



Universidad Nacional de Colombia

FACULTAD DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

MÁQUINA CORTADORA DE MÁRMOL

Diseño Mecatrónico

Autores:

Juan Carlos Naranjo Jaramillo
Samara Gabriela Céspedes Afanador
Fernando Cárdenas Acosta
Luis Enrique Carmona Anzola

Profesor: Ricardo Emirio Ramírez Heredia

Junio del 2023
Bogotá

1. Definición del problema

En los procesos de fabricación de estructuras, máquinas o edificaciones se requiere del corte especializado de distintos materiales. Los cortes personalizados permiten el aprovechamiento de material y la reducción de tiempos de ensamble.

Aunque distintos materiales de construcción requieren consideraciones especiales al momento de ser cortados, en procesos industriales la calidad del corte de piezas establece la rigidez y ajuste de ensamble de estructuras y máquinas. Ya que las aplicaciones pueden variar en forma y tamaño se hace necesario que los materiales de construcción en bruto sean cortados con condiciones especiales de longitud, ángulo y acabado para su correcto ensamblaje.

El corte manual de material de construcción puede alcanzar la exactitud buscada en un corte, sin embargo, cuando los procesos de calidad requieren estandarización de procesos y reducción de tiempos se hace necesario la implementación de sistemas automatizados de corte. El aprovechamiento del material así como la reducción de tiempos de fabricación requiere de procesos robustos, repetibles y seguros de corte.

Los materiales de construcción que requieren ser cortados comprenden los cerámicos como granitos, mármol y ladrillos los cuales deben ser procesados de acuerdo a necesidades de ensamble. Así mismo, en la fabricación de máquinas o productos se requieren cortar metales de ingeniería como acero, aluminio, cobre.

Existen soluciones integrales en la industria para el corte de distintos materiales que establecen velocidades de corte y velocidades de avance. La calidad del corte se ve afectada por factores mecánicos como la fuerza de corte, fuerza de sujeción y estabilidad estructural.

Se desea obtener el diseño de una máquina que realice cortes de un material específico con distintos ángulos, profundidades y longitudes de acuerdo a especificaciones del operario. El material que se desea cortar de forma automatizada es mármol.

1.1. Requerimientos de diseño

El diseño tiene los siguientes requerimientos:

- El método de corte seleccionado es con discos circulares, segmentados y diamantados para cortar materiales cerámicos (Figura 1 a) y abrasivos para cortar materiales metálicos (Figura 1 b).



Figura 1: Discos de corte seleccionados para la máquina cortadora de material

- El motor para el disco de corte debe ser de inducción monofásico o trifásico.
- El motor y el disco de corte no van en el mismo eje, se debe seleccionar un sistema de transmisión de potencia.
- El disco de corte debe contar con dos grados de libertad respecto al material de trabajo. (*Avance de corte horizontal en x motorizado y rotación de pieza alrededor de z manual*)
- Se debe contar con un sistema de sujeción accionado por motor(es) o actuador(es) que fije(n) rígidamente la pieza durante la operación de corte.
- El sistema propuesto debe cumplir con condiciones de seguridad para asegurar la integridad tanto del operario como de las piezas y elementos de corte.

Las fuerzas que intervienen en el proceso de corte con disco dependen de varias variables y parámetros, las fuerzas son diferentes según el material que hace la remoción de material y el material que es cortado, del tipo de disco y otros más.

El cálculo de estas fuerzas no es simple y para su modelado se realizan diferentes tipos de experimentos de los que se obtienen fórmulas empíricas. Para establecer las fuerzas de corte se utilizará un modelo matemático aproximado a partir de experimentos, datos de fabricantes de herramientas y de procesos de maquinado similares.

El modelo aproximado seleccionado sobre el cual se calcularán las fuerzas de corte es el mostrado a continuación:

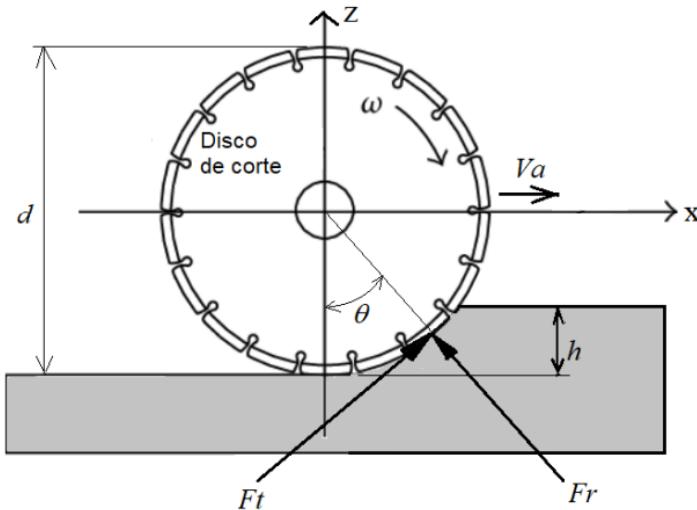


Figura 2: Modelo aproximado para las fuerzas que intervienen en el proceso de corte

d	Diámetro del disco de corte
Ft	Fuerza de corte tangencial del material sobre el disco.
Fr	Fuerza de corte radial del material sobre el disco
h	Profundidad de corte, según el caso, puede ser igual al espesor del material
Va	Velocidad de avance
θ	Ángulo de aplicación de la fuerza radial
ω	Velocidad angular del disco
b	Ancho de la ranura de corte, se considera igual al espesor del disco
Vt	Velocidad tangencial del disco, corresponde a la velocidad de corte

Tabla 1: Definición de las magnitudes empleadas en el modelo

Es necesario considerar que:

$$F_t = \frac{K \cdot b \cdot h \cdot V_a}{V_t}$$

$$F_t = \mu F_r$$

Con b , h , V_a y V_t en unidades del sistema internacional, el valor de la constante K y μ depende de las propiedades del material y su valor esta determinado en base a la tabla 2:

Material a cortar	$K \text{ N/m}^2$	μ
Granito	$4,0 \times 10^{10}$	0,18
Mármol	$1,4 \times 10^{10}$	0,15
Ladrillo	$4,0 \times 10^9$	0,15
Acero 1020	$1,0 \times 10^{10}$	0,45
Aluminio	$5,0 \times 10^9$	0,6

Tabla 2: Definición de las constantes K y μ

Y el ángulo de la fuerza radial en radianes se calcula:

$$\theta = \sqrt{\frac{h}{d}}$$

En la siguiente tabla se especifican los requerimientos del material a cortar y del disco cortador:

Material a cortar		Diámetro disco (in)	b (m)	h (m)	va_{max} m(m/s)	ω (RPM)
Mármol	Placa de 5 cm $\times 1,2\text{ }m \times 0,6\text{ }m$	8	0,005	0,05	3,5	2000

Tabla 3: Especificaciones de las dimensiones del disco y el material a cortar

Por otro, el documento se basara bajo la suposición de que la maquina cortadora estará en funcionamiento 10 horas diarias, 6 dias a la semana y se desea una garantía de funcionamiento de al menos 20 años.

1.2. Caja gris y descripción de la máquina

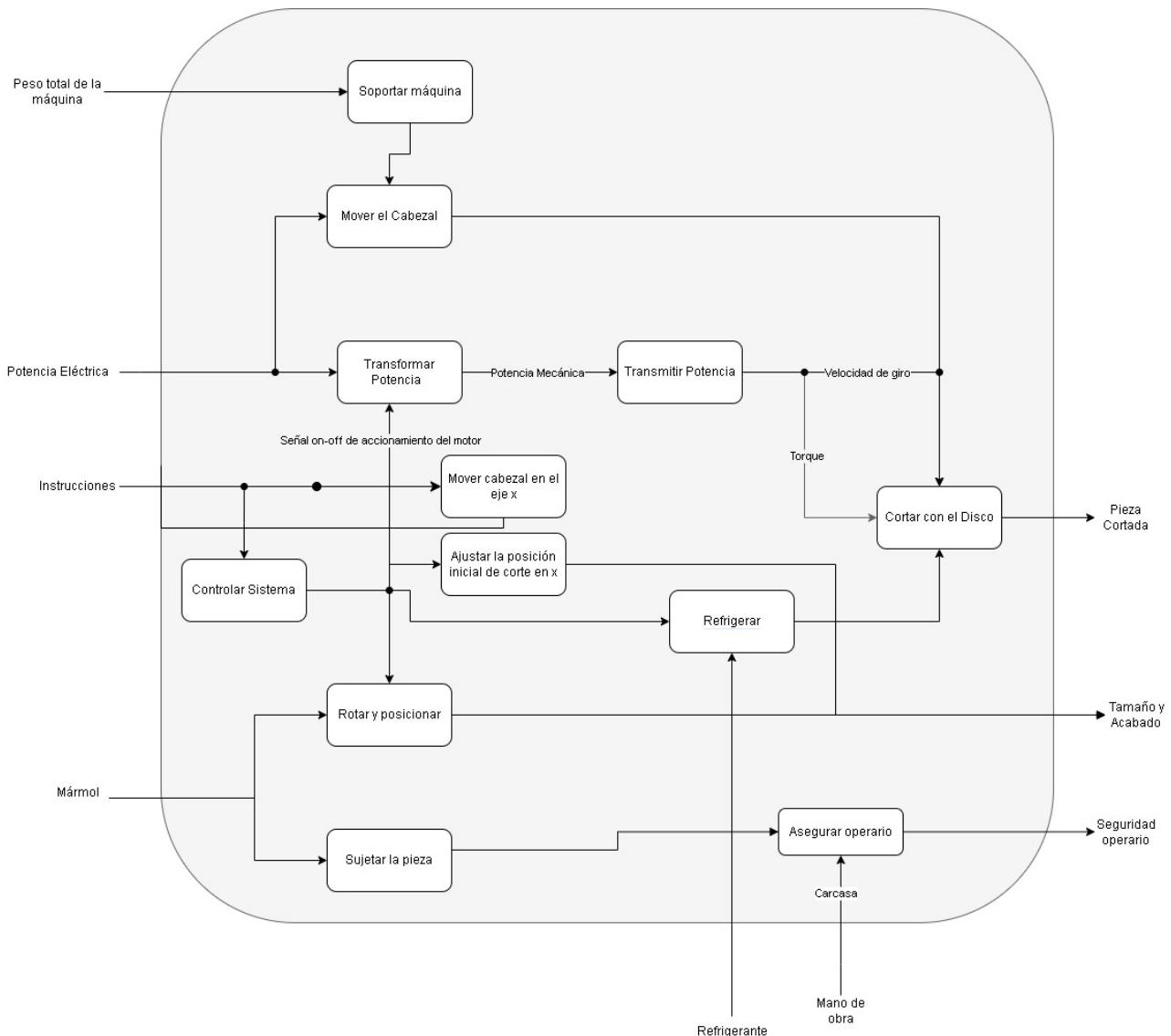


Figura 3: Caja gris.

La anterior es la caja gris de la máquina, en la que se observan las distintas subfunciones necesarias para el funcionamiento óptimo de la misma, las relaciones entre estas, las entradas y las salidas.

En su forma más general, la máquina debe cumplir con la función de cortar el mármol con el disco, tomando como entradas la información de control, la potencia eléctrica y el mármol, dando como resultado el mármol cortado con exactitud y buenos acabados, mientras se protege en todo momento la integridad del operario. Para lograr esto, es necesario completar a cabalidad las siguientes subfunciones: Primero es necesario que la máquina se sostenga de forma estable en la estructura del edificio, también debe poder sujetar la pieza a cortar y dejarla en el ángulo y posición inicial necesarias para el corte, además el cabezal debe ser movido en línea recta mientras el disco gira para ejecutar el corte, este mismo giro debe ser provocado por la transmisión de potencia del motor, por último, son necesarios los sistemas de refrigeración y protección de la seguridad del operario.

2. Análisis de alternativas de solución y diseño conceptual de la solución seleccionada

En la etapa de definición y diseño preliminar se optó por realizar matrices de decisión para los elementos que se encuentran en los subsistemas de la máquina, como criterio de selección se definió la relevancia de diferentes aspectos en cada elemento y su integración con el sistema completo, lo cual permitió asignar y calcular valores finales para así obtener el elemento a elegir. Dichas matrices se encuentran en la sección de Anexos, en donde se puede observar las asignaciones, ponderaciones, cálculos, las observaciones y conclusiones que se obtuvieron.

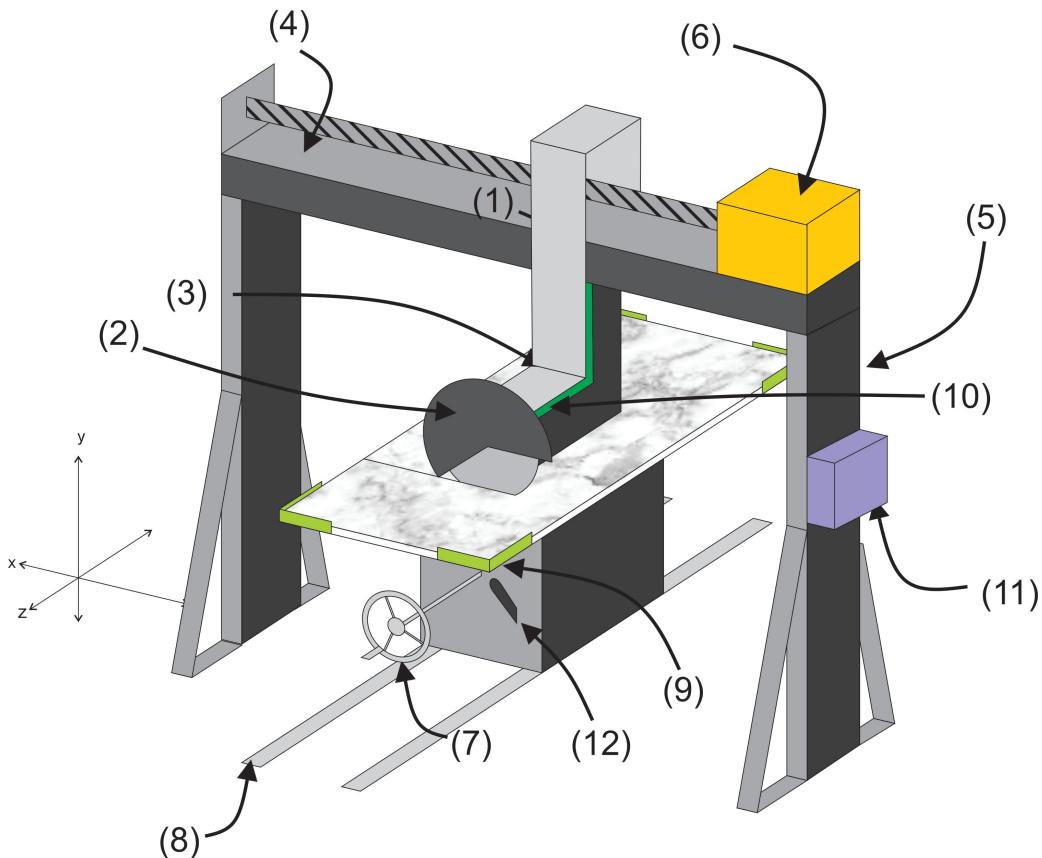


Figura 4: Diagrama.

El anterior es el boceto general de la máquina propuesta para la solución del corte del mármol en franjas con control de ángulo. Fue construido a partir de las matrices de decisión presentadas en el Anexo en donde se explica detalladamente las propuestas de solución para los elementos críticos y fundamentales para el funcionamiento de la máquina. En el diagrama están indicadas las partes más importantes, que son descritas a continuación:

1. **Motor:** fue elegido un motor trifásico sujeto al brazo (3), acoplado a un reducto, el cual mediante la transmisión de potencia por medio de dos fases hace girar el disco de corte, que está sostenido, protegido y aislado por el cabezal (2).
2. **Caja reductora:** Elemento diseñado a partir de dos ejes y engranajes paralelos cónicos para obtener la velocidad y torque necesarios por el disco giratorio

3. **Cabezal:** Sostiene el eje del disco de corte alimentado por el motor (1), además protege el mecanismo y al mismo tiempo impide que el operario se lesione al introducir una parte de su cuerpo; Va unido a la parte inferior del brazo (3).
4. **Brazo:** Sostiene el cabezal (2), el motor (1) y se mueve en el eje x transportando el cabezal que a su vez contiene el disco generando el corte a lo largo de todo el mármol. Es soportado por la viga (4) y se mueve gracias al sistema de desplazamiento automático en x (5).
5. **Viga:** Sostiene el brazo (3) el cual sostiene los demás elementos y contiene en su interior el sistema de desplazamiento automático en x (5) que mueve el brazo. Es sostenido por los dos parales (5), que tiene en cada uno de sus extremos.
6. **Parales:** Sostienen la viga (4) con uniones completamente restrictivas de fuerzas y momentos, transmitiendo estos a la estructura del edificio. Los parales junto con la viga conforman la estructura.
7. **Sistema automático de Movimiento en x:** Realizado mediante un motor y una varilla roscada, se encarga de generar el movimiento del brazo (3) y los componentes que este sostiene en el eje x. Está dentro de la viga (4).
8. **Sistema de giro de la mesa:** Este se encarga de posicionar la mesa en el ángulo necesario para el corte de la franja de mármol, es un gato de tornillo trapezoidal manual con manivela, que habilita al operario a desbloquear, girar y bloquear la mesa.
9. **Sistema manual de desplazamiento del eje x:** Ajusta el punto de inicio del corte en el mármol con el objetivo de extraer varias franjas de una misma placa de mármol. Se trata de un sistema de rieles que se puede bloquear y desbloquear de forma que el operario lo pueda ajustar fácilmente.
10. **Sistema de sujeción:** Un sistema de prensas automáticas ubicadas cerca de las esquinas, estos componentes sujetan el mármol para poder cortarlo.
11. **Sistema de refrigeración:** Es una manguera conectada a un punto de agua, el flujo de esta es controlado mediante una válvula, este sistema a su vez retira el polvo que genera el corte del mármol. El agua se recoge en la mesa, se filtra y se almacena, pero no se reutiliza en la máquina, sino en otros lugares.
12. **tablero de control:** Debe ser manejado por el operario y en él se introducen las instrucciones necesarias para el corte. Estas instrucciones manejan el giro del disco, el movimiento en x, y el flujo de agua.
13. **Palanca de bloqueo:** Esta palanca permite fijar durante el corte la posición de la mesa sobre la que está ubicado el mármol.

