²	3,3x10 ⁻² cm

4.3.2.5 Vigas verticales de la estructura de sujeción del motor

El estudio de estas vigas se hizo mediante el procedimiento de esbeltez. Las vigas se estudian considerando que la carga es dividida entre las 4 columnas que soportan toda la estructura de la mesa. Las vigas utilizadas son de perfil UPL 80. A continuación se muestra en la figura 4.15 las cargas que actúan en la viga y en la tabla 4.13 los resultados obtenidos.

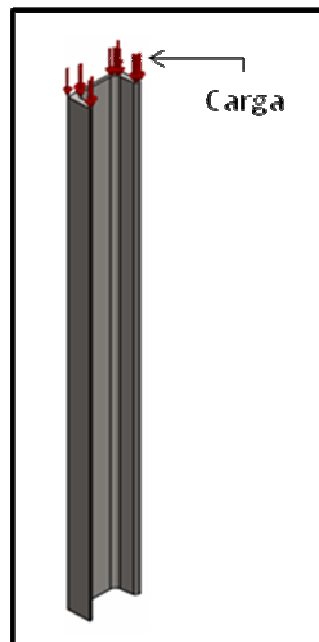


Figura 4.15 Carga de la viga vertical de la mesa [Fuente propia].

Tabla 4.13 Resultado de las vigas verticales de la estructura de sujeción del motor [Fuente: propio].

Elemento	Material	Fuerza ejercida	Fuerza permisible
Vigas verticales	ASTM-A-36	848,235 Kg	20.306,72 Kg/cm ²

4.3.2.6 Vigas riel

Éste par de vigas en ángulo son utilizadas para generar el movimiento horizontal del mecanismo de corte, ellas soportarán todo el peso del mecanismo de corte. El estudio es realizado tomando como caso más desfavorable, que una de las vigas soporte toda la carga que es transmitida a través de los dos puntos dados por las ruedas del carro móvil. En la figura 4.16 se observa cómo actúa la carga sobre el riel y en la tabla 4.14 sus resultados generados.

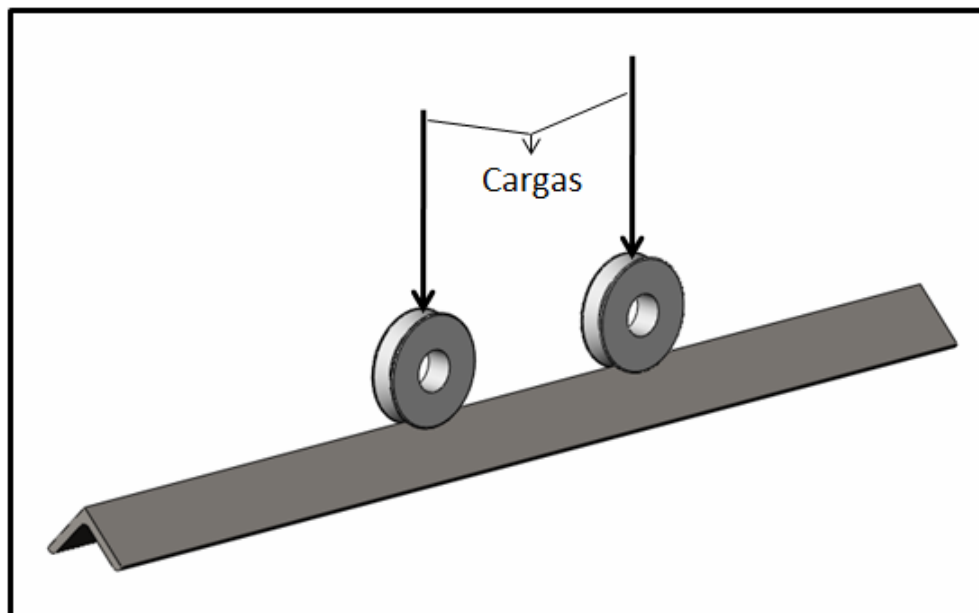


Figura 4.16 Carga actuante de la viga riel [Fuente propia].

Tabla 4.14 Resultado de las vigas riel [Fuente: propio].

Elemento	Material	Fuerza	Esfuerzo de fluencia	Deformación máxima
Vigas riel	ASTM-A-36	180,19 Kg	1.299,45 Kg/cm ²	0,0157 cm

4.3.2.7 Rodamientos

En la tabla 4.15 se encuentran los resultados obtenidos del estudio de los rodamientos necesarios para cada mecanismo de la máquina. El cálculo detallado de estos es mostrado en el apéndice B.

Tabla 4.15 Resultados de los rodamientos seleccionados [Fuente: propio].

Características	Eje polea doble	Eje disco de corte	Eje de brazo horizontal
Número del rodamiento	FAG-6304	FAG-33205	FAG-16004
Tipo de rodamiento	Rígido de bola	Rodillos cónicos	Rígido de bola
Diámetro interno	20 mm	25 mm	20 mm
Diámetro externo	52 mm	52 mm	42 mm
Carga dinámica equivalente	16.000 N	48.500 N	6.950 N
Carga estática equivalente	7.800 N	58.000 N	4.050 N
Tiempo de vida	30.000 horas	30.000 horas	30.000 horas

4.3.2.8 Poleas

La potencia del mecanismo de corte es transmitida desde un motor de 3 HP, que gira a 3450 rpm hasta el disco de corte, por medio de tres poleas, los resultados son dados en la tabla 4.16.