2.1. Análisis cinemático y dinámico de los componentes principales de la máquina

A continuación se presenta los valores de funcionamiento requeridos para los elementos según las especificaciones del proyecto:

omega	2000	rpm	209,4	rad/s
d	8	in	203,2	mm
r	4	in	101,6	mm
h	50	mm	0,05	m
b	5	mm	0,005	m
theta	0,50	rad	28,4	grados
K	1,40E+10	N/m^2		
mu	0,15			
Va	3,5	mm/s	0,0035	m/s
Vt	21279,1	mm/s	21,3	m/s
Fr	3837,9	N		
Ft	575,68	N		
T	58489,4	Nmm	58,49	Nm
Potencia	12250	W	16,43	HP
	12,25	KW		

Tabla 4: Resumen magnitudes de algunos parámetros generales requeridos en la máquina

Teniendo en cuenta la tabla anterior, se realizaron las gráficas de torques, velocidades, aceleraciones del eje con respecto al tiempo :

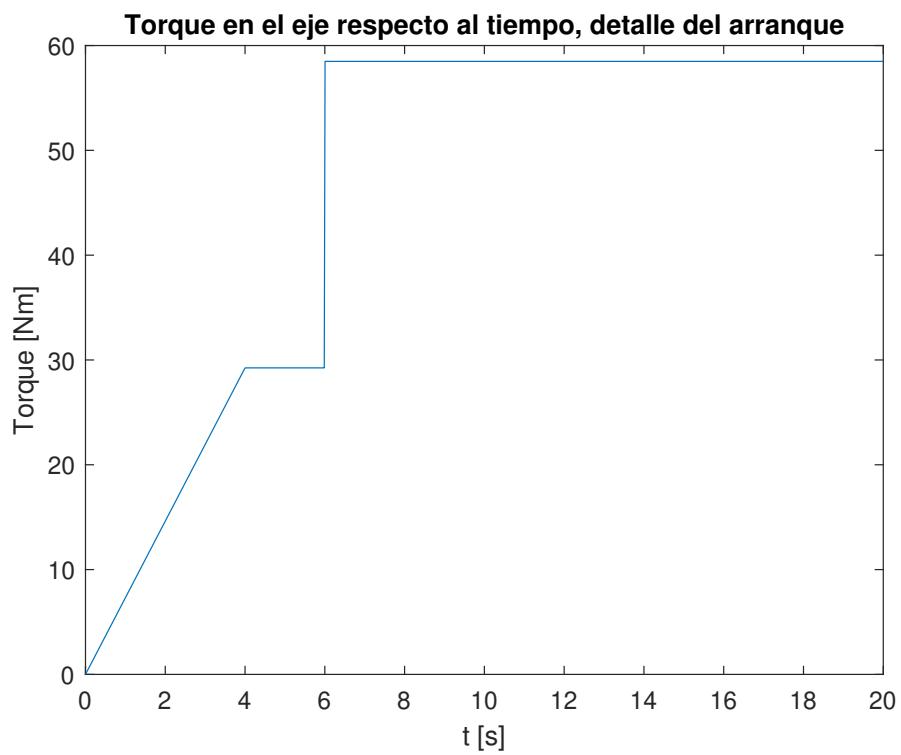


Figura 5: Torque respecto al tiempo en el eje.

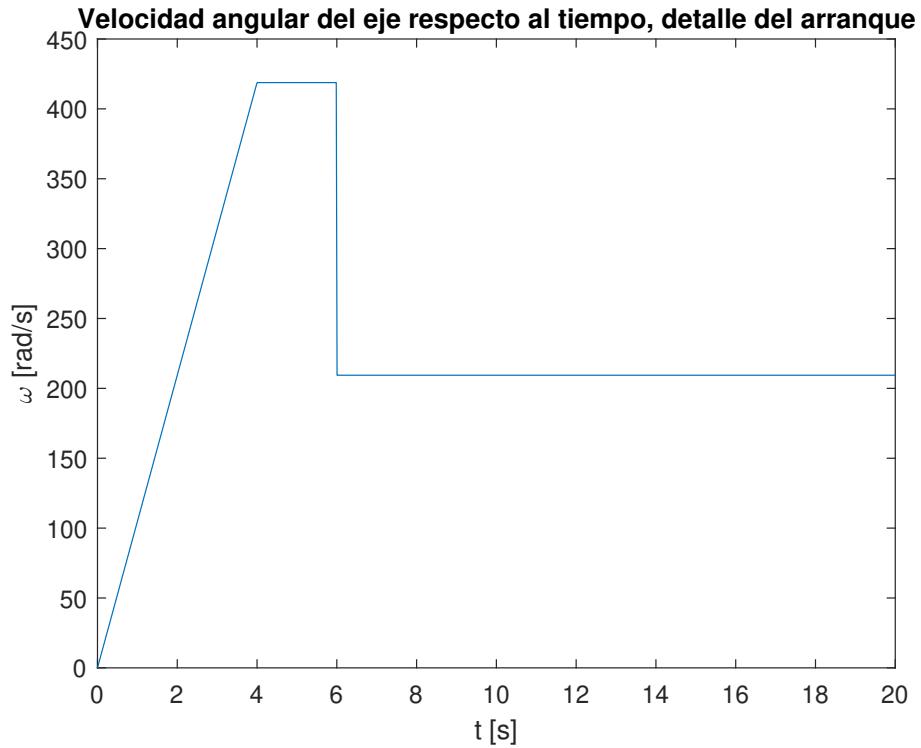


Figura 6: Velocidad angular respecto al tiempo en el eje.

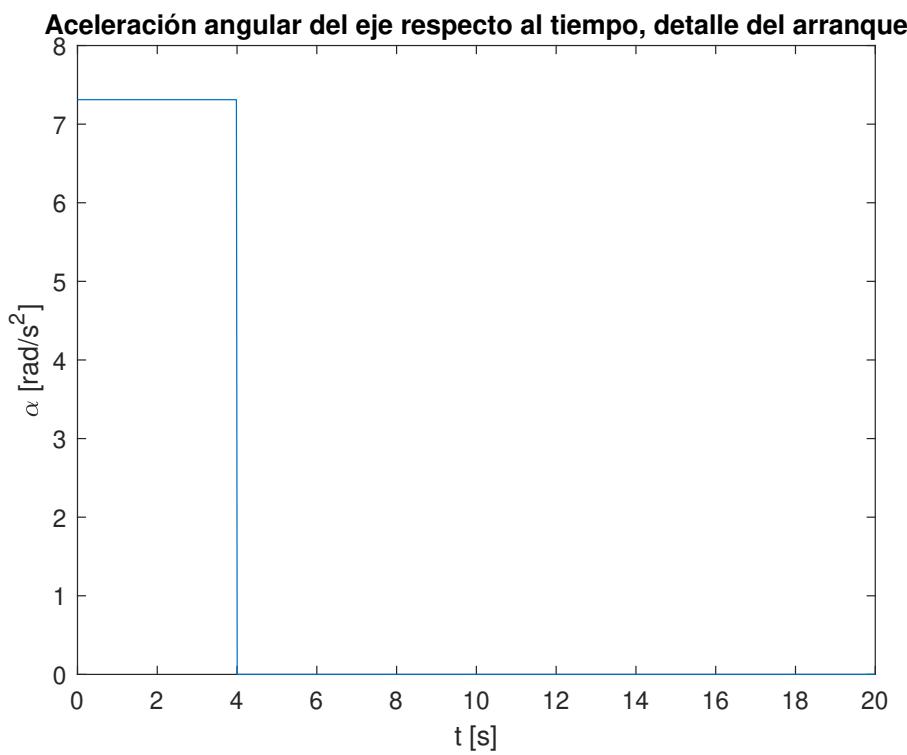


Figura 7: Aceleración angular respecto al tiempo en el eje.

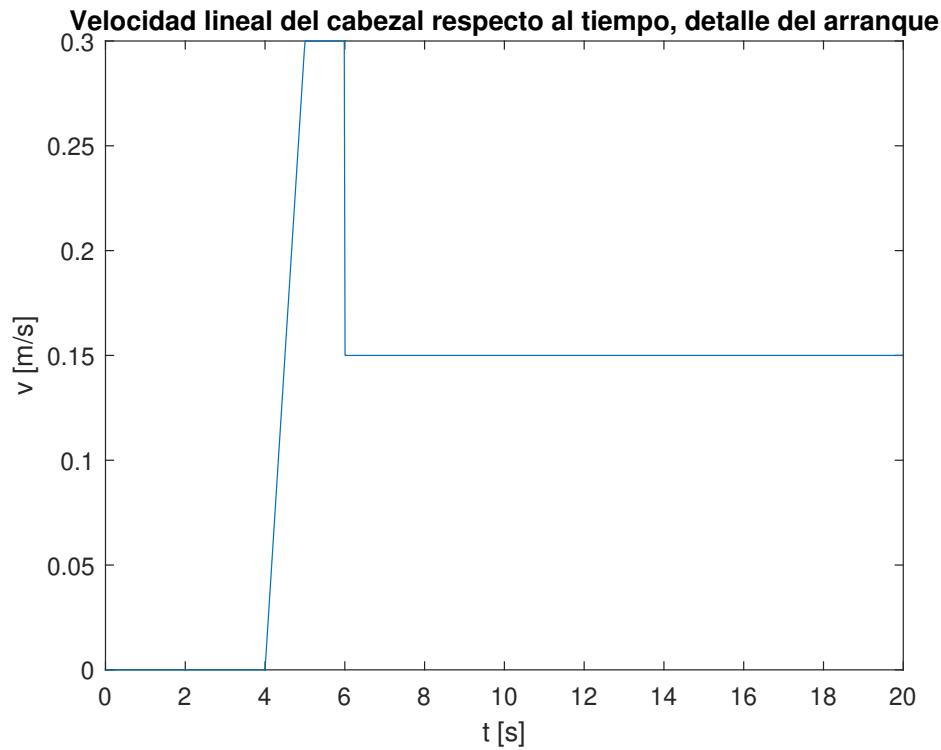


Figura 8: Velocidad lineal respecto al tiempo en el cabezal.

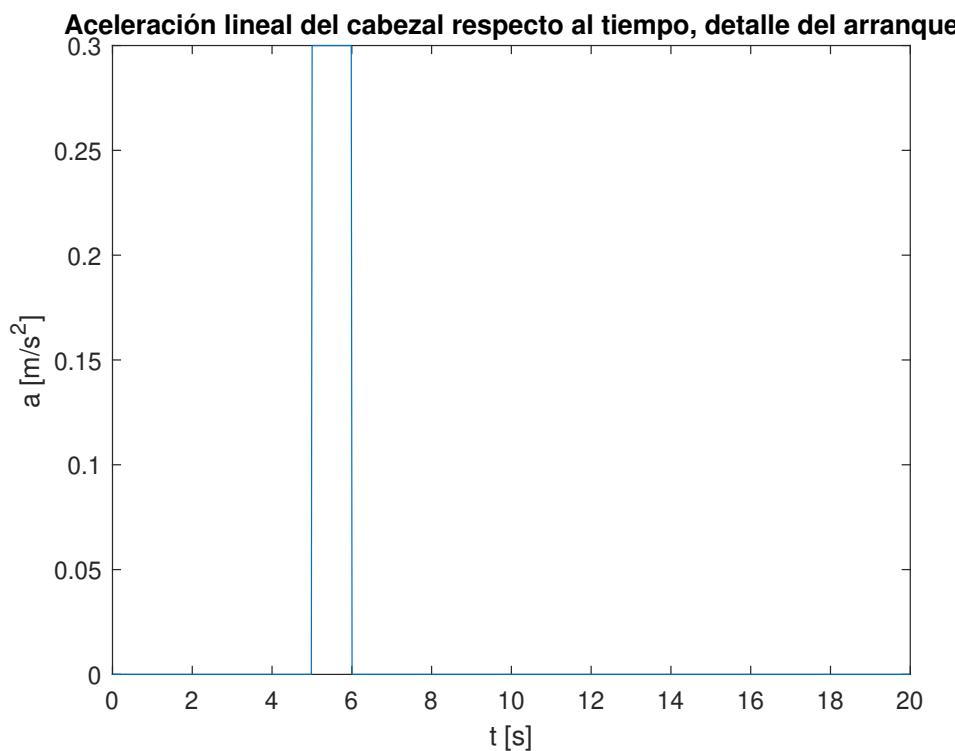


Figura 9: Aceleración lineal respecto al tiempo en el cabezal.

Para los efectos de la maquina y funcionamiento adecuado, se diseñaron distintos pasos de transmisión de potencia y torque, por lo cual se presentan las gráficas relacionadas a estos de torques asociadas a subsistemas de la maquina.

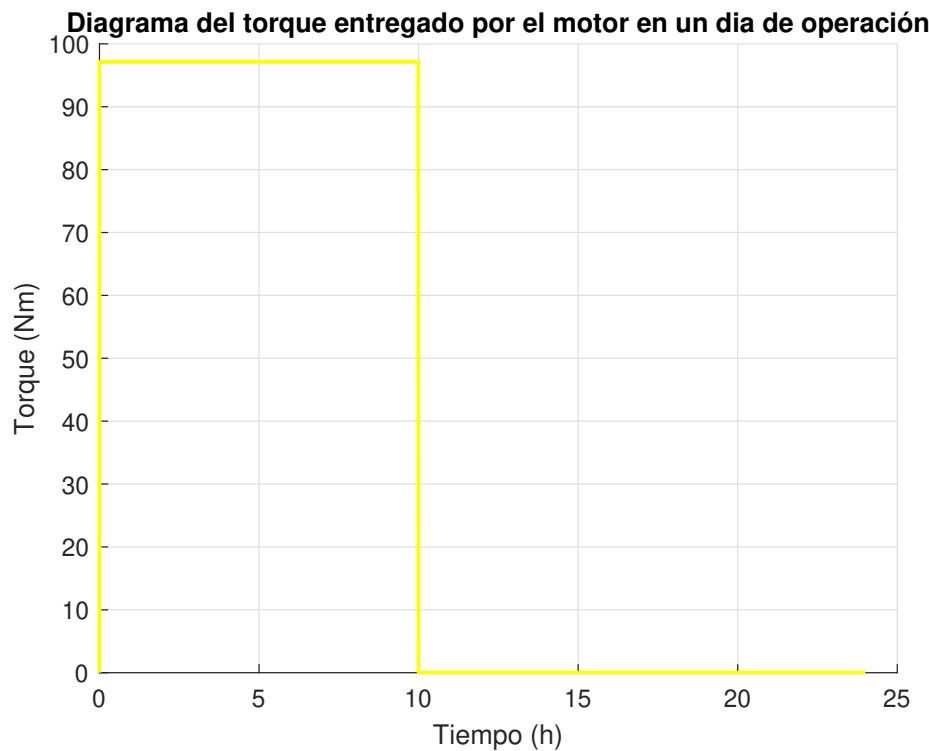


Figura 10: Torque entregado por el motor en el dia

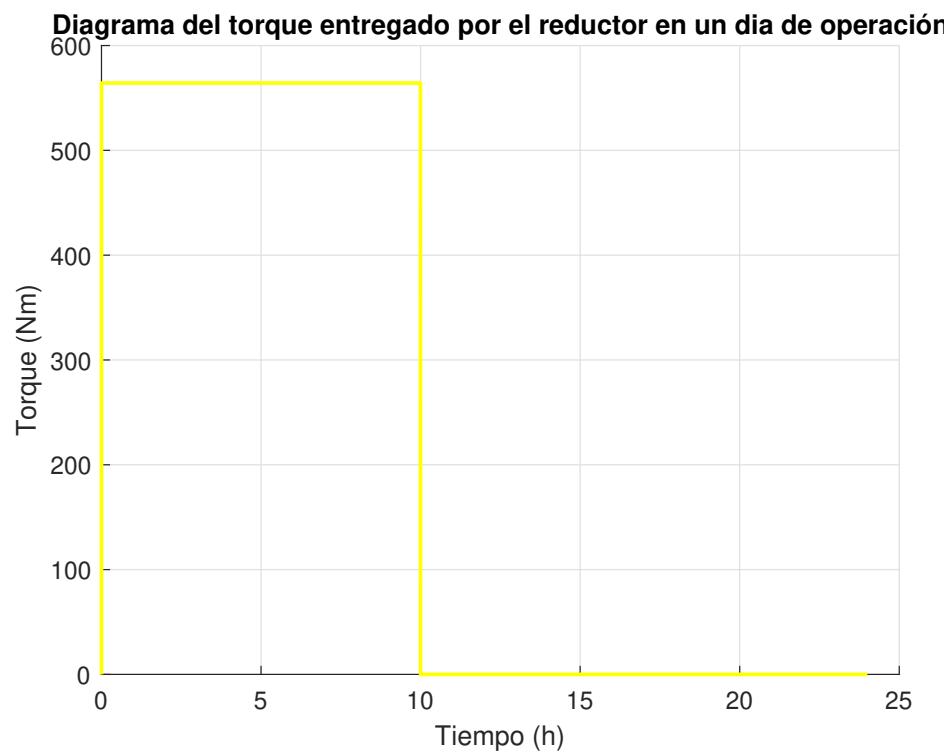


Figura 11: Torque entregado por el reductor en el dia

2.2. Diagrama de cuerpo libre de las piezas principales y subsistemas críticos

A continuación se presentan los diagramas de cuerpo libre de las 5 piezas que se consideran fundamentales para el correcto funcionamiento de la máquina; el eje de corte, el disco de corte, el cabezal de corte, las columnas de soporte y la viga de soporte principal.

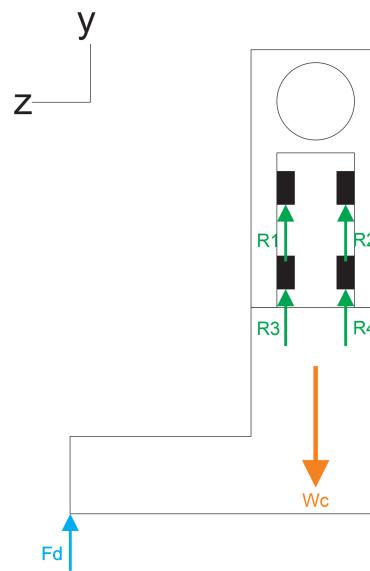


Figura 12: DCL Cabezal

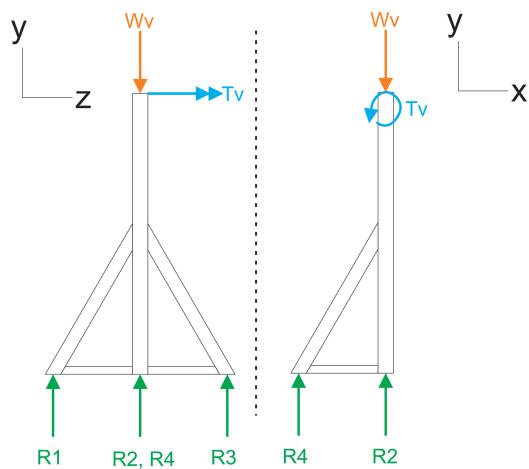


Figura 13: DCL Columna Soporte

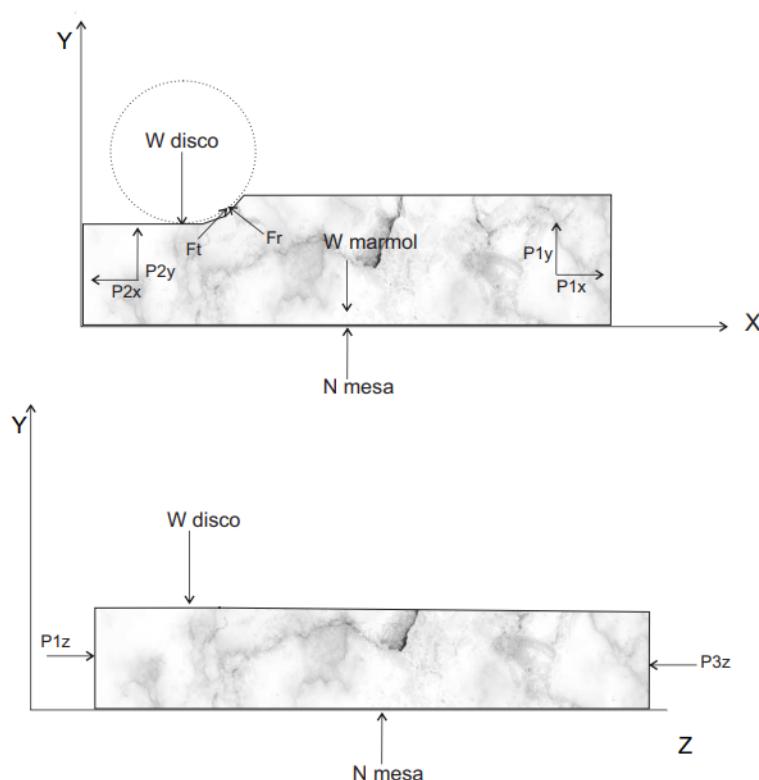


Figura 14: DCL Mármol

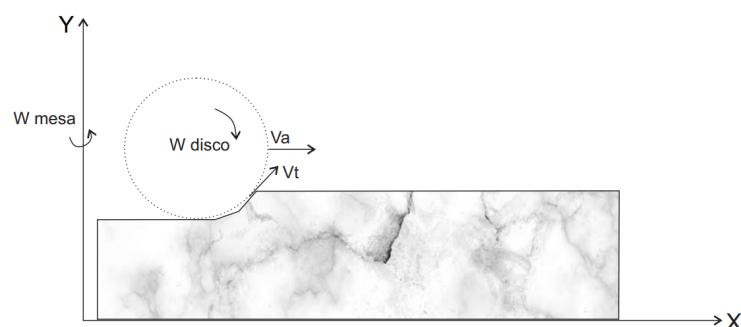


Figura 15: DCL dinámico Mármol

3. Selección de los motores y elementos de la lógica cableada:

3.1. Motor para el disco cortador de mármol:

1. Cálculos del motor:

- **Velocidad angular del motor:** En Colombia, la frecuencia de distribución de la energía eléctrica es de 60 Hz, además, el voltaje de fase y de línea es de 127 V y 220 V respectivamente. Se tiene la siguiente relación para la velocidad angular en RPM para motores AC.

$$N_{rpm} = \frac{V_l \cdot f}{\#polos}$$

Donde V_l es voltaje de línea en Voltios.

Donde f es la frecuencia de la señal en Herz.

Donde $\#polos$ son los polos de la construcción física del motor.

Se requiere un Arranque estrella(Y) - Delta(Δ), el método de conexión mas utilizado para el arranque a tensión reducida de un motor trifásico, debido a que reduce la corriente consumida por el motor durante el arranque, inicialmente el motor se encuentra conectado en estrella, ya que durante el arranque el motor consume 3 veces menos corriente que si se hubiera conectado en delta, posteriormente cuando el motor alcanza cierta velocidad de giro, se conecta el motor en delta debido a que esta conexión genera un mayor torque en el motor en comparación con la conexión estrella.

Para este método de arranque, la conexión de operación es la conexión delta, por lo que para el cálculo de las rpm's, se considerara el caso en el cuál el motor se encuentra conectado en delta, lo cual corresponde a un voltaje de línea igual al voltaje de fase el cual para Colombia es de 127 V RMS y una potencia de 15 KW de acuerdo a la tabla 4, teniendo en cuenta que esta sera transmitida al disco giratorio, 1475 rpm la cual es una velocidad media para estas aplicaciones y minimiza cambios en la aceleración , por ultimo es un motor de 4 polos.

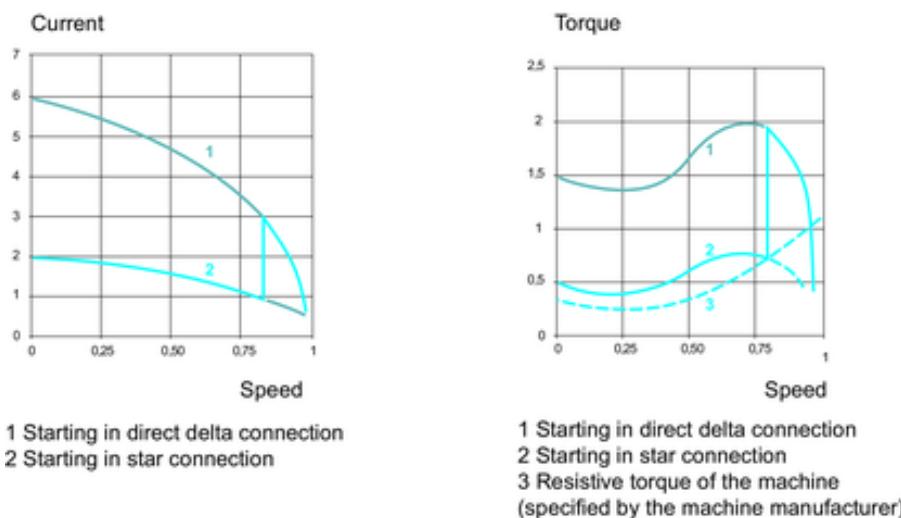


Figura 16: Comparación de tipos de arranque

- **Torque del motor:** Con la potencia y la velocidad angular del motor, se logra obtener el torque que idealmente entrega el motor usando la siguiente relación:

$$P = \tau \cdot \omega$$

De tal forma que el torque que idealmente entregaría el motor es de $97,12 \text{ N} \cdot \text{m}$ (Los cálculos se hicieron con unidades del sistema internacional, es decir, la potencia en W y la velocidad angular en rad/s).

El torque calculado anteriormente es el ideal y por tanto el máximo debido a que los motores eléctricos en el proceso de conversión de energía eléctrica en mecánica, pierden un poco de esa energía, tal comportamiento lo modelamos con un factor denominado eficiencia.

- Selección del motor:** Con los datos de potencia, torque y velocidad angular, se procede a seleccionar un motor eléctrico del catálogo de Siemens que cumpla con los requerimientos planteados anteriormente y los datos calculados, se selecciona un motor trifásico de **4 polos** y **15 kW** con una velocidad nominal de **1475 rpm** tipo **1LE160ZLL4P**, tal motor tiene una eficiencia del **91.5 %** y un factor de potencia de **0,82**, además se sabe que por sus siglas, es **un motor con rotor jaula de ardilla**; Las demás especificaciones técnicas del motor se encuentran adjuntas en los anexos.

Nota: Los motores con rotor jaula de ardilla, Siemens los denomina con las siguientes abreviaciones: 1LA, 1LE , 1LG, 1LL, 1LP, 1MA, 1MJ, 1PP o 1PQ.

Datos de motor / Motor data																				
U [V]	D/Y	f _N [Hz]	P _N [kW]	P _N [hp]	I _N [A]	n _N [r/min]	T _N [Nm]	IE-CL	Modo de operación	n ₂ [r/min]	T ₂ [Nm]	f _B	η [%]	cos φ	I _A /I _N	T _A /T _N	T _H /T _N			
230	D	50	15,00	20,12	49,60	1.475	97,12	IE3	S1	253,87	564,2	1,20	92,1	92,3	91,5	0,82	8,50	2,50	3,80	2,80
400	Y	50	15,00	20,12	28,50	1.475	97,12	IE3	S1	253,87	564,2	1,20	92,1	92,3	91,5	0,82	8,50	2,50	3,80	2,80
460	Y	60	15,00	20,12	25,00	1.780	80,48	IE3	S1	306,37	467,5	1,44	93,0	92,8	91,4	0,81	9,50	2,90	4,30	3,20

Tipo de motor	Motor trifásico 1LE con rendimiento Premium 1LE160ZLL4P
Motor type	1LE motor with Premium Efficiency LE160ZLL4P
Número de polos	4 polos
Number of poles	4-pole
Grado de protección	(K01) IP55
Degree of protection	(K01) IP55
Clase de temperatura	155 (F)
Thermal class	155 (F)
Momento de inercia J _{mot}	0,08500 kgm ²
Moment of inertia J _{mot}	0,08500 kgm ²
Posición de la caja de bornes	(M64) 3B
Terminal box position	(M64) 3B
Conexión eléctrica en la caja de bornes	Pasacables métrico
Electrical connection at terminal box	Cable gland metric
Ventilación	Ventilador estándar
Ventilation	Standard fan

Figura 17: Resumen datasheet del motor con su reductor seleccionado

- Corrientes del motor:** El fabricante asegura en su datasheet mostrado en la figura 17 que la corriente nominal del motor para una conexión en delta a 220 V es de **49,60 A**, además indica que la corriente de arranque es 8,5 veces la nominal, es decir **421,6 A**.
Para el cálculo de las corrientes de disparo se sigue el siguiente criterio:

$$I_D = (1,15 \text{ a } 1,25) I_N \quad (1)$$

A criterio del diseñador, se selecciona un factor de 1,2 dado que es el valor medio del rango posible de valores para el factor de la corriente de disparo, obteniendo una $I_D = 59,52 \text{ A}$.

2. Selección de elementos de protección y mando:

Para la selección de los elementos de protección y mando del motor, fué necesario realizar una simulación en CADE SIMU para obtener el esquemático de las conexiones entre los elementos de potencia y mando para un arranque estrella-delta, obteniendo el siguiente circuito de potencia y de control:

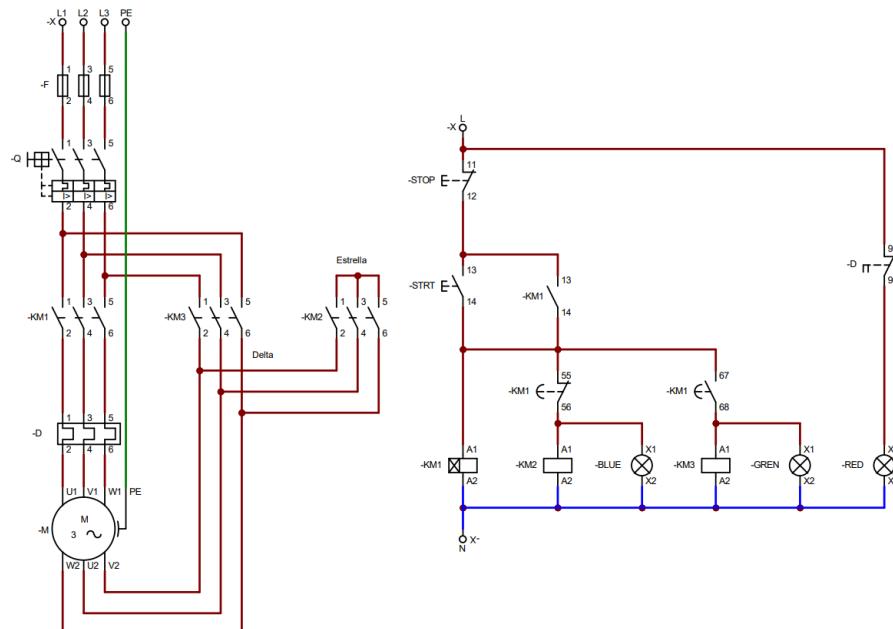


Figura 18: Circuito de potencia y control para arranque estrella-delta de un motor trifásico

Del esquemático anterior se logra identificar que para el circuito de potencia es necesario 3 contactores tri-filares con el objetivo de contar con un arranque estrella-delta, además de un guarda-motor o interruptor termo-magnético con el fin de proteger todo el circuito, adicionalmente, se requiere un interruptor térmico como protección adicional del actuador, en este caso el motor trifásico, como protección adicional se pueden colocar unos fusibles para proteger todo el circuito de picos de corriente, sin embargo esta labor ya la cumple el interruptor termo-magnético. Para el circuito de control, es necesario contar con un relé temporizador ya que es necesario commutar entre la conexión estrella a delta luego de que el motor alcance su velocidad nominal, además es necesario el uso de las bobinas y los contactos de los contactores para controlar las secuencias de activación y desactivación de los esquemas estrella y delta (Las bobinas y los contactos hacen parte del circuito de mando y de control).

Los elementos de protección fueron seleccionados teniendo en cuenta los valores de corriente del datasheet mostrado en el anexo.

■ **Guarda-motor:**

El guarda-motor o interruptor termo-magnético es un elemento de protección del circuito de potencia, tal elemento se encuentra generalmente entre las líneas de tensión y los contactores principales, por tal motivo se selecciona un guarda-motor en función de la corriente de línea nominal escalada por el factor de servicio determinado en 1,2 , por lo que la corriente que determina la selección del guarda-motor es de 59,52 A.

Se selecciona un guarda-motor de la marca Siemens de referencia **3RV2142-4KA10** el cuál tiene una corriente de disparo regulable entre 57 a 75 A, un rango ideal sobretodo porque el motor con el tiempo pierde eficiencia y comienza a consumir mas corriente, tal interruptor termo-magnético permite un amplio rango de regulación para su corriente de disparo y corregir el desgaste habitual. El guarda-motor es de clase 10, lo cuál indica que para un correcto funcionamiento del interruptor termo-magnético, el motor debe tener un tiempo de arranque inferior a 10 segundos y es una consideración importante al momento de seleccionar el motor y el guarda-motor, para nuestro caso suponemos que el tiempo de arranque del motor seleccionado es inferior a 10 segundos dado que el datasheet no especifica ese tiempo y los motores de potencias inferiores a 30 HP no suelen tener tiempos de arranque superiores a 10 segundos, otro detalle técnico importante de resaltar es su capacidad interruptiva, es decir, la corriente máxima que pueden soportar sin dañarse, para nuestro caso de 100 kA, lo cual lo hace un guarda-motor robusto y en la aplicación una buena inversión a largo plazo.

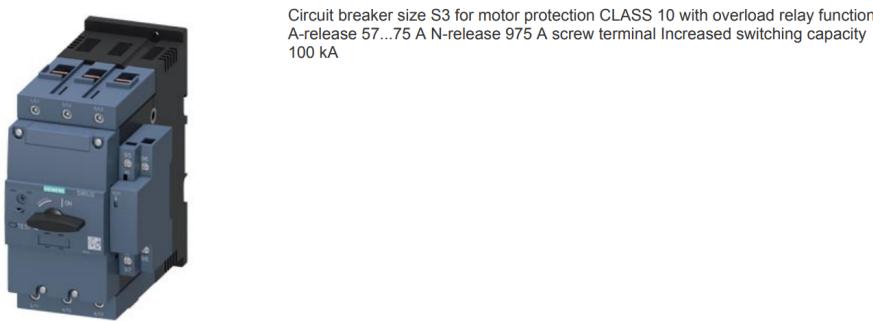


Figura 19: Guarda-motor Siemens de referencia 3RV2142-4KA10

■ **Contactores:**

Dado que se requiere un arranque estrella-delta, es necesario en el circuito de potencia 3 contactores, uno principal, otro para la conexión delta y otro para la conexión estrella.

Debido a que estos contactores controlan la corriente que pasa a través de las bobinas del motor, estos elementos se seleccionan en base a la corriente nominal de línea que según el datasheet del fabricante es igual a 49,6 A.

Sin embargo es importante no solo tener en cuenta la corriente nominal del contactor, sino también el voltaje de la bobina del contactor, en nuestro caso la bobina debe funcionar con un voltaje de fase AC de 127 V, notese que está conectado a fase y a neutro según la figura 18, la elección de una bobina de voltaje AC se realizó con la justificación de disminuir los costos de ensamblaje del tablero de control ya que no requiere una fuente externa DC para su funcionamiento.

Se selecciona un interruptor de referencia **3RT2045-1AK60** de clase S3 el cuál cuenta con una bobina de 120 V AC, compatible con motores de potencia de máximo 37 kW con contactos NO y NC, soporta corrientes de máximo 80 A que en el catálogo de Siemens es el primer valor de corriente normalizada en contactores que cumple con nuestros requerimientos de corriente de línea, además permite un rango de corriente previniendo desgastes naturales en la eficiencia y el consumo de corriente del motor.



power contactor, AC-3e/AC-3, 80 A, 37 kW / 400 V, 3-pole, 110 V AC, 50 Hz / 120 V, 60 Hz, auxiliary contacts: 1 NO + 1 NC, screw terminal, size: S3

Figura 20: Contactor Siemens de referencia 3RT2045-1AK60 con bobina AC

■ **Relé Temporizador:**

Para obtener un arranque estrella-delta, es necesario el uso de temporizadores que indiquen en qué momento se debe hacer la conmutación entre esquemas, Siemens ofrece temporizadores especialmente diseñados para arranques estrella-delta, se selecciona un relé de tiempo de referencia **3RP2574-1NW30**, el cuál cuenta con un tiempo de activación regulable entre 1 y 20 segundos, congruente con el tiempo de arranque del motor inferior a 10 segundos, además soporta voltajes AC de entre 12 a 240 V con frecuencia de 50 o 60 Hz (La alimentación del circuito de control es una fase).



Timing relay, electronic with star-delta (wye-delta) function 1 NO delayed 1 NO instantaneous 1 time range, 1...20 s 12-240 V AC/DC at 50/60 Hz AC screw terminal

Figura 21: Relé de tiempo Siemens de referencia 3RP2574-1NW30 con bobina AC

■ **Interruptor térmico:**

El interruptor o relé térmico es una protección del actuador, en nuestro caso el motor el cual se abre en caso de sobre-corrientes, tal relé debe estar calibrado a la corriente nominal del motor, además debe ser de clase S3 debido a que es el tamaño de los contactores, por lo cual se selecciona un relé de referencia **3RB3046-1XB0** de la marca Siemens, tal relé permite ajustar la sobre-corriente de disparo en un rango de entre 32 y 105 A, lo cual es ideal para nuestro motor cuya corriente nominal es de 49,6 A y es de clase 10E, congruente con la selección del guarda-motor ya que nuestro motor no debe tardar más de 10 segundos en arrancar. Es importante recalcar que la duración del arranque se ve afectada por factores como la carga del motor, la relación de inercia o el acople, factores importantes a tener en cuenta para una selección más precisa de los elementos.