Tabla 4.16 Resultados de las poleas seleccionadas [Fuente: propio].

Características	Polea en V simple	Polea en V doble
Diámetro interno	12 mm a 32 mm	14 mm a 40 mm
Diámetro externo	112 mm	112 mm
Ancho	24 mm	43 mm
Peso	1,55 kg	2,3 kg

4.3.2.9 Correas

Luego de seleccionar las poleas se realizó el estudio para el cálculo de las correas. Estas tienen como limitación que las distancias, son dadas por la ubicación del motor en el brazo vertical con el largo del mismo y el largo del brazo horizontal, por lo tanto ya dadas estas distancias se realizó la selección de las correas. En la tabla 4.17 se observan los resultados del estudio.

Tabla 4.17 Resultados de las correas seleccionadas ^[Fuente: propio].

Características	Brazo vertical	Brazo horizontal
Tipo de correa	3L-170	3V-250
Distancia	432 mm	635 mm

4.3.2.10 Pernos

La selección de los pernos se realizó de manera tal, que todos sean iguales. Por lo tanto se estudió el caso más desfavorable al cual estarán sometidos. En la tabla 4.18 se observan los resultados obtenidos.

Tabla 4.18 Resultados de los pernos seleccionados ^[Fuente: propio].

Ubicación perno	Material	Fuerza	Esfuerzo	Diámetro
Carro móvil – viga vertical	ASTM-A-307	360,375 Kg	42,18 Kg/mm ²	20 mm

4.3.2.11 Ruedas del carro móvil

Los cálculos de la rueda del carro móvil son mostrados en el apartado 3.5.2.11 y sus resultados se observan en la tabla 4.19

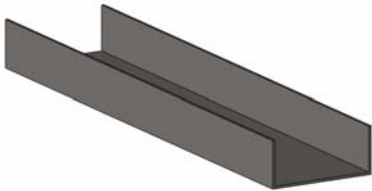

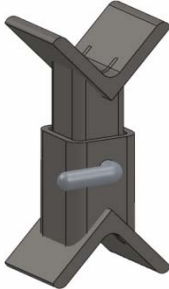
Tabla 4.19 Resultados de las ruedas en V seleccionadas [Fuente: propio].

Elemento	Carga	Diámetro	Ancho	Peso
Rueda en V	180,19 Kg	120 mm	34 mm	1,630 Kg

4.4 CATÁLOGO DE ELEMENTOS QUE CONSTITUYEN LA MÁQUINA

Tabla 4.20 Elementos que conforman la mesa y rieles [Fuente: propio].

ELEMENTO	MATERIAL	DESCRIPCIÓN
(1) PLANCHA DE LA MESA	ACERO ASTM-A-36	ELEMENTO QUE SOPORTA LOS ESTADORES QUE SERÁN DESEMBOBINADOS
(2) VIGA DE LA ESTRUCTURA DE LA MESA	ACERO ASTM-A-36	VIGA UPL 80 UTILIZADA PARA LA ESTRUCTURA QUE SOPORTA LOS ESTADORES
(3) VIGAS RIEL	ACERO ASTM-A-36	VIGA EN ÁNGULO POR DONDE SE DESLIZA EL CARRO MÓVIL PARA EL MOVIMIENTO HORIZONTAL

<p>(4)</p> <p>SOPORTE RIEL</p>		<p>ACERO</p> <p>ASTM-A-36</p>	<p>PLANCHA DE SOPORTE DONDE ES SOLDADA LAS VIGAS RIEL</p>
<p>(5)</p> <p>VIGA SOPORTE RIEL</p>		<p>ACERO</p> <p>ASTM-A-36</p>	<p>ELEMENTO QUE SOPORTA LAS VIGAS RIEL</p>
<p>(6)</p> <p>ANCLAJE DEL CARRO MOVIL</p>		<p>ACERO</p> <p>ASTM-A-36</p>	<p>SE UTILIZA PARA LIMITAR EL MOVIMIENTO HORIZONTAL DEL CARRO MÓVIL CUANDO SE VAYA A INICIAR EL PROCESO</p>

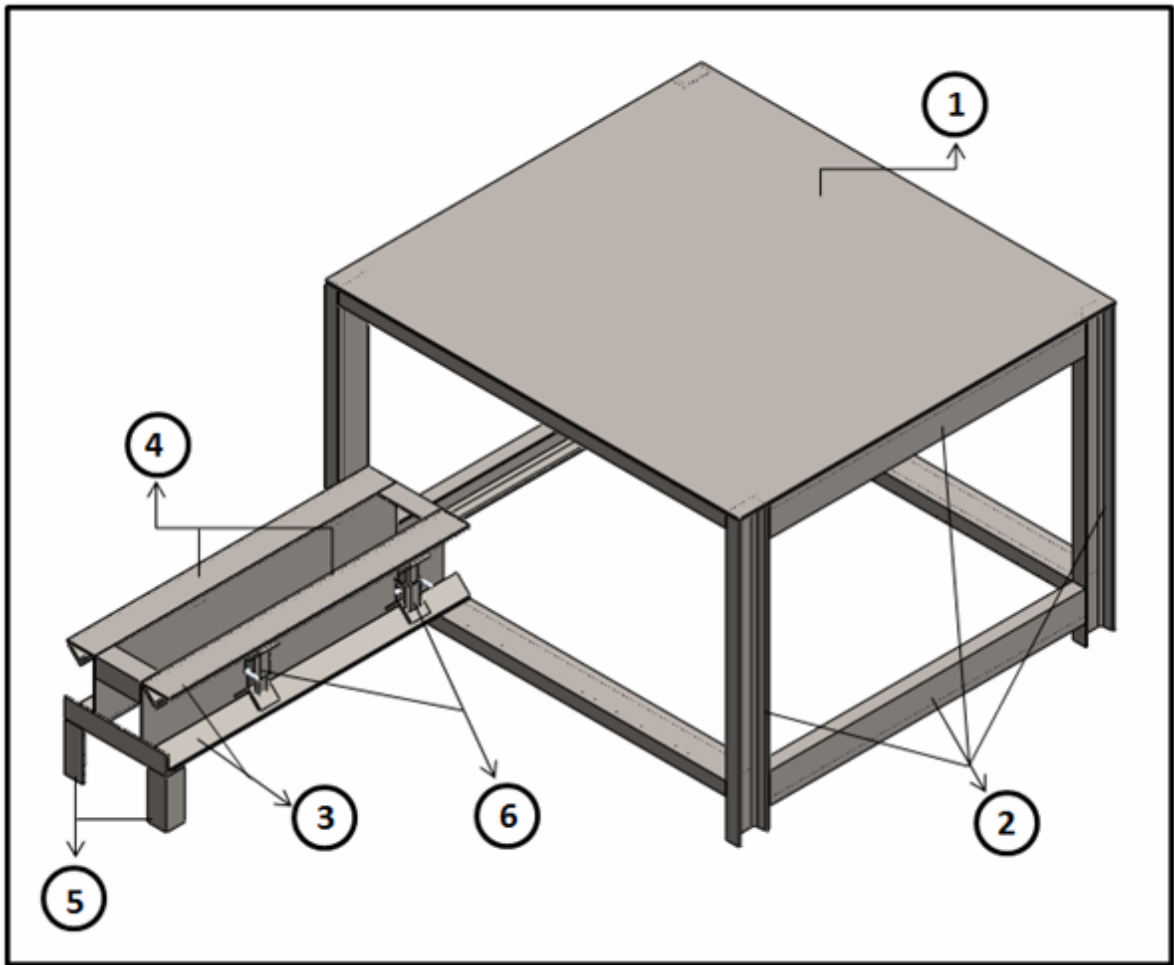
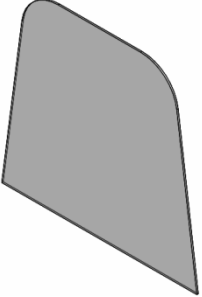



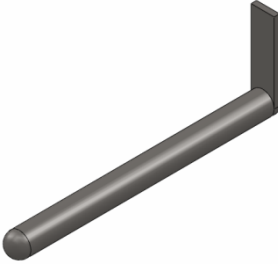

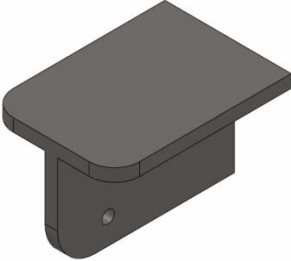
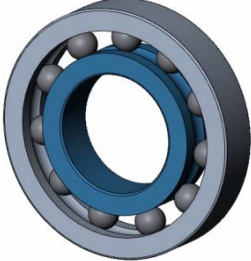
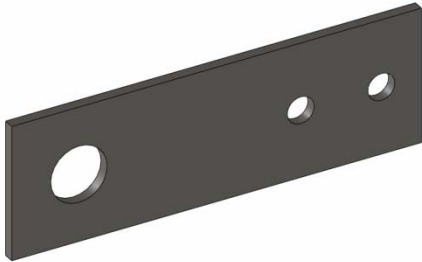

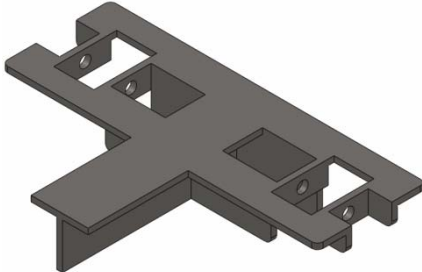

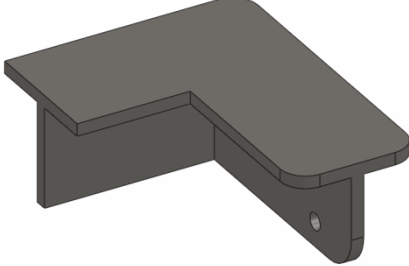




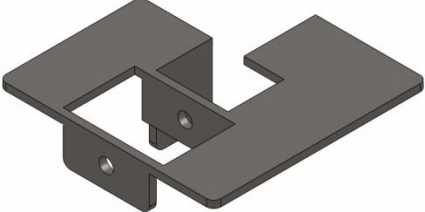

Figura 4.17 Elementos que conforman la mesa y rieles [Fuente: propio].