Relé de sobrecarga 32...115 A electrónico para protección de motores tamaño S3, clase 10E para montar en contactor Circuito principal: atomillable circuito auxiliar: atomillable Rearme manual/automático

Figura 22: Relé térmico Siemens de referencia 3RB3046-1XB0

■ Pulsadores y LED's indicadores:

Se requiere seleccionar 2 pulsadores de acción momentánea para el circuito de mando, un pulsador tendrá la función de encender el motor (start), y el otro de apagarlo (stop), tomando el catálogo de EATON, se seleccionan dos pulsadores de la serie RMQ-Titan codificados como muestra la figura 23, se selecciona un pulsador plateado para el stop de referencia **M22-D-R-GB0-K01**, y un pulsador plateado para el start de referencia **M22-D-G-GB1-K10**, ambos de 22,5 mm de diámetro sin iluminación como se evidencia en la figura 24.

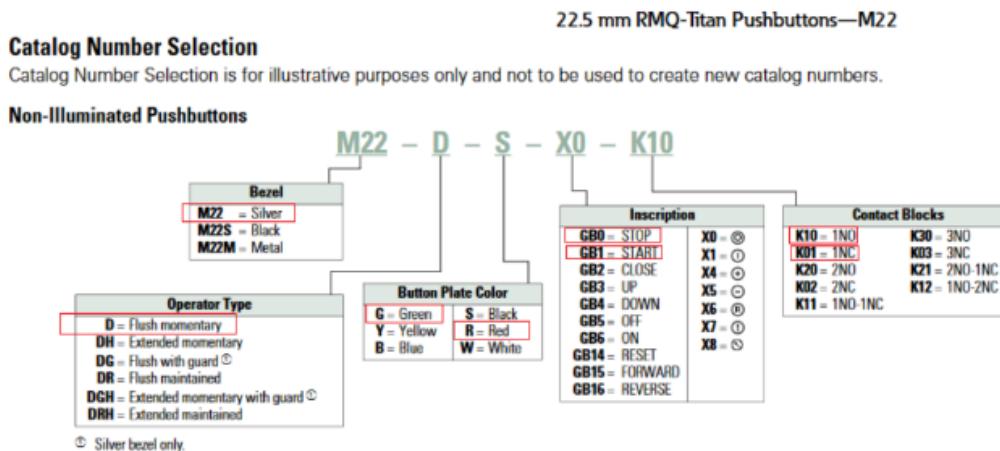


Figura 23: Catálogo de luces indicadoras CGX

Product Selection

Non-illuminated Pushbuttons, Flush, Momentary



Button Color	Contact Block Configuration	Silver Bezel Catalog Number	Black Bezel Catalog Number	Metal Bezel Catalog Number
Black	NO	M22-D-S-K10	M22S-D-S-K10	M22M-D-S-K10
	NC	M22-D-S-K01	M22S-D-S-K01	M22M-D-S-K01
	2NO	M22-D-S-K20	M22S-D-S-K20	M22M-D-S-K20
	2NC	M22-D-S-K02	M22S-D-S-K02	M22M-D-S-K02
	1NO-1NC	M22-D-S-K11	M22S-D-S-K11	M22M-D-S-K11
Red	NO	M22-D-R-K10	M22S-D-R-K10	M22M-D-R-K10
	NC	M22-D-R-K01	M22S-D-R-K01	M22M-D-R-K01
	2NO	M22-D-R-K20	M22S-D-R-K20	M22M-D-R-K20
	2NC	M22-D-R-K02	M22S-D-R-K02	M22M-D-R-K02
	1NO-1NC	M22-D-R-K11	M22S-D-R-K11	M22M-D-R-K11
Green	NO	M22-D-G-K10	M22S-D-G-K10	M22M-D-G-K10
	NC	M22-D-G-K01	M22S-D-G-K01	M22M-D-G-K01
	2NO	M22-D-G-K20	M22S-D-G-K20	M22M-D-G-K20
	2NC	M22-D-G-K02	M22S-D-G-K02	M22M-D-G-K02
	1NO-1NC	M22-D-G-K11	M22S-D-G-K11	M22M-D-G-K11
Button Color	Inscription	Silver Bezel Catalog Number	Black Bezel Catalog Number	Metal Bezel Catalog Number
Black	—	M22-D-S	M22S-D-S	M22M-D-S
Red	—	M22-D-R	M22S-D-R	M22M-D-R
STOP	M22-D-R-CB0	M22S-D-R-CB0	—	—
	◎	M22-D-R-X0	M22S-D-R-X0	M22M-D-R-X0
Green	—	M22-D-G	M22S-D-G	M22M-D-G
START	M22-D-G-CB1	M22S-D-G-CB1	M22M-D-G-CB1	M22M-D-G-CB1
	①	M22-D-G-X1	M22S-D-G-X1	M22M-D-G-X1
White	—	M22-D-W	M22S-D-W	M22M-D-W
Blue	—	M22-D-B	M22S-D-B	M22M-D-B
Yellow	—	M22-D-Y	M22S-D-Y	M22M-D-Y
—	M22-D-X-SRG ②	M22S-D-X-SRG ②	M22M-D-X-SRG ②	M22M-D-X-SRG ②
	—	M22-D-X-SWRGYB ②	M22S-D-X-SWRGYB ②	M22M-D-X-SWRGYB ②

Figura 24: Catálogo de luces indicadoras CGX

Se requieren 3 LED's indicadores de diferente color con un voltaje de operación de 120 V, tomando el catálogo de luces indicadoras de la serie GCX del fabricante AutomationDirect, se selecciona una luz indicadora de color verde de referencia **GCX1232-120L**, otra de color rojo de referencia **GCX1231-120L** y otra de color azul de referencia **GCX1234-120L**, las 3 con un diámetro de 22 mm.

22mm LED Pilot Lights						
Part Number	Lamp Color	Price	Drawing Link	Description	Replacement Incandescent Bulb 5 per pack	Replacement LED Lamp 2 per pack
LED						
GCX1231-24L	Red	\$16.50	PDF	22mm metal LED illuminated pilot light. 24VDC/VAC	ECX1902-5, 80mA	ECX1911-2, 26mA
GCX1231-120L	Red	\$17.50	PDF	22mm metal LED illuminated pilot light. 120VDC/VAC	ECX1904-5, 20mA	ECX1921-2, 5mA
GCX1232-24L	Green	\$16.50	PDF	22mm metal LED illuminated pilot light. 24VDC/VAC	ECX1902-5, 80mA	ECX1912-2, 26mA
GCX1232-120L	Green	\$17.50	PDF	22mm metal LED illuminated pilot light. 120VDC/VAC	ECX1904-5, 20mA	ECX1922-22, 5mA
GCX1233-24L	Yellow	\$16.50	PDF	22mm metal LED illuminated pilot light. 24VDC/VAC	ECX1902-5, 80mA	ECX1913-2, 26mA
GCX1233-120L	Yellow	\$17.50	PDF	22mm metal LED illuminated pilot light. 120VDC/VAC	ECX1904-5, 20mA	ECX1923-2, 5mA
GCX1234-24L	Blue	\$16.50	PDF	22mm metal LED illuminated pilot light. 24VDC/VAC	ECX1902-5, 80mA	ECX1914-2, 26mA
GCX1234-120L	Blue	\$17.50	PDF	22mm metal LED illuminated pilot light. 120VDC/VAC	ECX1904-5, 20mA	ECX1924-2, 5mA
GCX1235-24L	Clear	\$18.50	PDF	22mm metal LED illuminated pilot light. 24VDC/VAC	ECX1902-5, 80mA	ECX1915-2, 26mA
GCX1235-120L	Clear	\$20.00	PDF	22mm metal LED illuminated pilot light. 120VDC/VAC	ECX1904-5, 20mA	ECX1925-2, 5mA
GCX1236-24L	White	\$18.50	PDF	22mm metal LED illuminated pilot light. 24VDC/VAC	ECX1902-5, 80mA	ECX1915-2, 26mA
GCX1236-120L	White	\$20.00	PDF	22mm metal LED illuminated pilot light. 120VDC/VAC	ECX1904-5, 20mA	ECX1925-2, 5mA

Figura 25: Catálogo de luces indicadoras CGX

■ Breaker de control:

Para seleccionar el breaker de control adecuado, es necesario conocer la cantidad de corriente que el circuito de control va a consumir, este circuito está compuesto por las tres bobinas del contactor,

tres luces indicadoras, un temporizador y tres pulsadores, sin embargo, durante el encendido, solo dos contactores, una luz indicadora y el temporizador funcionarán al mismo tiempo, además, los pulsadores no consumen corriente eléctrica.

Por lo tanto, se calcula la corriente que consumen dos bobinas de contactor, una luz indicadora y el temporizador, tales datos se encuentran en la hoja técnica de los elementos adjuntos en el anexo.

I. Bobina del contactor: 0,125 A

apparent holding power of magnet coil at AC	
• at 50 Hz	22 VA
• at 60 Hz	22 VA

Figura 26: Potencia aparente de la bobina de los contactores

power loss [W] for rated value of the current	
• at AC in hot operating state	15.9 W
• at AC in hot operating state per pole	5.3 W
• without load current share typical	22 W

Figura 27: Potencia activa de la bobina de los contactores

Tomando la potencia activa de retención de la bobina que es la potencia que consume el inductor cuando está cerrado, se despeja la corriente con el valor de voltaje:

$$I_{Contactor} = \frac{P_{retención}}{127 V} = \frac{15,9 W}{127 V} = 0,125 A$$

II. Relé de tiempo: 3 A

operational current of auxiliary contacts at AC-15	
• at 24 V	3 A
• at 250 V	3 A

Figura 28: Corriente Relé de Tiempo

III. LED's indicadores: 5 mA

Como se muestra en la figura 25, las luces indicadoras con bombillas de tecnología LED, consumen 5 mA.

Tomando la suma de las corrientes de todos los elementos presentes en el circuito de control:

$$I_{Control} = 2 \cdot I_{Contactor} + I_{Relé} + I_{LED} = 3,255 A$$

Por lo que se debe elegir un breaker de control con una corriente nominal mayor a 3,255 A, se selecciona un breaker monopolar de referencia **EZ9F33104** de la marca Schneider con capacidad de 4 A que permite funcionamiento a 127 V AC de capacidad interruptiva de 5000 A y curva de disparo tipo C, lo que indica que se dispara con una corriente de 5 a 10 veces la corriente de plena carga.



Miniature circuit breaker, Easy9, 1P,
4 A, C curve, 3000 A

EZ9F33104

Main

Range	Easy9
Device application	Distribution
Product or component type	Miniature circuit-breaker
Device short name	Easy9 MCB
Poles	1P
Number of protected poles	1
[In] rated current	4 A
Network type	AC
Trip unit technology	Thermal-magnetic
Curve code	C
Breaking capacity	3000 A Icn at 230 V AC 50/60 Hz conforming to IEC 60898-1 5000 A Icn at 127 V AC 50/60 Hz conforming to IEC 60898-1

Figura 29: Breaker de control Schneider

3. Selección de elementos de la instalación:

■ Cable y calibre requerido:

Siguiendo las recomendaciones de la RETIE (Reglamento técnico de instalaciones eléctricas), se seleccionan los diámetros de los cables con base en los siguientes cálculos:

$$I_{AD} = fN \times fT \times It \quad [A]$$

Donde:

I_{AD} = Corriente admisible corregida (A)

fN = Factor de corrección por número de conductores

fT = Factor de corrección por temperatura

It = Corriente admisible por sección de conductor según tablas (A)

De tal forma que:

$$It = \frac{I_{AD}}{fN \times fT} \quad [A]$$

Temperatura Ambiente °C	Factor
Más de 30 hasta 35	0,94
Más de 35 hasta 40	0,87
Más de 40 hasta 45	0,80
Más de 45 hasta 50	0,71
Más de 50 hasta 55	0,62

Figura 30: Factor de corrección a la temperatura

Cantidad de Conductores	Factor
4 a 6	0,8
7 a 24	0,7
25 a 42	0,6
Sobre 42	0,5

Figura 31: Factor de corrección por número de conductores

■ **Circuito de potencia:**

Dado que suponemos que la máquina que se está diseñando se encuentra ubicada en la ciudad de Bogotá en donde la temperatura ambiente promedio es 14.06 °C, muy por debajo de los 30 °C en los cuales inicia la figura 30, el factor de corrección a la temperatura es de 1. Se tienen en total 7 cables para el motor(U1, V1, W1, W2, U2, V2, y PE), sin embargo a lo sumo irán 4 juntos por el mismo Conduit, por lo que el factor de corrección por número de conductores es 0,8 en base a la figura 31.

Se tiene que:

$$I_t = \frac{49,6 \cdot 1,2}{0,8 \times 1} [A]$$

La intensidad de corriente admisible corregida en el circuito de potencia para el motor configurado en conexión delta es de 60 A (La corriente admisible corregida se tomó teniendo en cuenta los datos suministrados en el catálogo por el fabricante), por lo que se selecciona un área para conductores de cobre de $21,15 \text{ mm}^2$ o 4 AWG, la selección del diámetro se realizó en base a la figura 95 del anexo teniendo en cuenta una temperatura de servicio menor a 60 °C. Finalmente el diámetro del conductor de cobre requerido es 5,18 mm.

■ **Circuito de control o mando:**

Para el circuito de control o mando, con base en la selección de los elementos de control en la sección 2, teniendo en cuenta que solo van 2 cables del circuito de control por las canaletas, el factor de corrección por número de conductores es igual a 1, por lo que:

$$I_t = \frac{3,255 \cdot 1,2}{0,8 \times 1} [A]$$

La corriente admisible por sección de conductor es de 4,8825 A, se selecciona un diámetro para conductores de cobre de $0,51 \text{ mm}^2$ o 20 AWG teniendo en cuenta una temperatura de servicio a 60° C.

■ **Borneras:**

Para el tablero eléctrico se requieren borneras que soporten la corriente nominal y tensión del motor, por lo que deben soportar como mínimo corrientes de 49,6 A y 220 V además de permitir conexión de cables de mínimo 4 AWG, se utilizarán tres borneras para conectar el tablero de distribución a las terminales U1, V1 y W1 del motor, otras tres borneras para conectar las terminales U2, V2 y W2 del motor al tablero y un borne de 3 conexiones verde-amarillo para conectar el tablero y el motor a tierra, por lo que se seleccionan dos borneras de dos conexiones, y otra de tres.

Para las conexiones del motor se seleccionan borneras de dos conexiones de color gris de la serie UTI, más específicamente **UTI-16** de la marca **Phoenix Contact** y para la conexión a tierra una bornera verde-amarillo de tres conexiones de referencia **UTI 16-PE**, ambas soportan calibre de cable de máximo 4 AWG y mínimo 10 AWG, 400 V de tensión nominal y 76 A de corriente nominal.



Borna de instalación, tensión nominal: 400 V, corriente nominal: 76 A, Conexión por tornillo, 1er piso, conexión a la derecha, Sección de dimensionamiento: 16 mm^2 , sección: $6 \text{ mm}^2 - 25 \text{ mm}^2$, clase de montaje: NS 35/7,5, NS 35/15, color: gris

Figura 32: Bornera de paso



Borne de tierra para distribución, número de conexiones: 2, número de polos: 1, tipo de conexión: Conexión por tornillo, 1er piso, conexión a la derecha, Sección de dimensionamiento: 16 mm², sección: 6 mm² - 25 mm², tipo de fijación: Pie PE con tornillo de fijación, M4, clase de montaje: NS 35/7,5, NS 35/15, color: amarillo-verde

Figura 33: Bornera de Tierra

■ **Canaletas:**

En base al calibre de cable mas grueso en el tablero de control (4 AWG), cuyo diámetro es de 5,18 mm, en total se tienen 6 cables de ese calibre por la misma canaleta, además por el circuito de control los cables son de 20 AWG, es decir, de un diámetro de 0,8 mm y a lo sumo abran 4 cables por la misma canaleta obteniendo un total de 34,28 mm de diámetro de cable por la misma canaleta.

En base a las dimensiones anteriores, se seleccionó una canaleta de 60 mm de ancho de la marca **c3controls**, la cual es la referencia mas angosta que ofrece dicha marca.



Figura 34: Canaleta

■ **Cofre eléctrico:**

Finalmente, se escogió una caja del tablero de control que cumpliera con las dimensiones necesarias para alojar todos los elementos. Para ello, se realizó una suma basada en las dimensiones de los elementos indicadas en la sección BOM (Sección 6) y se consultó el catálogo de armarios de la empresa Schneider. Se decidió seleccionar un armario con tapa metálica de tamaño 600x400x250mm, específicamente el modelo NSYCRN64250P, como se muestra en la figura 35. Estas dimensiones fueron consideradas adecuadas para garantizar la seguridad de todos los componentes y proporcionar el espacio suficiente para los cables.