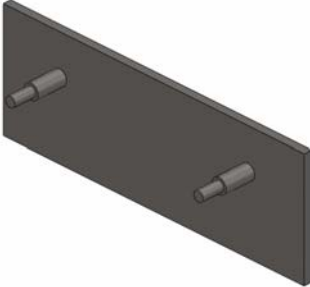

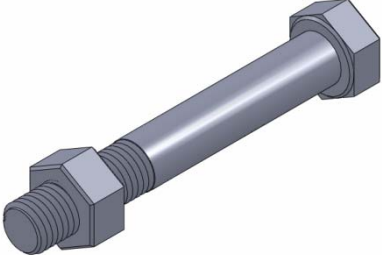
Tabla 4.21 Elementos que conforman el mecanismo de desplazamiento [Fuente: propio]

ELEMENTO	MATERIAL	DESCRIPCIÓN
<p>(1) PROTECCIÓN DE FIBRA</p>		<p>FIBRA</p> <p>ELEMENTO UTILIZADO COMO PROTECCIÓN PARA EL OPERADOR DE LA MÁQUINA</p>
<p>(2) CANAL DE PROTECCION DE FIBRA</p>		<p>ACERO ASTM-A-36</p> <p>ELEMENTO SOLDADO AL BRAZO HORIZONTAL DONDE ES FIJADO LA PLANCHA DE FIBRA</p>
<p>(3) BRAZO HORIZONTAL</p>		<p>ACERO ASTM-A-36</p> <p>TUBULAR QUE PERMITE GENERAR EL MOVIMIENTO DE ROTACIÓN Y TRASLACIÓN EN LA MÁQUINA</p>
<p>(4) BOCINA</p>		<p>ACERO ASTM-A-36</p> <p>ELEMENTO SOLDADO AL BRAZO HORIZONTAL QUE PERMITE EL MOVIMIENTO ROTACIONAL AL EJE</p>

<p>(5)</p> <p>BRAZO DE SUJECION DERECHO</p>		<p>ACERO ASTM-A-36</p>	<p>ELEMENTO POR DONDE EL OPERADOR SUJETA LA MÁQUINA PARA DARLE MOVIMIENTO</p>
<p>(6)</p> <p>BRAZO DE SUJECION IZQUIERDO</p>		<p>ACERO ASTM-A-36</p>	<p>ELEMENTO POR DONDE EL OPERADOR SUJETA LA MAQUINA PARA DARLE MOVIMIENTO</p>
<p>(7)</p> <p>ANCLAJE DE LOS RESORTES SUPERIORES</p>		<p>ACERO ASTM-A-36</p>	<p>ELEMENTO SOLDADO AL BRAZO HORIZONTAL DONDE ES ANCLADO EL RESORTE</p>
<p>(8)</p> <p>RODAMIENTO SUPERIOR 16004</p>		<p>ALEACIONES ESPECIALES</p>	<p>RODAMIENTO QUE PERMITE EL MOVIMIENTO DEL BRAZO HORIZONTAL</p>
<p>(9)</p> <p>PLANCHA SUPERIOR</p>		<p>ACERO ASTM-A-36</p>	<p>ELEMENTO QUE ACOPLA EL BRAZO HORIZONTAL CON EL BRAZO VERTICAL</p>

<p>(10)</p> <p>RESORTE SUPERIOR</p>		<p>ACERO EN 10270-1-SM</p>	<p>ELEMENTO QUE PERMITE EL MOVIMIENTO CONTROLADO DEL BRAZO HORIZONTAL</p>
<p>(11)</p> <p>ANCLAJE DOBLE DE LOS RESORTES SUPERIORES</p>		<p>ACERO ASTM-A-36</p>	<p>ELEMENTO SOLDADO AL BRAZO VERTICAL DONDE SE ANCLAN LOS 2 RESORTES SUPERIORES</p>
<p>(12)</p> <p>ANILLO DE RESORTE</p>		<p>ACERO ASTM-A-36</p>	<p>ANILLO QUE PIVOTEA EN LOS ANCLAJES DE LOS RESORTES PARA PERMITIR LA ALINEACIÓN DEL RESORTE DURANTE EL MOVIMIENTO</p>
<p>(13)</p> <p>ANCLAJE DE LOS RESORTES INFERIORES 1</p>		<p>ACERO ASTM-A-36</p>	<p>ELEMENTO SOLDADO AL BRAZO VERTICAL DONDE ES ANCLADO EL RESORTE</p>