Specifications				Spacial CRN - CRNG				
Dimensions		No. of doors	IP	Weight (1)	Plain door with mounting plate	Plain door without mounting plate	Glazed door without mounting plate	
H	W	D						
CRN Wall-mounting steel enclosures								
200	200	150	1	66	2.5	-	NSYCRN22150 (2)	
		300	1	66	3.9	-	NSYCRN23150 (2)	
250	200	150	1	66	3.2	NSYCRN252150P	NSYCRN252150	
300	250	150	1	66	4.2	NSYCRN325150P	NSYCRN325150	
		200	1	66	4.9	NSYCRN325200P	NSYCRN325200T	
		300	150	1	66	5.0	NSYCRN33150P	NSYCRN33150
		200	1	66	6.0	NSYCRN33200P	NSYCRN33200	
		400	200	1	66	6.4	-	NSYCRN34200
		450	150	1	66	6.7	NSYCRN345150 (2)	-
400	300	150	1	66	6.0	NSYCRN43150P	NSYCRN43150	
		200	1	66	6.8	NSYCRN43200P	NSYCRN43200	
		400	200	1	66	8.0	NSYCRN44200P	NSYCRN44200T
		600	250	1	66	10.0	NSYCRN46250P	NSYCRN46250T
			300	1	66	11.2	-	NSYCRN46300
500	400	150	1	66	8.7	NSYCRN54150P	NSYCRN54150	
		200	1	66	9.8	NSYCRN54200P	NSYCRN54200	
		250	1	66	11.0	NSYCRN54250P	NSYCRN54250T	
		500	250	1	66	12.8	NSYCRN55250P	NSYCRN55250T
600	400	150	1	66	9.3	NSYCRN64150P	NSYCRN64150	
		200	1	66	10.8	NSYCRN64200P	NSYCRN64200	
		250	1	66	12.3	NSYCRN64250P	NSYCRN64250	
500	150	1	66	11.3	NSYCRN65150P	NSYCRN65150		
		200	1	66	14.3	NSYCRN65200P	NSYCRN65200T	
		250	1	66	16.2	NSYCRN65250P	NSYCRN65250T	
600	200	1	66	16.3	-	NSYCRN66200	NSYCRN66200T	
		250	1	66	18.2	NSYCRN66250P	NSYCRN66250T	
		300	1	66	19.8	NSYCRN66300P	NSYCRN66300T	
		800	300	1	66	26.0	-	NSYCRN68300
								NSYCRN68300T

Figura 35: Tablero del catálogo de Schneider

3.2. Motor para el movimiento del brazo:

1. Cálculos del motor:

- Velocidad angular del motor:** El brazo es una pieza que realiza un movimiento de traslación unidireccional sobre el eje x, el movimiento que describe es de ida y vuelta utilizando como mecanismo que convierte el movimiento rotacional del motor en lineal es un tornillo sin fin, por lo que se requiere poder invertir el giro del motor, además de un arranque estrella-delta por temas de eficiencia del motor expuestos en la subsección anterior.
Para este método de arranque, la conexión de operación es la conexión delta, por lo que para el cálculo de las rpm's, se considerara el caso en el cuál el motor se encuentra conectado en delta, lo cual corresponde a un voltaje de línea igual al voltaje de fase el cual para Colombia es de 127 V RMS y 60 Hz, se requiere una velocidad nominal de salida de entre 10 y 20 rpm dado que se utilizará para mover el husillo del sistema de movimiento del cabezal, por lo que tomando el catálogo de Siemens, se selecciona un motor con reductor de 4 polos y velocidad de salida del reductor de 13,93 rpm con un consumo eléctrico de 28,9 kW.
- Torque del motor:** Con la potencia y la velocidad angular del motor, se logra obtener el torque que idealmente entrega el motor usando la siguiente relación:

$$P = \tau \cdot \omega$$

De tal forma que el torque que idealmente entregaría el motor es de $46,53 \text{ N} \cdot \text{m}$ (Los cálculos se hicieron con unidades del sistema internacional, es decir, la potencia en W y la velocidad angular en rad/s).

El torque calculado anteriormente es el ideal y por tanto el máximo debido a que los motores eléctricos en el proceso de conversión de energía eléctrica en mecánica, pierden un poco de esa energía, tal comportamiento lo modelamos con un factor denominado eficiencia.

- Selección del motor:** Con los datos de potencia, torque y velocidad angular, se procede a seleccionar un motor eléctrico del catálogo de Siemens que cumpla con los requerimientos planteados anteriormente y los datos calculados, se selecciona un motor trifásico de **4 polos** y **8,6 kW** con una velocidad nominal de **1765 rpm** tipo **1LE132ZMS4P**, tal motor tiene una eficiencia del **91.7 %** y un factor de potencia de **0,85**, además se sabe que por sus siglas, **es un motor con rotor jaula de ardilla**; Las demás especificaciones técnicas del motor se encuentran adjuntas en los anexos.

Datos de motor / Motor data																		
U [V]	D/Y	f _N [Hz]	P _N [kW]	P _N [hp]	I _N [A]	n _N [r/min]	T _N [Nm]	IE-CL	Modo de operación	n ₂ [r/min]	T ₂ [Nm]	f _B	η [%]	cos φ	I _A /I _N	T _A /T _N	T _H /T _N	
220	D	60	8,60	11,53	28,90	1.765	46,53	IE3	S1	13,93	5.893,2	0,82	91,7	0,85	8,40	2,30	3,60	2,30
380	Y	60	8,60	11,53	16,70	1.765	46,53	IE3	S1	13,93	5.893,2	0,82	91,7	0,85	8,40	2,30	3,60	2,30
Tipo de motor Motor type		Motor trifásico 1 LE con rendimiento Premium LE132ZMS4P 1LE motor with Premium Efficiency LE132ZMS4P																
Número de polos Number of poles		4 polos 4-pole																
Grado de protección Degree of protection		(K01) IP55 (K01) IP55																
Clase de temperatura Thermal class		155 (F) 155 (F)																
Momento de inercia J_{mot} Moment of inertia J _{mot}		0,04600 kgm ² 0.04600 kgm ²																
Posición de la caja de bornes Terminal box position		(M55) 1A (M55) 1A																
Conexión eléctrica en la caja de bornes Electrical connection at terminal box		Pasacables métrico Cable gland metric																
Ventilación Ventilation		Ventilador estándar Standard fan																

Figura 36: Resumen datasheet del motor con su reductor seleccionado

- Corrientes del motor:** El fabricante asegura en su datasheet mostrado en la figura 17 que la corriente nominal del motor para una conexión en delta a 220 V es de **28,90 A**, además indica que la corriente de arranque es 8,4 veces la nominal, es decir **242,76 A**.
Para el cálculo de las corrientes de disparo se sigue el criterio especificado en la ecuación 1:
A criterio del diseñador, se selecciona un factor de 1,2 dado que es el valor medio del rango posible de valores para el factor de la corriente de disparo, obteniendo una $I_D = 34,68 A$.

2. Selección de elementos de protección y mando:

Para obtener correctamente la lógica del circuito de potencia y mando, fue requerido realizar el esquemático del circuito en CADE-SIMU, a continuación se presenta el esquemático del circuito de potencia y mando para el motor que mueve el brazo:

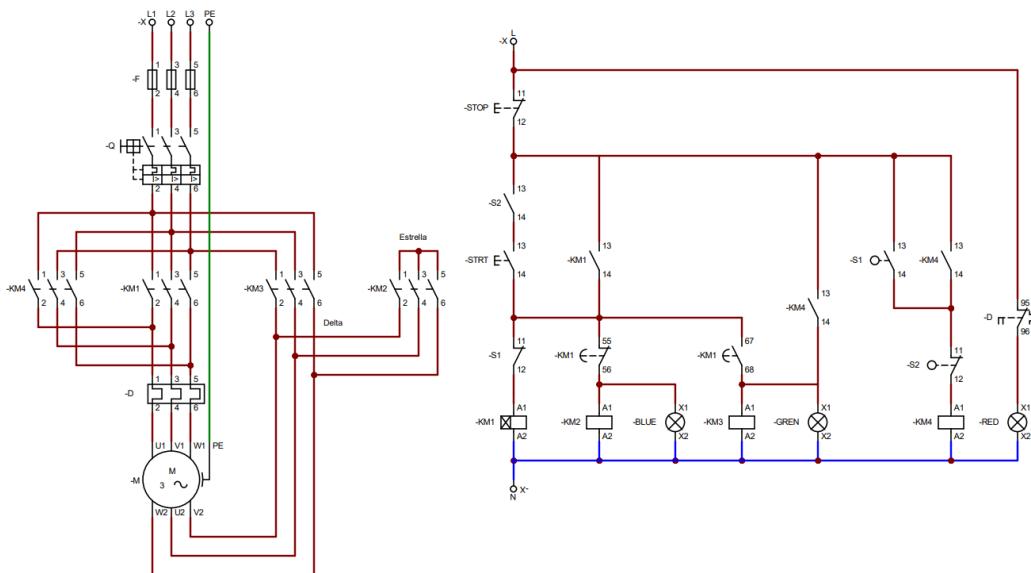


Figura 37: Circuito de potencia y control para arranque estrella-delta e inversión de giro

Se observa que este circuito es solo una generalización del circuito de arranque estrella-delta realizado anteriormente (en la subsección anterior detallado en la figura 18), lo único nuevo es la añadidura de un nuevo contactor el cuál permite la inversión de giro, y dos finales de carrera cuya funcionalidad es automatizar el movimiento de vuelta del brazo cuando llegue a la posición máxima establecida.

■ Guarda-motor:

Se selecciona un guarda-motor de la marca Siemens de referencia **3RV2021-4FA10** el cuál tiene una corriente de disparo regulable entre 34 a 40 A, un rango ideal sobretodo porque el motor con el tiempo pierde eficiencia y comienza a consumir mas corriente, tal interruptor termo-magnético permite un amplio rango de regulación para su corriente de disparo y corregir el desgaste habitual. El guarda-motor es de clase 10, lo cuál indica que para un correcto funcionamiento del interruptor termo-magnético, el motor debe tener un tiempo de arranque inferior a 10 segundos y es una consideración importante al momento de seleccionar el motor y el guarda-motor, para nuestro caso suponemos

que el tiempo de arranque del motor seleccionado es inferior a 10 segundos dado que el datasheet no especifica ese tiempo y los motores de potencias inferiores a 30 HP no suelen tener tiempos de arranque superiores a 10 segundos, otro detalle técnico importante de resaltar es su capacidad interruptiva, es decir, la corriente máxima que pueden soportar sin dañarse, para nuestro caso de 100 kA, lo cual lo hace un guarda-motor robusto y en la aplicación una buena inversión a largo plazo.



Interruptor automático tamaño S0 para protección de motores, CLASE 10
Disparador por sobrecarga con retardo según intensidad 34...40 A disparador de cortocircuito 480 A borne de tornillo poder de corte estándar

Figura 38: Guarda-motor Siemens de referencia 3RV2021-4FA10

■ Contactores:

Dado que se requiere un arranque estrella-delta y debe contar con inversión de giro, es necesario en el circuito de potencia 4 contactores, dos principales que definen el sentido de giro, otro para la conexión delta y otro para la conexión estrella.

Debido a que estos contactores controlan la corriente que pasa a través de las bobinas del motor, estos elementos se seleccionan en base a la corriente nominal de línea que según el datasheet del fabricante es igual a 28,9 A.

Sin embargo es importante no solo tener en cuenta la corriente nominal del contactor, sino también el voltaje de la bobina del contactor, en nuestro caso la bobina debe funcionar con un voltaje de fase AC de 127 V, note que está conectado a fase y a neutro según la figura 37, la elección de una bobina de voltaje AC se realizó con la justificación de disminuir los costos de ensamblaje del tablero de control ya que no requiere una fuente externa DC para su funcionamiento.

Se selecciona un interruptor de referencia **3RT2027-1AG20** de clase S0 el cuál cuenta con una bobina de 120 V AC, compatible con motores de potencia de máximo 15 kW con contactos NO y NC, soporta corrientes de máximo 32 A que en el catálogo de Siemens es el primer valor de corriente normalizada en contactores que cumple con nuestros requerimientos de corriente de línea nominal del motor, además permite un rango de corriente previniendo desgastes naturales en la eficiencia y el consumo de corriente del motor.



contactor de potencia, AC-3e/AC-3, 32 A, 15 kW/400 V, tripolar, 110 V AC, 50/60 Hz, contactos auxiliares: 1 NA + 1 NC, borne de tornillo, tamaño: S0

Figura 39: Contactor Siemens de referencia 3RT2027-1AG20 con bobina AC

■ Relé Temporizador:

Para obtener un arranque estrella-delta, es necesario el uso de temporizadores que indiquen en qué momento se debe hacer la conmutación entre esquemas, Siemens ofrece temporizadores especialmente diseñados para arranques estrella-delta, se selecciona un relé de tiempo de referencia **3RP2574-1NW30**, el mismo del circuito de mando para el motor de disco de corte ya que los circuitos son muy similares (véase la figura 21), el cuál cuenta con un tiempo de activación regulable entre 1 y 20 segundos, congruente con el tiempo de arranque del motor inferior a 10 segundos, además soporta

voltajes AC de entre 12 a 240 V con frecuencia de 50 o 60 Hz (La alimentación del circuito de control es una fase).

- **Interruptor térmico:**

El relé térmico debe estar calibrado a la corriente de disparo del motor, además debe ser de clase S0 debido a que es el tamaño de los contactores, por lo cual se selecciona un relé de referencia **3RU2126-4PB0** de la marca Siemens, tal relé permite ajustar la sobre-corriente de disparo en un rango de entre 30 y 36 A, lo cual es ideal para nuestro motor cuya corriente de disparo es de 34,68 A y es de clase 10, congruente con la selección del guarda-motor ya que nuestro motor no debe tardar más de 10 segundos en arrancar. Es importante recalcar que la duración del arranque se ve afectada por factores como la carga del motor, la relación de inercia o el acople, factores importantes a tener en cuenta para una selección más precisa de los elementos.



Relé de sobrecarga 30...36 A térmico para protección de motores tamaño S0, clase 10 para montar en contactor Circuito principal: atomillable Circuito auxiliar: atomillable Rearme manual/automático

Figura 40: Relé térmico Siemens de referencia 3RU2126-4PB0

- **Finales de carrera:** Los finales de carrera que serán montados encima de una viga con el propósito de detener un motor. Los finales de carrera son dispositivos electromecánicos utilizados para detectar la posición de un objeto o determinar cuando se alcanza un límite predeterminado. En este caso específico, se busca utilizar los finales de carrera como un mecanismo de seguridad para detener el funcionamiento del motor cuando alcance el otro extremo de la mesa. Se eligió el final de carrera **Omron D4N-2120**, el cual es ampliamente utilizado en aplicaciones industriales para detección de posición y límites. Este final de carrera es conocido por su fiabilidad, precisión y durabilidad.



General load/Micro load, IP67, Snap action, 1NC/1NO, Roller lever, G1/2, Number of conduit: 1, Front mounting

Actuator	Roller lever
Operating mechanism	Snap action
Contact form	1NC/1NO
Degree of protection	IP67

► [Item list of D4N](#)

Figura 41: Final de carrera Omron D4N-2120

- **Pulsadores y LED's indicadores:**

Se requiere seleccionar 3 pulsadores de acción momentánea para el circuito de mando, un pulsador tendrá la función de encender el motor (start), y el otro de apagarlo (stop), tomando el catálogo de EATON, se seleccionan dos pulsadores de la serie RMQ-Titan codificados como muestra la figura 23, se selecciona un pulsador plateado para el stop de referencia **M22-D-R-GB0-K01**, y un pulsador plateado para el start de referencia **M22-D-G-GB1-K10**, ambos de 22,5 mm de diámetro sin iluminación como se evidencia en la figura 24, tales pulsadores son los mismos que se seleccionaron para el circuito de mando del motor para el disco cortador.

Se requieren 3 LED's indicadores de diferente color con un voltaje de operación de 120 V, tomando el catálogo de luces indicadoras de la serie GCX del fabricante AutomationDirect, se selecciona una luz indicadora de color verde de referencia **GCX1232-120L**, otra de color rojo de referencia **GCX1231-120L** y otra de color azul de referencia **GCX1234-120L**, las 3 con un diámetro de 22 mm. Nuevamente, las luces indicadoras seleccionadas son las mismas del circuito de mando del motor para el disco cortador.

■ **Breaker de control:**

Para seleccionar el breaker de control adecuado, es necesario conocer la cantidad de corriente que el circuito de control va a consumir, este circuito está compuesto por las cuatro bobinas del contactor, tres luces indicadoras, un temporizador, tres pulsadores y dos finales de carrera, sin embargo, durante el encendido, máximo dos contactores, una luz indicadora, el temporizador y un final de carrera funcionarán al mismo tiempo, además, los pulsadores no consumen corriente eléctrica.

Por lo tanto, se calcula la corriente que consumen dos bobinas de contactor, una luz indicadora, el temporizador y un final de carrera, tales datos se encuentran en la hoja técnica de los elementos adjuntos en el anexo.

I. **Bobina del contactor:** 0,125 A

Dado que la bobina del contactor es AC de 120 V, consume la misma corriente que la bobina del contactor del circuito de mando del motor para el disco cortador (Figura 20), los valores de potencia aparente y activa de la bobina de los contactores se encuentra en la figura 26 y ?? respectivamente.

Tomando la potencia activa de retención de la bobina que es la potencia que consume el inductor cuando está cerrado, se despeja la corriente con el valor de voltaje:

$$I_{Contactor} = \frac{P_{retención}}{127\text{ V}} = \frac{15,9\text{ W}}{127\text{ V}} = 0,125\text{ A}$$

II. **Relé de tiempo:** 3 A

Dado que el relé de tiempo es exactamente el mismo del circuito de mando del motor para el disco cortador (Figura 21), los valores de corriente consumida son los mismos especificados en la figura 28.

III. **LED's indicadores:** 5 mA

Como se muestra en la figura 25, las luces indicadoras con bombillas de tecnología LED, consumen 5 mA.

IV. **Final de carrera:** Según el fabricante, los finales de carrera consumen individualmente 250 mA.

Tomando la suma de las corrientes de todos los elementos presentes en el circuito de control:

$$I_{Control} = 2 \cdot I_{Contactor} + I_{Relé} + I_{LED} + I_{FC} = 3,755\text{ A}$$

Por lo que se debe elegir un breaker de control con una corriente nominal mayor a 3,755 A, se selecciona un breaker monopolar de referencia **EZ9F33104** de la marca Schneider con capacidad de 4 A que permite funcionamiento a 127 V AC de capacidad interruptiva de 5000 A y curva de disparo tipo C, lo que indica que se dispara con una corriente de 5 a 10 veces la corriente de plena carga.



Miniature circuit breaker, Easy9, 1P,
4 A, C curve, 3000 A

EZF33104

Main

Range	Easy9
Device application	Distribution
Product or component type	Miniature circuit-breaker
Device short name	Easy9 MCB
Poles	1P
Number of protected poles	1
[In] rated current	4 A
Network type	AC
Trip unit technology	Thermal-magnetic
Curve code	C
Breaking capacity	3000 A Icn at 230 V AC 50/60 Hz conforming to IEC 60898-1 5000 A Icn at 127 V AC 50/60 Hz conforming to IEC 60898-1

Figura 42: Breaker de control Schneider

3. Selección de elementos de la instalación:

■ Cable y calibre requerido:

Siguiendo las recomendaciones de la RETIE (Reglamento técnico de instalaciones eléctricas), se seleccionan los diámetros de los cables con base en los siguientes cálculos:

$$I_{AD} = fN \times fT \times It \quad [A]$$

Donde:

I_{AD} = Corriente admisible corregida (A)

fN = Factor de corrección por número de conductores

fT = Factor de corrección por temperatura

It = Corriente admisible por sección de conductor según tablas (A)

De tal forma que:

$$It = \frac{I_{AD}}{fN \times fT} \quad [A]$$

Las tablas de factor a la corrección a la temperatura y por número de conductores se encuentran referenciadas en la figura 30 y 31 respectivamente.

■ Circuito de potencia:

Dado que suponemos que la máquina que se está diseñando se encuentra ubicada en la ciudad de Bogotá en donde la temperatura ambiente promedio es 14.06 °C, muy por debajo de los 30 °C en los cuales inicia la figura 30, el factor de corrección a la temperatura es de 1. Se tienen en total 7 cables para el motor(U1, V1, W1, W2, U2, V2, y PE), sin embargo a lo sumo irán 4 juntos por el mismo Conduit, por lo que el factor de corrección por número de conductores es 0,8 en base a la figura 31.