<p>(14)</p> <p>RESORTE INFERIOR DERECHO</p>		<p>ACERO EN 10270-1-SM</p>	<p>ELEMENTO QUE PERMITE EL MOVIMIENTO CONTROLADO DEL BRAZO VERTICAL</p>
<p>(15)</p> <p>RESORTE INFERIOR IZQUIERDO</p>		<p>ACERO EN 10270-1-SM</p>	<p>ELEMENTO QUE PERMITE EL MOVIMIENTO CONTROLADO DEL BRAZO VERTICAL</p>
<p>(16)</p> <p>ANCLAJE DE LOS RESORTES INFERIORES 2</p>		<p>ACERO ASTM-A-36</p>	<p>ELEMENTO SOLDADO AL CARRO MÓVIL DONDE ES ANCLADO EL RESORTE</p>
<p>(17)</p> <p>PLANCHA INFERIOR 1</p>		<p>ACERO ASTM-A-36</p>	<p>PLANCHA QUE CONFORMA EL CARRO MÓVIL DONDE SE ANCLA EL BRAZO VERTICAL</p>

<p>(18)</p> <p>PLANCHA INFERIOR 2</p>		<p>ACERO ASTM-A-36</p>	<p>PLANCHA QUE CONFORMA EL CARRO MÓVIL DONDE ESTAN SOLDADOS LOS EJES DONDE GIRAN LAS RUEDAS EN V</p>
<p>(19)</p> <p>RUEDA EN V</p>		<p>ACEROS ESPECIALES</p>	<p>ELEMENTO QUE PERMITE EL MOVIMIENTO HORIZONTAL DEL MECANISMO DE CORTE</p>
<p>(20)</p> <p>PERNO Y TUERCA</p>		<p>ACEROS ALEADOS</p>	<p>PERNOS Y TUERCAS UTILIZADAS PARA UNIR Y ASEGURAR OTROS ELEMENTOS</p>

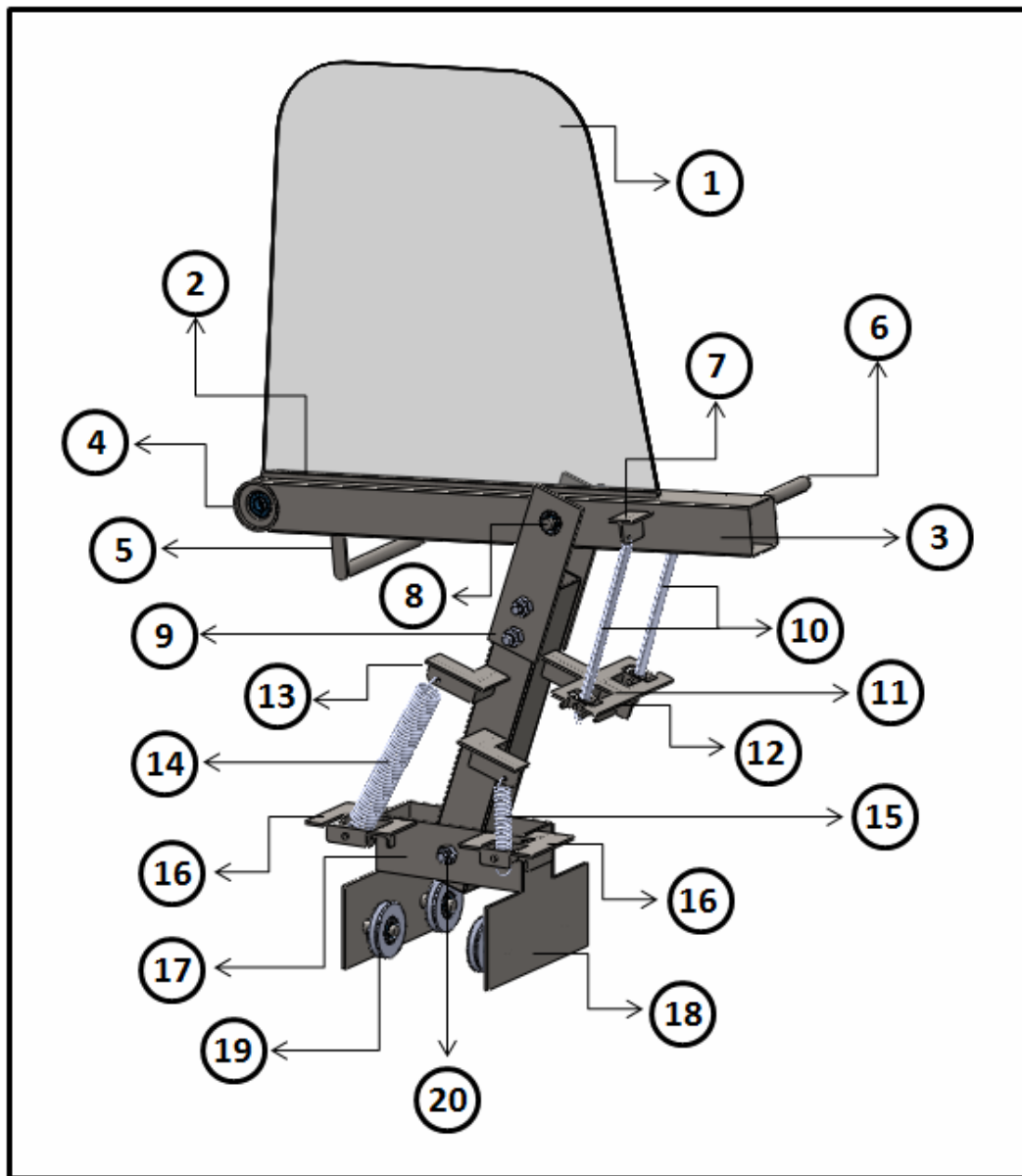
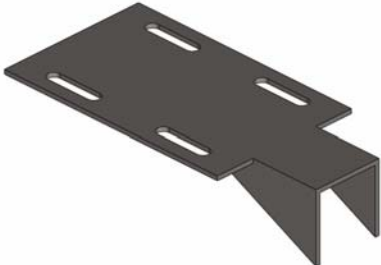