Se tiene que:

$$It = \frac{28,9 \cdot 1,2}{0,8 \times 1} \quad [A]$$

La intensidad de corriente admisible corregida en el circuito de potencia para el motor configurado en conexión delta es de 43,35 A (La corriente admisible corregida se tomó teniendo en cuenta los datos

suministrados en el catálogo por el fabricante), por lo que se selecciona un área para conductores de cobre de $13,30 \text{ mm}^2$ o 6 AWG, la selección del diámetro se realizó en base a la figura 95 del anexo teniendo en cuenta una temperatura de servicio menor a 60°C . Finalmente el diámetro del conductor de cobre requerido es 4,11 mm.

■ **Circuito de control o mando:**

Para el circuito de control o mando, con base en la selección de los elementos de control en la sección 2, teniendo en cuenta que solo van 2 cables del circuito de control por las canaletas, el factor de corrección por número de conductores es igual a 1, por lo que:

$$I_t = \frac{3,255 \cdot 1,2}{0,8 \times 1} \quad [A]$$

La corriente admisible por sección de conductor es de 4,8825 A, se selecciona un diámetro para conductores de cobre de $0,51 \text{ mm}^2$ o 20 AWG teniendo en cuenta una temperatura de servicio a 60°C .

■ **Borneras:**

Para el tablero eléctrico se requieren borneras que soporten la corriente nominal y tensión del motor, por lo que deben soportar como mínimo corrientes de 28,9 A y 220 V además de permitir conexión de cables de mínimo 6 AWG, se utilizarán tres borneras para conectar el tablero de distribución a las terminales U1, V1 y W1 del motor, otras tres borneras para conectar las terminales U2, V2 y W2 del motor al tablero y un borne de 3 conexiones verde-amarillo para conectar el tablero y el motor a tierra, por lo que se seleccionan dos borneras de dos conexiones, y otra de tres, la selección de las borneras es exactamente igual que para el circuito del motor del disco cortador.

Para las conexiones del motor se seleccionan borneras de dos conexiones de color gris de la serie UTI, más específicamente **UTI-16** de la marca **Phoenix Contact** y para la conexión a tierra una bornera verde-amarillo de tres conexiones de referencia **UTI 16-PE**, ambas soportan calibre de cable de máximo 4 AWG y mínimo 10 AWG, 400 V de tensión nominal y 76 A de corriente nominal. Tales referencias se encuentran en la figura 32 y la figura 33.

■ **Canaletas:**

En base al calibre de cable mas grueso en el tablero de control (6 AWG), cuyo diámetro es de 4,11 mm, en total se tienen 6 cables de ese calibre por la misma canaleta, además por el circuito de control los cables son de 20 AWG, es decir, de un diámetro de 0,8 mm y a lo sumo abran 4 cables por la misma canaleta obteniendo un total de 27,86 mm de diámetro de cable por la misma canaleta.

En base a las dimensiones anteriores, se seleccionó una canaleta de 60 mm de ancho de la marca **c3controls**, la cual es la referencia mas angosta que ofrece dicha marca (Véase la figura 34).

■ **Cofre eléctrico:**

Finalmente, se escogió una caja del tablero de control que cumpliera con las dimensiones necesarias para alojar todos los elementos. Para ello, se realizó una suma basada en las dimensiones de los elementos indicadas en la sección BOM (Sección 6) y se consultó el catálogo de armarios de la empresa Schneider. Se decidió seleccionar un armario con tapa metálica de tamaño 600x400x250mm, específicamente el modelo **NSYCRN64250P**, como se muestra en la figura 35. Estas dimensiones fueron consideradas adecuadas para garantizar la seguridad de todos los componentes y proporcionar el espacio suficiente para los cables (Véase la figura 35).

4. Diseño de piezas no normalizadas

Para los análisis en adelante se tomará como valor de la gravedad $9,81 \text{ m/s}$.

4.1. Eje

Se diseñara el eje que sujetara el disco cortador, este se encontrara en un sistema de reducción del torque y aumento de la velocidad angular transmitida, debido a que en la selección del motor se realizo un acople con un reductor por el subsistema del motor-reductor elegido, estas etapas se introdujeron para aliviar las cargas de los sistemas de transmisión, reducir la velocidad inicialmente puede ayudar a evitar daños prematuros o prolongar la vida útil de los componentes, en este caso la del motor y el eje transmisor , además se tomo esta decisión para mejorar la precisión de la maquina, al disminuir la velocidad de rotación, se pueden reducir las vibraciones, el desgaste y la generación de calor, lo que puede ser crítico a la hora de desechar una producción de alta calidad.

1. Análisis estático de elementos que interactúan con el eje:

- a) **Reacciones en el engranaje de transmisión:** El eje debe soportar el peso de un engranaje , un disco cortador, las fuerzas de reacción debido a la fuerza de contacto de los engranajes de ejes paralelos, las reacciones de los rodamientos, por lo cual podemos plantear el diagrama 43 de cuerpo libre para un engranaje recto.

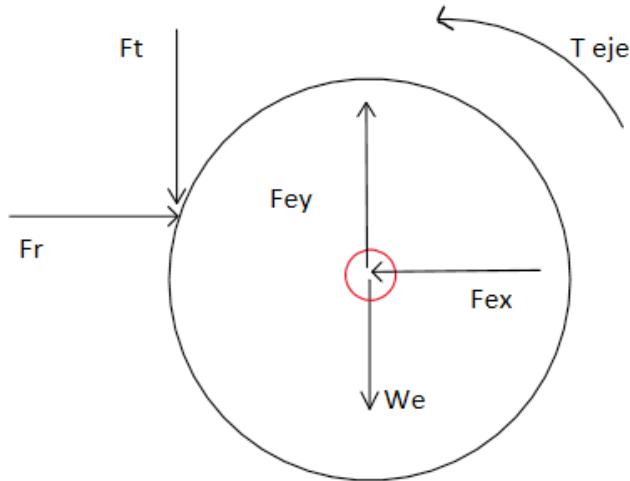


Figura 43: DCL Engranaje

Para el calculo de las reacciones en este engranaje, plateamos la transmisión de engranajes de ejes paralelos , dichos engranajes se seleccionaron de tipo recto debido a que la fuerza de contacto teóricamente no cuenta con fuerza en dirección axial al eje, lo cual es favorable a la hora de diseñar el eje.

Una vez seleccionado el engranaje transmisor en la sección anterior , obtenemos un nuevo dato para el diseño , el cual es el diámetro primitivo del engranaje, por lo cual se plantean las ecuaciones de transmisión para montaje de ejes paralelos con engranajes rectos :

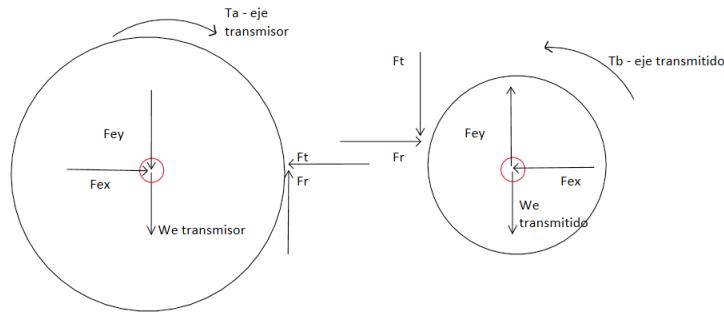


Figura 44: Fuerzas y torques de la transmisión de potencia

Del diagrama anterior, se pueden establecer las siguientes relaciones de velocidad y torque :

$$\begin{aligned}
 \tau_B &= F_t \cdot r_B \\
 \tau_A &= F_t \cdot r_A \\
 \frac{\tau_B}{r_B} &= \frac{\tau_A}{r_A} \\
 \frac{\tau_A}{\tau_B} &= \frac{r_A}{r_B} = \frac{1}{m_V} = m_A \\
 V_t &= \omega_B \cdot r_B \\
 V_t &= \omega_A \cdot r_A \\
 \omega_B \cdot r_B &= \omega_A \cdot r_A \\
 m_V &= \frac{\omega_A}{\omega_B} = \frac{r_B}{r_A}
 \end{aligned}$$

Por lo cual el radio de nuestro engranaje transmitido debe ser igual a :

$$r_B = \frac{\omega_A}{\omega_B} (r_A) = 0,038m$$

$$d_B = 63mm$$

Para poder cumplir con las 2000 rmp que necesita el disco cortador. Por lo cual se empieza el proceso de diseño de eje para conocer las cargas en los elementos y el diámetro mínimo del agujero del engranaje A (transmitido).

Del diagrama de cuerpo libre del engranaje 43, se observa como incógnitas la fuerza radial, tangencial y el peso del engranaje. Por lo cual se plantean las ecuaciones para encontrar dichas reacciones:

$$Ft = Fe_y = \frac{2 * T_B}{d_B} = \frac{2 * 564,2}{0,488} = 2293,5N$$

$$Ft = Fe_y = F \cos(\phi) \rightarrow F = \frac{2293,5}{\cos(20)} = 2440,7N$$

$$Fr = Fe_x = F \sin(\phi) = 834,8N$$

El término ϕ se refiere al ángulo de presión es igual al del engranaje transmisor. El peso del engranaje se supuso $0,23Kg$ debido a su pequeño tamaño.

- b) **Reacciones en el disco de corte:** Por otro lado se analizaron las reacciones en el disco de corte, obteniendo el siguiente diagrama de cuerpo libre:

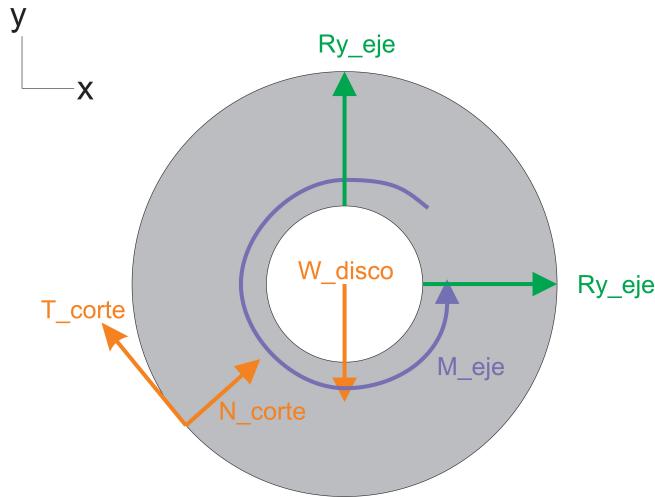


Figura 45: DCL Disco Corte

Del diagrama de cuerpo libre se distinguen como reacciones a calcular Rd_x y Rd_y , estas se calcularán teniendo en cuenta que el disco no se está moviendo en x ni en y, por lo cual sumatoria de fuerzas es igual a 0, entonces se obtiene que Rd_x y Rd_y dependen de las reacciones del corte, calculadas y expresadas en la tabla 4, por lo cual se obtiene :

$$Fd_y = \cos(\theta)(Fr) + \sin(\theta)(Ft) = 3649,3N$$

$$Fd_x = \cos(\theta)(Ft) - \sin(\theta)(Fr) = 1320,4N$$

Finalmente para el cálculo del peso del disco, se tomó las densidades de los materiales que lo componen, es decir, acero y diamante, se encontró el peso del sólido de acero y se le sumó el peso de los extremos de diamante.

Densidad acero	7,85	g/cm^3	7850	Kg/m^3
Densidad diamante	3,52	g/cm^3	3520	Kg/m^3

Tabla 5: Densidades de los materiales del disco

Por lo cual se obtuvieron como resultado :

Peso disco parte de acero	11,28	N
Peso disco parte de diamante	0,01	N
Peso disco	11,29	N

Tabla 6: Pesos totales referentes al disco de corte

- c) **Reacciones en el eje:** Para el calculo de las reacciones en el eje necesitamos tener un boceto del mismo con las distancias de separación entre los elementos, como se conoce que el engranaje cuenta con fuerzas de reacción de magnitud considerable, entonces se decidió ubicar el mismo a una corta distancia del rodamiento 1 para que el mayor momento flector no ocurra en este punto, además cabe mencionar que la apreciación anterior se confirmo al ubicar el engranaje a una distancia de separación mayor y revisar las gráficas de momento flector y fuerza cortante, finalmente se realizo el siguiente boceto:

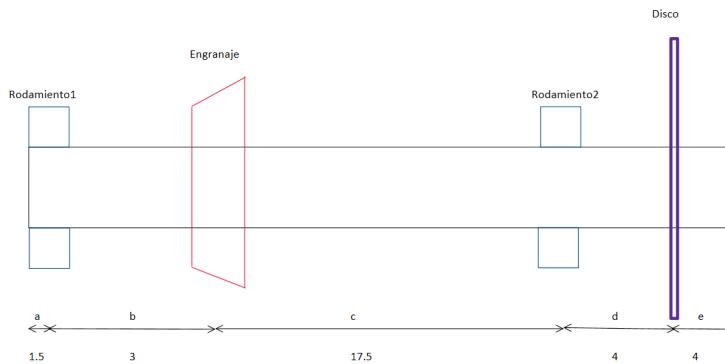


Figura 46: Distribucion de los elementos en el eje

La información de las distancias en las que se encuentra cada elemento se resume a continuacion:

Distancias en las que se encuentra cada elemento				
Punto	Elemento	cm	mm	m
R=a	Rodamiento 1	1,5	15	0,015
S=a+b	Engranaje	4,5	45	0,045
T=a+b+c	Rodamiento 2	22,0	220	0,22
U=a+b+c+d	Disco	26,0	260	0,26

Tabla 7: Locaciones críticas en el eje

Para el calculo de las reacciones de los rodamientos 1 y 2 , se realizaron los diagramas de cuerpo libre para los planos xz y yz (ver figura 47).

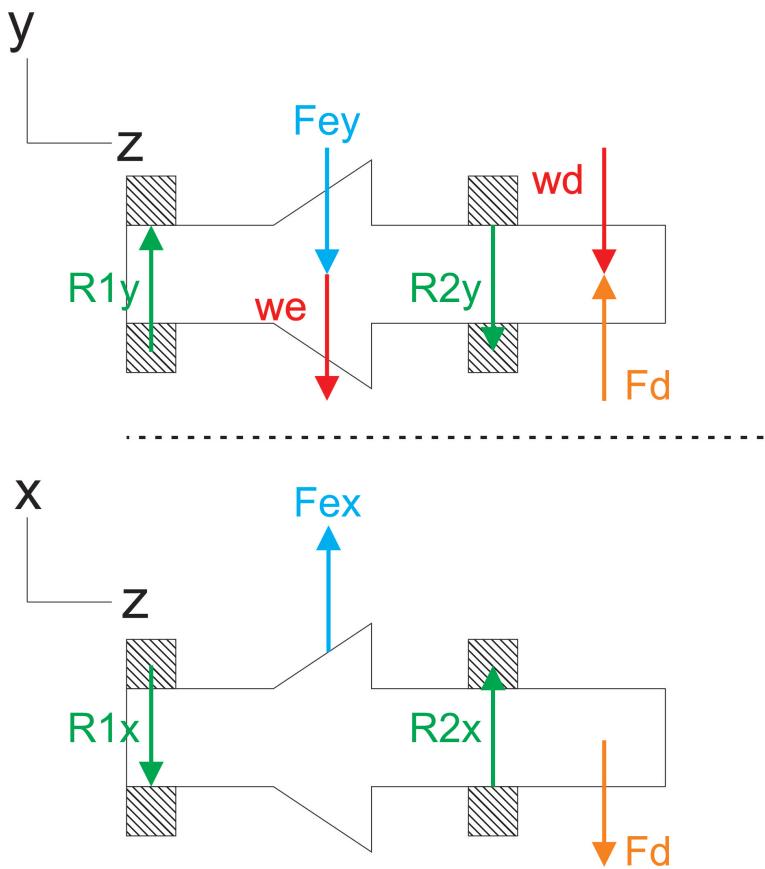


Figura 47: DCL Eje Corte

A continuación se presentan las ecuaciones utilizadas para calcular las fuerzas de contacto del engranaje :

I. **Análisis estático en el plano YZ:** Dado el diagrama de cuerpo libre de la figura ??, se calculan las reacciones en los rodamientos en base a las fuerzas de contacto entre los engranaje:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{1y} - Fe_y + R_{2y} + F_{dy} - \omega_{ey} - \omega_{dy} + F_{dy} = 0$$

$$R_{1y} = Fe_y - R_{2y} - F_{dy} + \omega_{ey} - \omega_{dy} - F_{dy}$$

$$\sum M_{R1x} = 0$$

$$R_{2y} = -\frac{(\omega_{dy} - F_{dy})(b + c + d) + (Fe_y + \omega_{ey})(b)}{b + c}$$

Obteniendo como resultado:

Reaccion	Magnitud (N)
R_1y	2669,6
R_2y	4011,9
We	2,3
Wd	11,3
Fd_y	3649,3
Fe_y	2293,5

Tabla 8: Reacciones del eje en el plano yz

II. **Análisis estático en el plano XZ:** Dado el diagrama de cuerpo libre en la figura ??, se calculan las reacciones en los rodamientos en base a las fuerzas de contacto entre los engranaje:

$$\sum F_x = 0$$

$$\begin{aligned} -R_{1_x} + R_{2_x} + F_{e_x} - F_{d_x} &= 0 \\ R_{1_x} &= R_{2_x} + F_{e_x} - F_{d_x} \end{aligned}$$

$$\sum M_{R1_y} = 0$$

$$R_{2_y} = \frac{(F_{d_x})(b+c+d) - (F_{e_x})(b)}{b+c}$$

Obteniendo como resultado:

Reaccion	Magnitud (N)
R_2x	1455,8
Fd_x	1320,4
Fe_x	834,8

Tabla 9: Reacciones del eje en el plano xz

2. **Diagramas de fuerza cortante y momento flector:** Una vez obtenidas todas las reacciones en el eje se construye los diagramas de fuerza cortante y el momento flector en dos planos xz y yz siendo el eje paralelo al eje z, se obtienen las siguientes gráficas:

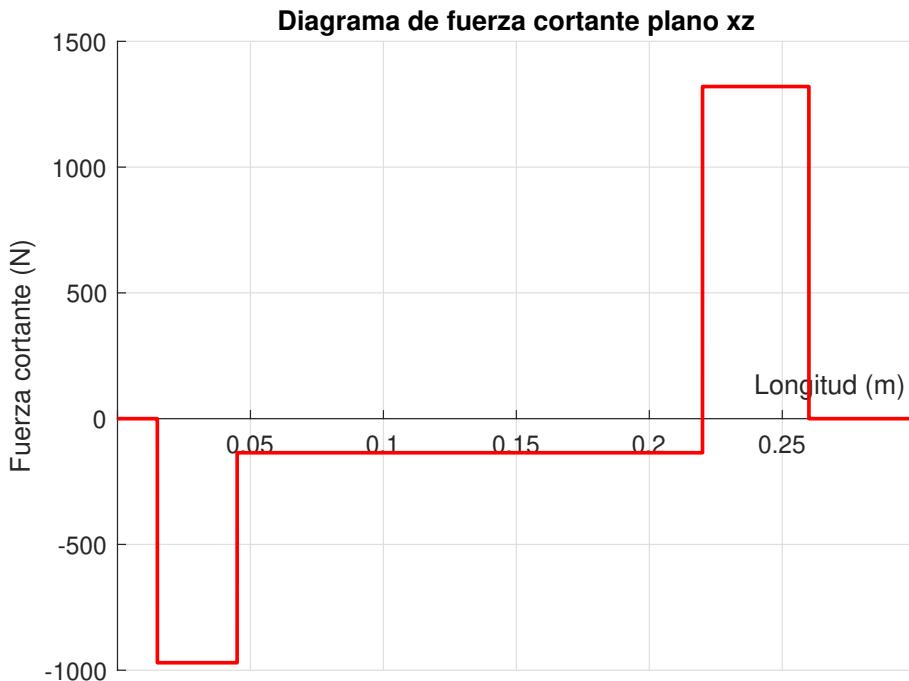


Figura 48: Fuerza cortante en el plano zx

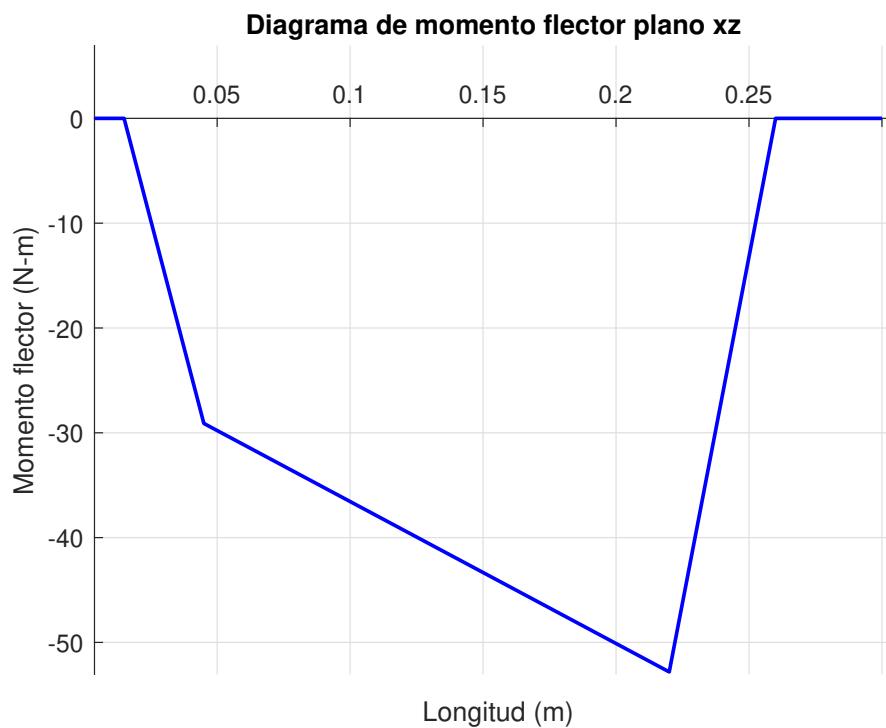


Figura 49: Momento flector en el plano zx

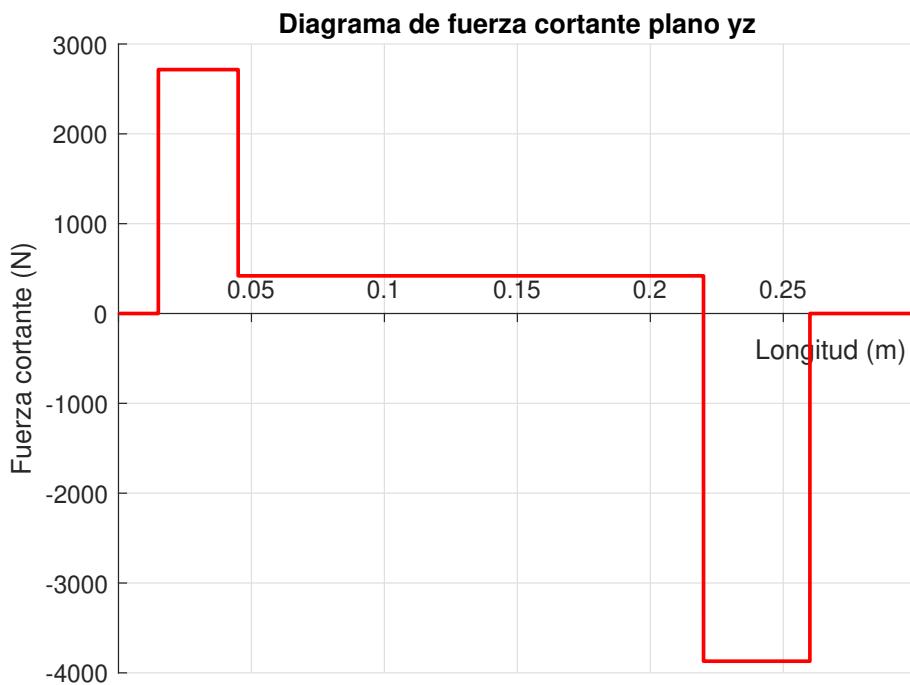


Figura 50: Fuerza cortante en el plano zy

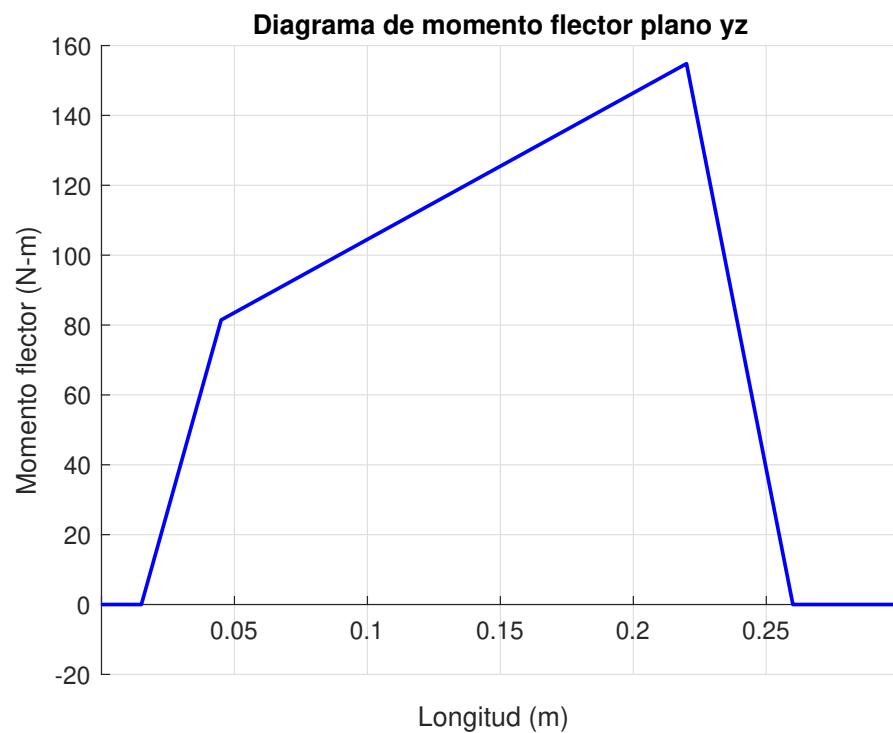


Figura 51: Momento flector en el plano zy

Con las gráficas de la fuerza cortante en los planos zx y zy (de naturaleza vectorial), obtenemos una representación escalar de las fuerzas internas del eje tomando el módulo de las componentes de la siguiente forma:

$$|F_v| = \sqrt{(V_{zx})^2 + (V_{zy})^2}$$

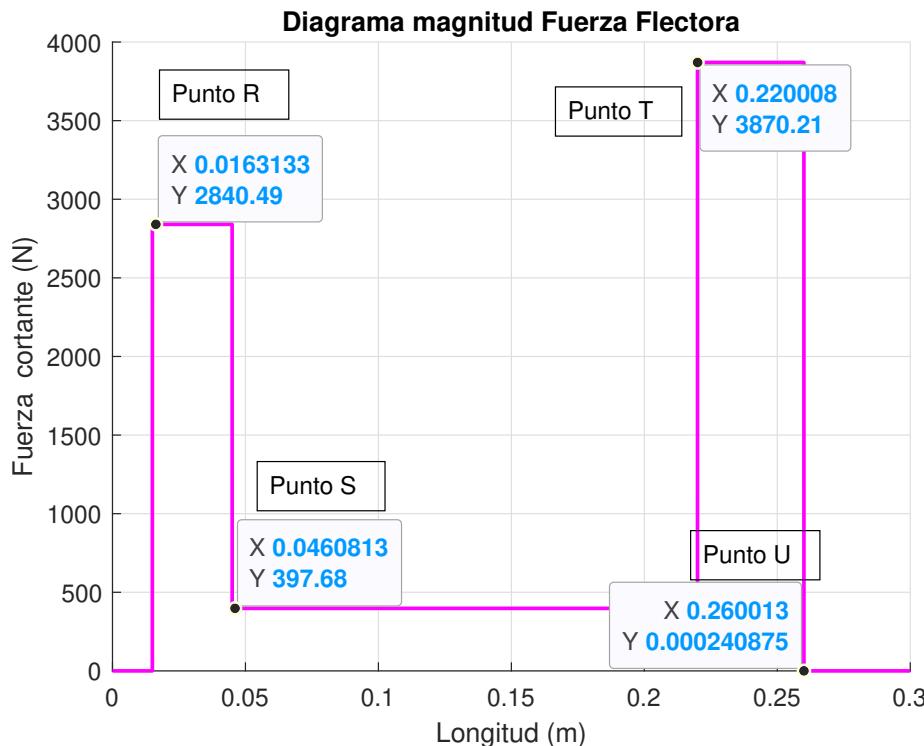


Figura 52: Magnitud de la Fuerza Cortante

Y con las gráficas de momento flector (de naturaleza vectorial) en los dos planos obtenemos una representación escalar de los momentos internos del eje tomando el módulo de las componentes de la siguiente forma:

$$|M| = \sqrt{(M_{zx})^2 + (M_{zy})^2}$$

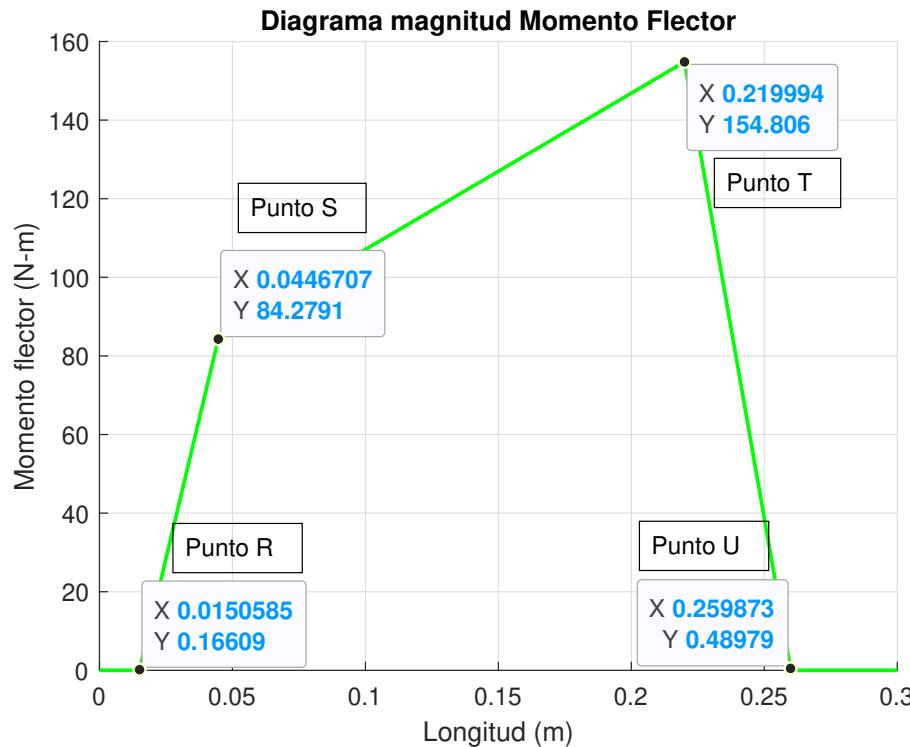


Figura 53: Magnitud del Momento Flector

Por otro lado obtenemos la gráfica del torque en el eje en función de su longitud:

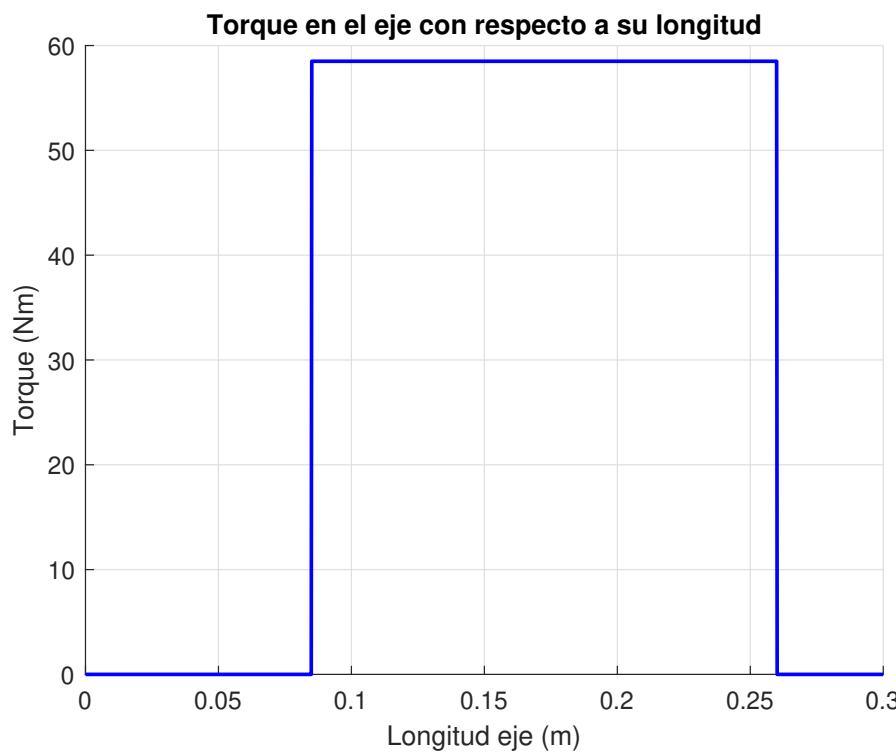


Figura 54: Torque en el eje en función de su longitud

Los valores obtenidos de la figura 54 se simplificaron en la siguiente tabla :

Punto	Elemento	Torque (Nm)
R	Rodamiento 1	0
S	Engranaje	58,500
T	Rodamiento 2	58,500
U	Disco	58,500

Tabla 10: Torques en cada elemento

3. **Gráficas de momento flector, torque y carga axial en función del tiempo:** Tomando los datos obtenidos en la gráfica de magnitud del momento flector, se realiza la siguiente tabla, la cual da información sobre los puntos relacionados a los elementos y su momento flector:

Punto	Elemento	Momento flector (Nm)
R	Rodamiento 1	0,015
S	Engranaje	84,3
T	Rodamiento 2	154,8
U	Disco	0,49

Tabla 11: Valores momento flector en cada punto

Los momentos flectores son variables e invertidos, es decir alternantes, entonces para cada punto el momento flector depende del tiempo que tarda en dar una vuelta el eje, por lo cual el periodo de este ciclo se obtiene a partir de la velocidad angular del eje que en este caso es 2000 rpm , por ende :

$$T = \frac{60}{\omega} = 0,03 \text{ s}$$

De esta manera se pueden graficar los momentos flectores alternantes para cada punto, tomando como amplitudes las dadas en la tabla 3.