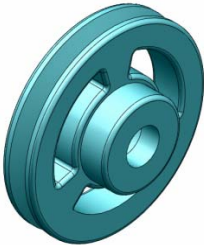


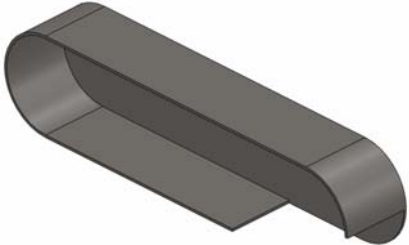
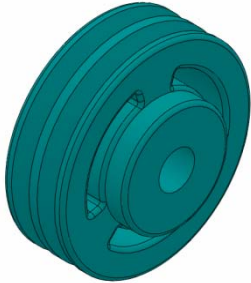


Figura 4.18 Elementos que conforman el mecanismo de desplazamiento ^[Fuente: propio].

Tabla 4.22 Elementos que conforman el mecanismo de corte ^[Fuente: propio]

ELEMENTO	MATERIAL	DESCRIPCIÓN
<p>(1) PLANCHA DE ANCLAJE DEL MOTOR</p>		<p>ACERO ASTM-A-36</p> <p>ELEMENTO QUE SOPORTA EL MOTOR QUE PROPORCIONA LA POTENCIA AL MECANISMO DE CORTE</p>
<p>(2) MOTOR WEG</p>		<p>-</p> <p>MOTOR QUE GENERA LA POTENCIA AL MECANISMO DE CORTE</p>
<p>(3) POLEA EN V</p>		<p>ACERO ASTM-A-36</p> <p>ELEMENTO QUE SE ENCARGA DE TRANSMITIR EL MOVIMIENTO AL DISCO DE CORTE</p>
<p>(4) PROTECCIÓN DE CORREA 1</p>		<p>ACERO ASTM-A-36</p> <p>ELEMENTO DE PROTECCION PARA EVITAR LESIONES EN CASO QUE LA CORREA FALLE</p>

<p>(5)</p> <p>DISCO DE CORTE</p>		<p>CARBURO DE TUNGSTENO</p>	<p>DISCO QUE SE ENCARGA DE CORTAR LAS BOBINAS DE COBRE DE LAS CORONAS</p>
<p>(6)</p> <p>CORREA EN V</p>		<p>COMPUESTO</p>	<p>ELEMENTO QUE SE ENCARGA DE TRANSMITIR EL MOVIMIENTO AL DISCO DE CORTE</p>
<p>(7)</p> <p>CAMISA DE POLEA</p>		<p>ACERO ASTM-A-36</p>	<p>ELEMENTO QUE ACOPLA LA POLEA Y EL EJE HACIENDOLOS SOLIDARIOS</p>
<p>(8)</p> <p>RODAMIENTO 33205</p>		<p>ALEACIONES ESPECIALES</p>	<p>ELEMENTO QUE PERMITE EL GIRO DEL EJE A ALTAS VELOCIDADES</p>
<p>(9)</p> <p>RODAMIENTO 6304</p>		<p>ALEACIONES ESPECIALES</p>	<p>ELEMENTO QUE PERMITE EL GIRO DE LA POLEA DOBLE A ALTAS VELOCIDADES</p>

<p>(10) EJE</p>		<p>ACERO ASTM-A-36</p>	<p>ELEMENTO QUE TRANSMITE EL MOVIMIENTO CIRCULAR DE LA POLEA AL DISCO DE CORTE</p>
<p>(11) PROTECCIÓN DE CORREA 2</p>		<p>ACERO ASTM-A-36</p>	<p>ELEMENTO DE PROTECCION PARA EVITAR LESIONES EN CASO QUE LA CORREA FALLE</p>
<p>(12) POLEA DOBLE EN V</p>		<p>ACERO ASTM-A-36</p>	<p>ELEMENTO QUE SE ENCARGA DE TRANSMITIR EL MOVIMIENTO AL DISCO DE CORTE</p>

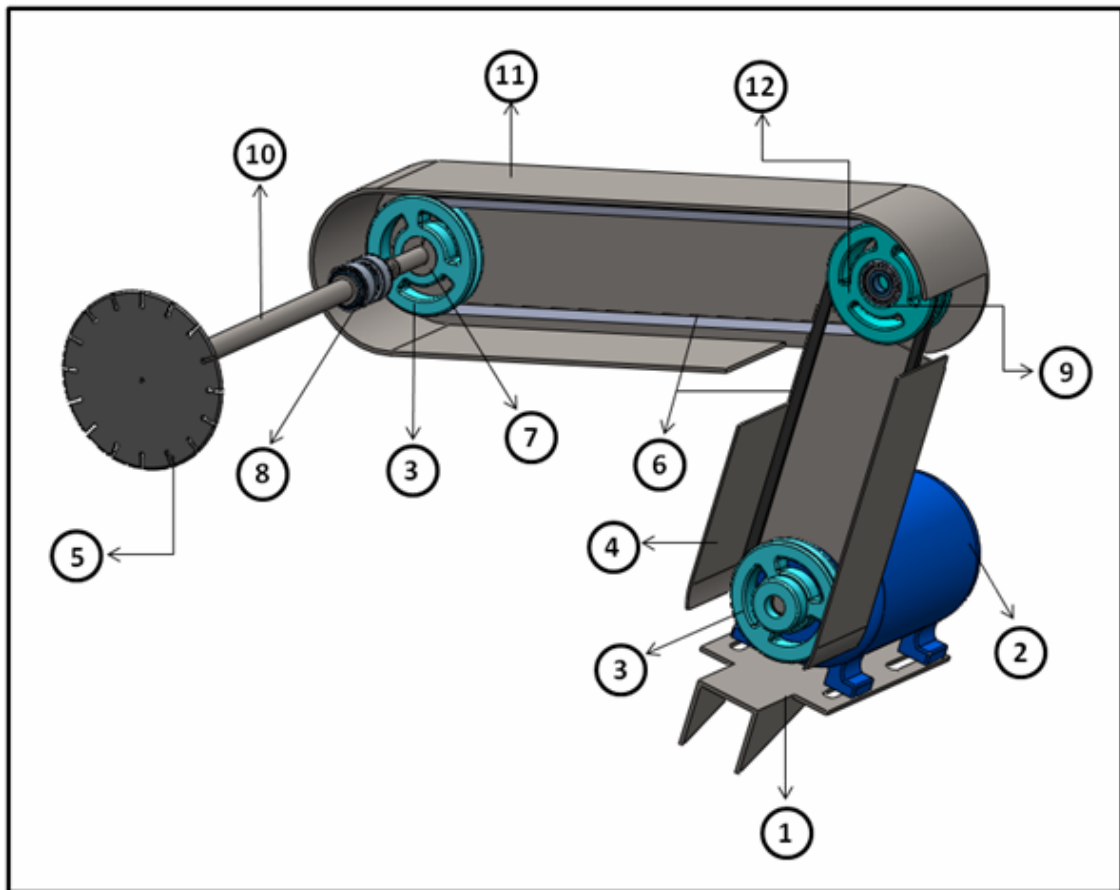


Figura 4.19 Elementos que conforman el mecanismo de corte [Fuente: propio].

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- 1) Se logró una propuesta que evidencia a través del diseño de una máquina cortadora de coronas de estatores de motores eléctricos, el cual incorpora soluciones derivadas de las necesidades de operarios involucrados en este tipo de actividades.
- 2) La sencillez del diseño en cuanto a elementos que la componen y su funcionalidad, sugiere una reducción del tiempo en el proceso de desembobinado de motores eléctricos, ayudando así a la rápida entrega de los mismos.
- 3) Los factores de seguridad que rigen el diseño propuesto, toman en cuenta de forma hipotética los posibles escenarios relacionados con la seguridad del operador, materiales utilizados, calidad en el análisis de los cálculos, entre otros, lo cual deja abierta la posibilidad de reducir los valores de estos factores una vez construido el prototipo y probado en condiciones reales.
- 4) La posibilidad de interferencia entre los elementos que componen el diseño, queda reducida debido a la comprobación de funcionalidad del diseño mediante software de simulación.
- 5) La máquina diseñada logra abarcar un amplio rango de motores a reparar, en sus diferentes diámetros de estator y potencias que se pueden encontrar en el mercado.

- 6) Los materiales y elementos seleccionados garantizan la fabricación y mantenimiento de la máquina, debido a que pueden ser encontrados en mercado industrial nacional.
- 7) La factibilidad de construcción de la máquina se sustenta en la documentación que soporta el diseño.

5.2 RECOMENDACIONES

- 1) El personal encargado de operar la máquina debe ser entrenado y familiarizado con ésta antes de ponerla en funcionamiento.
- 2) La maquina debe ser colocada en un ambiente seguro, debido a que ésta posee una herramienta de corte a altas revoluciones.
- 3) Seguir de forma detallada la información dada para la fabricación y mantenimiento de la máquina.
- 4) El cálculo del mecanismo de desplazamiento diferente al de los resortes como puede ser de forma hidráulica.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Puchol Vivas, José M., **“Motores de corriente alterna”**. Editorial Glosa, Barcelona (España)
- [2] Ortega Plana, Juan M.; Ramírez Vásquez, J. **“Máquinas de corriente alterna”**, Enciclopedia CEAC de Electricidad, Ediciones CEAC, Barcelona (España), 1987.
- [3] Avallone E. y T. Baumeister. **“Manual del Ingeniero Mecánico”**, Vol. I y Vol. II, Editorial McGraw –Hill, Novena Edición, México, 1999.
- [4] Norton, Robert L. **“Diseño de Máquinas”**, Editorial Prentice Hall. México, 1999.
- [5] Mott, R. **“Diseño de Elementos de Máquinas”**. Segunda Edición. Editorial Prentice Hall. México, 1992.
- [6] Shigley J., Mischke, C. **“Diseño en Ingeniería Mecánica”**, Editorial McGraw Hill, Quinta Edición, México, 1990.
- [7] Howard B. Cary. **“Manual de Soldadura Moderna”**, segunda edición, 1980.
- [8] Catálogo de Motores **WEG**.
- [9] Catálogo de productos **Materiales Los Andes**.
- [10] Catálogo de Resortes **Spring**.
- [11] Catalogo de Correas **CONDOR**.
- [12] Catálogo de Rodamientos **INA-FAG**.
- [13] Catálogo de Poleas **MAGIC GRIP**.
- [14] Catálogo de Tuercas y tornillos **TAMU**.

APENDICE A

Tablas utilizadas en el cálculo de la máquina cortadora de coronas:

Tabla A-1 Catálogo de motores WEG

Tabla A-2 Catálogo de planchas de acero

Tabla A-3 Propiedades mecánicas de los elementos utilizados

Tabla A-4 Catálogo de vigas en ángulo

Tabla A-5 Catálogo de tubulares

Tabla A-6 Catálogo de vigas UPL

Tabla A-7 Catálogo de barras redondas

Tabla A-8 Valores de K para longitud efectiva en las diferentes tipos de conexiones

Tabla A-9 Vida útil de los rodamientos o cojinetes

Tabla A-10 Factores radiales y de empuje para el cálculo de los rodamientos

Tabla A-11 Características del rodamiento de rodillo cónico 33205

Tabla A-12 Características del rodamiento de bola 6304

Tabla A-13 Características del rodamiento de bola 16004

Tabla A-14 Factores de velocidad y de vida útil para los rodamientos

Tabla A-15 Factores de geometría para el análisis de soldadura

Tabla A-16 Tensiones por esfuerzo de corte permisibles y fuerzas en soldadura

Tabla A-17 Catálogo de poleas MAGIC GRIP

Tabla A-18 Catálogo de resortes SPRING

Tabla A-19 Gráfica para la selección de bandas en V

Tabla A-20 Catálogo de resortes SPRING

Tabla A-21 Catálogo de correas industriales en V 3V

Tabla A-22 Catálogo de correas industriales en V 3L

Tabla A-23 Catálogo de tornillos de rosca métrica TAMU

Tabla A-24 Catálogo de tuercas de rosca métrica TAMU

Tabla A-25 Catálogo de ruedas en V

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

TÍTULO	“DISEÑO DE UNA CORTADORA DE CORONAS DE MOTORES ELÉCTRICOS PARA PROCESOS DE DESEMBOBINADO”
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
John Henry Ramos Vera	CVLAC: 17.110.838 EMAIL:
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

Diseño, Cortadora, Motores, Desembobinado, Coronas

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÀREA	SUBÀREA
<u>Ingeniería y ciencias aplicada</u>	<u>Ingeniería Mecánica</u>

RESUMEN (ABSTRACT):

En el presente trabajo se realizó el diseño de una máquina cortadora de coronas de los estatores de motores eléctricos para la agilización de la fase de desembobinado en los procesos de reparación en la empresa EMINCA, Embobinados Industriales, C.A. La forma como es realizado el proceso ocasiona una serie de problemáticas, aumentando considerablemente el tiempo de reparación de los motores, así como también la poca seguridad laboral que existe a la hora de realizar el cortado de las coronas de los estatores. Siguiendo una serie de pasos, objetivos y consultando con personas ligadas a la reparación de motores eléctricos, construcción de máquinas y operadores de maquinas similares a la de procesos de desembobinado, se propuso el diseño que de ser construido, logrará minimizar el lapso de tiempo del trabajo y cumplir con los tiempos de entrega a las diferentes industrias que requieren de los servicios, además de facilitar la puesta en funcionamiento del mayor número de equipos posible.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
	ROL	CA	AS-X	TU	JU
Félix Payares	CVLAC:	5.976.608			
	E_MAIL				
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU-X	JU
Marcelino Roa	CVLAC:	13.701.375			
	E_MAIL				
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU-X
Luis Martínez	CVLAC:	8.499.616			
	E_MAIL				
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU-X
Francisco García	CVLAC:	5.188.071			
	E_MAIL				
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU-X

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2010 AÑO	11 MES	19 DÍA
---------------------------	-------------------------	-------------------------

LENGUAJE: SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
Tesis. diseño cortadora.doc	Application/msword

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F
G H I J K L M N O P Q R S T U V W X Y Z. a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v
w x y z. 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9.

ALCANCE

ESPACIAL: _____ (OPCIONAL)

TEMPORAL: 6 meses (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniería Mecánica

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pre-Grado

ÁREA DE ESTUDIO:

Departamento de Mecánica

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente, Núcleo Anzoátegui.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

DERECHOS

De acuerdo al artículo 41 del reglamento de trabajos de grado:

“Los Trabajos de Grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, el cual notificará al Consejo Universitario”.

AUTOR 1

John H. Ramos V.

TUTOR

Prof. Félix Payares

JURADO 1

Prof. Luís Martínez

JURADO 2

Prof. Francisco García

POR LA SUBCOMISION DE TESIS

Prof. Diógenes Suarez