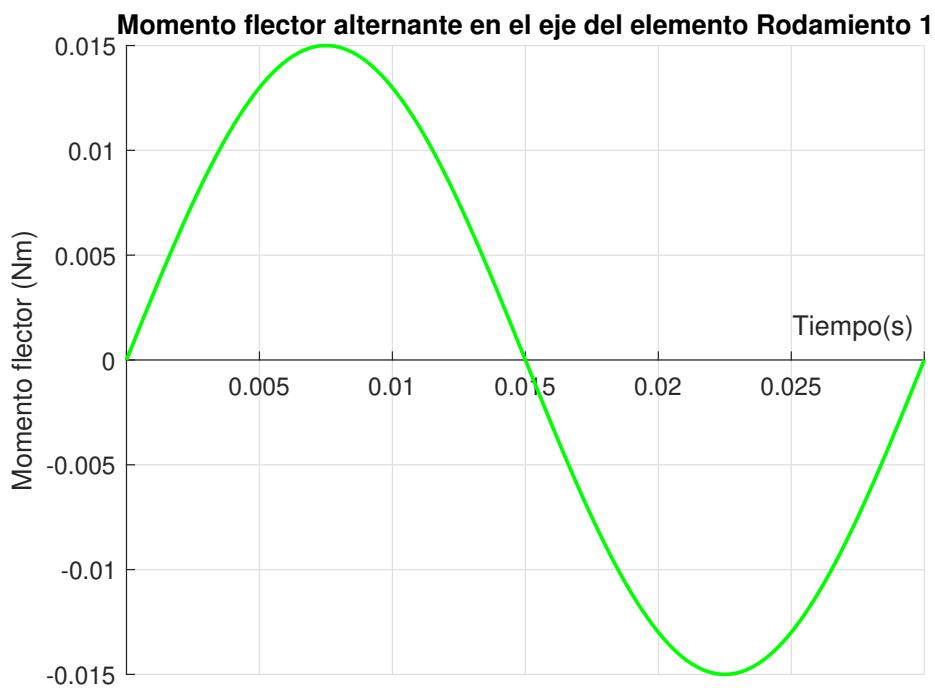


Figura 55: Variaciones del momento flector en el punto R con respecto al tiempo

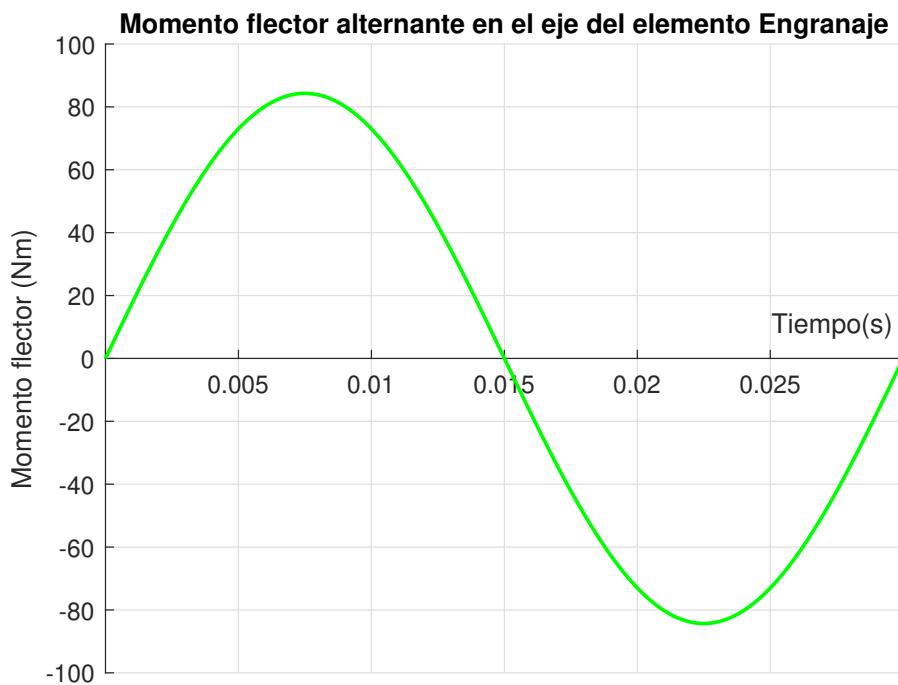


Figura 56: Variaciones del momento flector en el punto R con respecto al tiempo

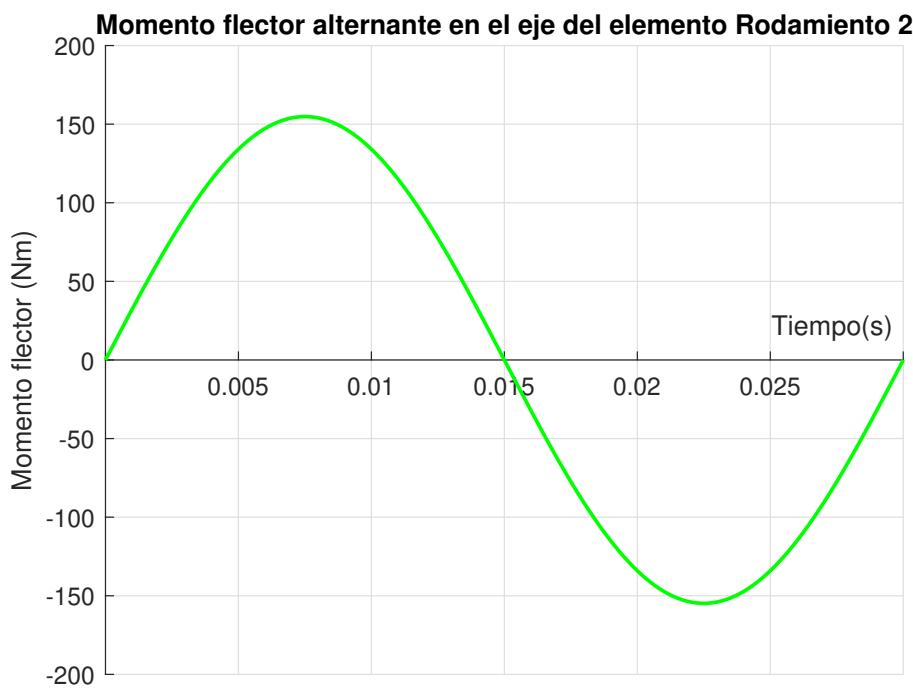


Figura 57: Variaciones del momento flector en el punto T con respecto al tiempo

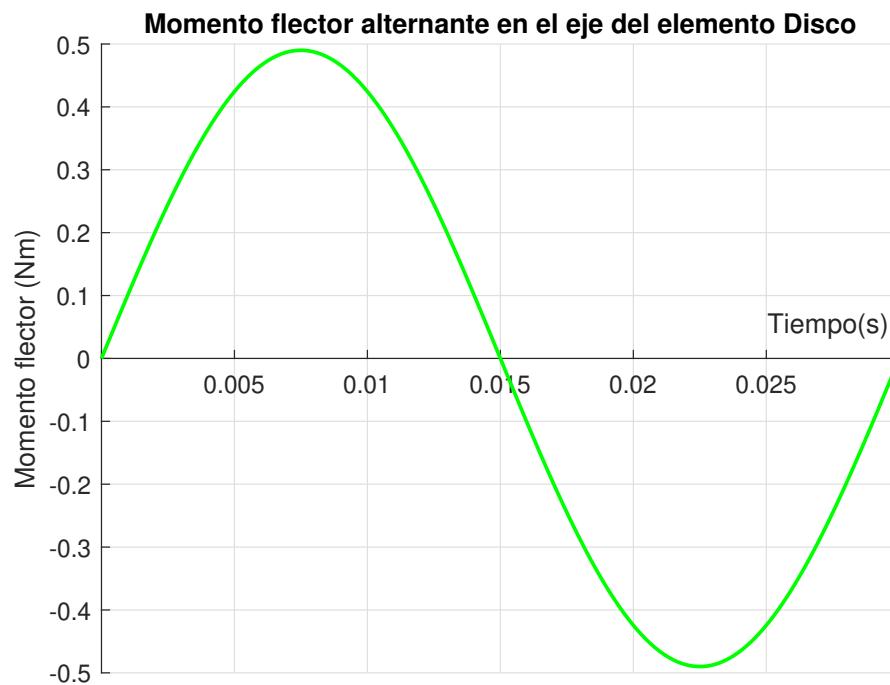


Figura 58: Variaciones del momento flector en el punto U con respecto al tiempo

Por otro lado, el torque entregado por el eje varía en función del tiempo debido a los ciclos de operación de la máquina cortadora, por lo que en un día el engranaje entrega un torque como se aprecia en la siguiente figura 59:

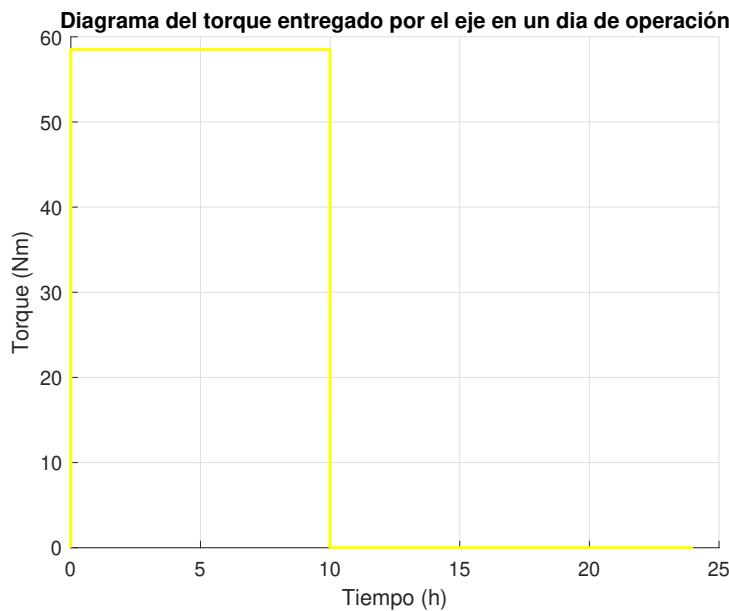


Figura 59: Variación del torque entregado por el engranaje en función del tiempo

4. Análisis de fatiga:

a) Cálculo del número de ciclos sobre el eje a lo largo de la vida útil de la máquina

Tomando la información de las revoluciones por minuto, la máquina va a funcionar 10 horas durante 20 años, se tiene que el número de ciclos en una hora es:

$$N_h = 2000 \text{ RPM} \cdot 60 \text{ min} = 12000 \text{ ciclos}$$

Por lo que el número de ciclos durante su vida útil es:

$$N = 12000 \text{ ciclos} \cdot 10 \cdot 365 \cdot 20 = 8,76 \times 10^9 \text{ ciclos}$$

El número de ciclos que debe soportar el eje es mayor a 10^6 , lo que significa que debe diseñarse el eje para vida infinita, es decir, los esfuerzos no deben superar s_e .

b) **Selección material:** De las gráficas de magnitud de la fuerza cortante y momento flector , se logra identificar que la sección más crítica, es decir la que probablemente falle primero debido a la alta concentración de esfuerzos internos es la sección comprendida en $0,05 \leq z \leq 0,23$.

Para dar inicio al diseño por fatiga, seleccionamos el material del cuál va a estar constituido el eje, teniendo en cuenta que se encontrara en una caja reductora, la cual requiere de lubricación, por lo cual se seleccionara un eje de material acero inoxidable tipo 301 rolado en frío utilizando las tablas de los aceros en los anexos (figura 90 y 91) , debido también a su alta resistencia última a la tensión, lo cuál permitirá ejes mas esbeltos pero cuidando que sea lo suficientemente robusto para que no se deformen excesivamente. ($S_{UT} = 200 \text{ KSI} = 1379 \text{ MPa}$)

Aleación de acero inoxidable	Condición	Resistencia a la fluencia por tracción		Resistencia última a la tensión	
		KSI	Mpa	KSI	Mpa
Tipo 301	Recocido Rolado en Frío	40 165	276 1138	110 200	758 1379

Tabla 12: Características del acero inoxidable tipo 301

c) **Cálculo del límite de resistencia a la fatiga sin corregir ($s_{e'}$):** Dado que se eligió un acero, el límite de resistencia a la fatiga sin corregir es:

$$s_{e'} \approx 0,5 S_{UT}, \quad S_{UT} \leq 200 \text{ KSI}$$

$$s_{e'} \approx 0,5 \cdot 200 \text{ KSI} = 100 \text{ KSI} = 689,476 \text{ MPa}$$

- d) **Cálculo de los factores de corrección y límite de resistencia a la fatiga corregida:** Para calcular el límite de resistencia a la fatiga corregida, es necesario calcular algunos factores de corrección que dependen de la carga, la geometría, los acabados superficiales, las condiciones ambientales y los requerimientos de confiabilidad.

La condición de carga en el eje es de esfuerzos combinados con fatiga por flexión rotativa, torsión variable y axial constante.

El límite de resistencia a la fatiga corregida es:

$$s_e = C_{Carga} C_{Tamaño} C_{Superficie} C_{Temperatura} C_{Confiability} S_e'$$

- C_{Carga} : Debido a que la carga produce esfuerzos de flexión y también de torsión, se elige el factor de corrección a la carga como 1. $C_{Carga} = 1$
- $C_{Tamaño}$: Debido a que no se conocen las dimensiones del eje, se supondrá como primera iteración el factor de corrección por tamaño igual a 1. $C_{Tamaño} = 1$

Se detallan las condiciones para elegir un factor de corrección al tamaño conociendo la geometría del eje:

Para $d \leq 0,3$ in (8 mm): $C_{Tamaño} = 1$

Para $0,3 \text{ in} < d \leq 10 \text{ in}$: $C_{Tamaño} = 0,869 \cdot d^{-0,097}$

Para $8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm}$: $C_{Tamaño} = 1,189 \cdot d^{-0,097}$

Para $d \geq 10 \text{ in}$ (250 mm): $C_{Tamaño} = 0,6$

Tabla 13: Factor de corrección al tamaño para piezas cilíndricas

Para piezas no cilíndricas, se obtiene un área equivalente al de un cilindro circular denominada A_{95} usando la siguiente figura:

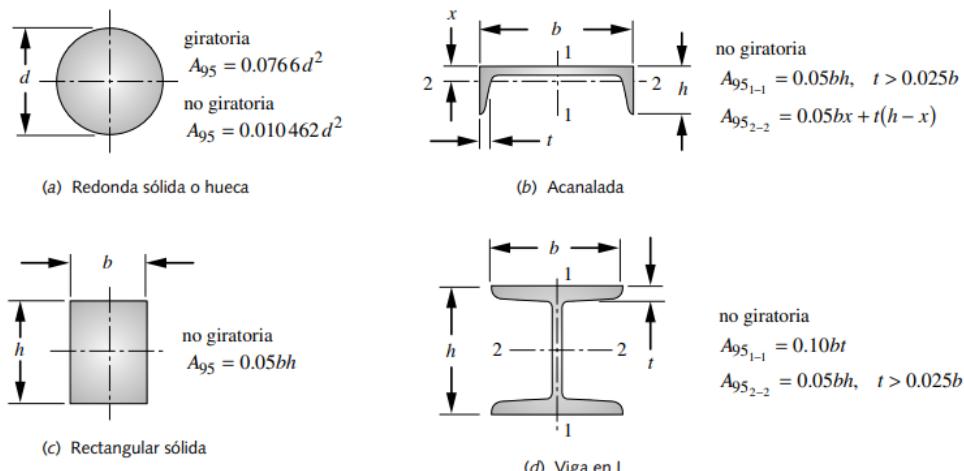


FIGURA 4-25

Fórmulas de áreas sometidas al 95% de esfuerzo de varias secciones cargadas a la flexión (adaptado de Shigley y Mitchell, *Mechanical Engineering Design*, 4a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, con autorización)

Figura 60: Diámetro equivalente para cualquier sección transversal

Y finalmente se calcula el diámetro equivalente de la sección transversal usando la siguiente fórmula:

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0766}}$$

- $C_{Superficie}$: Para calcular el factor de corrección a la superficie se utiliza la tabla presentada en la figura 61, tomando S_{UT} en MPa, el acero inoxidable tipo 301 elegido tiene un proceso térmico de rolado en frío, por lo que los coeficientes A y b son 4,51 y -0,265 respectivamente, estos coeficientes se relacionan con el factor de corrección a la superficie de la siguiente forma:

$$C_{Superficie} = \begin{cases} A(S_{UT})^b & \text{si } C_{Superficie} < 1 \\ 1 & \text{si } C_{Superficie} \geq 1 \end{cases}$$

Tabla 4-3 Coeficientes del factor de superficie de la ecuación 4.7e
 Fuente: Shigley y Mischke, *Mechanical Engineering Design*, 5a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1989, p. 283, con autorización

Acabado superficial	Para S_{ut} en MPa se usa		Para S_{ut} en kpsi (no psi) se usa	
	A	b	A	b
Esmerilado	1.58	-0.085	1.34	-0.085
Maquinado o rolado en frío	4.51	-0.265	2.7	-0.265
Rolado en caliente	57.7	-0.718	14.4	-0.718
Forjado	272	-0.995	39.9	-0.995

Figura 61: Coeficientes del factor de superficie

Por lo que el factor de corrección a la superficie obtenido para el acero inoxidable tipo 301 rolado en frío es:

$$C_{Superficie} = 4.51 (689,476 \text{ MPa})^{-0.265} = 0,664$$

- $C_{Temperatura}$: El funcionamiento de la maquina transportadora de cangilones tiene lugar en principio en una zona a temperatura ambiente, entre 20° C y 25° C aproximadamente, por lo que el factor de corrección a la temperatura en base a la tabla 14 es igual a 1. $C_{Temperatura} = 1$

$$\begin{aligned} \text{Para } T \leq 450^\circ \text{ C (840) } \text{ F: } C_{Temp} &= 1 \\ \text{Para } 450^\circ \text{ C} < T \leq 550^\circ \text{ C: } C_{Temp} &= 1 - 0,0058(T - 450) \\ \text{Para } 840^\circ \text{ F} < T \leq 1020^\circ \text{ F: } C_{Temp} &= 1 - 0,0032(T - 840) \end{aligned}$$

Tabla 14: Factor de corrección a la superficie

- $C_{Confiabilidad}$: Como parámetro de diseño, se selecciona una confiabilidad alta del 99,9999 % para garantizar la seguridad en el diseño utilizando un enfoque conservador y que la máquina cumpla satisfactoriamente con el ciclo de vida establecido, según la figura 62 el factor de corrección de la confiabilidad es 0,620. $C_{Confiabilidad} = 0,620$

Tabla 4-4
 Factores de confiabilidad
 para $S_d = 0.08 \mu$

% de confiabilidad	C_{conf}
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

Figura 62: Coeficientes del factor de confiabilidad

Con todos los factores de corrección, se procede a calcular el límite de resistencia a la fatiga corregida:

$$S_e = 1 \cdot 1 \cdot 0,6640366 \cdot 1 \cdot 0,620 \cdot 100 \text{ KSI} = 41,168 \text{ KSI} = 283,87 \text{ MPa}$$

Como aun no se conoce los diámetros del eje, se supondrá como primera iteración el factor de concentración de esfuerzo geométrico por flexión (k_t) igual a 2,7, y el factor de concentración de esfuerzo geométrico por torsión (k_{ts}) igual a 2,2 para los escalones, para los cuñeros se supondrá $K_t = 3$ y $k_{ts} = 3$ y el radio de la muesca igual a 0,01 in para los escalones y cuñeros.

Las suposiciones mencionadas anteriormente, se definieron siguiendo las recomendaciones de diseño enunciadas en el libro de Shigley's Mechanical Engineering Design, en la tabla 87 de la sección de anexos.

- e) **Cálculo de la sensibilidad a la muesca y factores de concentración:** La sensibilidad a la muesca se calcula en base a la siguiente ecuación:

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} = \frac{1}{1 + \left(\frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}} \right)}$$

Donde k_f es el factor de concentración de esfuerzos dinámico, k_t es el factor de concentración de esfuerzos estático, \sqrt{a} es una constante denominada constante de Neuber la cual se elije en función de la figura 63, y r es el radio de la muesca en pulgadas.

Tabla 4-6
Constante de Neuber
para aceros

S_{ut} (kpsi)	\sqrt{a} (in ^{0.5})
50	0.130
55	0.118
60	0.108
70	0.093
80	0.080
90	0.070
100	0.062
110	0.055
120	0.049
130	0.044
140	0.039
160	0.031
180	0.024
200	0.018
220	0.013
240	0.009

Figura 63: Coeficiente de Neuber para aceros

Se calcula la sensibilidad a la muesca por flexión q_f :

$$q_f = \frac{1}{1 + \left(\frac{[\sqrt{a}]_{S_{ut}}}{\sqrt{r}} \right)} = \frac{1}{1 + \left(\frac{0,018}{\sqrt{0,01}} \right)} = 0,847$$

Y la sensibilidad a la muesca por torsión q_s :

$$q_s = \frac{1}{1 + \left(\frac{[\sqrt{a}]_{S_{ut}+20}}{\sqrt{r}} \right)} = \frac{1}{1 + \left(\frac{0,013}{\sqrt{0,01}} \right)} = 0,885$$

Con el factor de sensibilidad a la muesca por flexión, se tiene el factor de concentración de esfuerzos por fatiga a flexión (k_f):

$$k_f = q_f (k_t - 1) + 1$$

Y con el factor de sensibilidad a la muesca por torsión, se tiene el factor de concentración de esfuerzos por fatiga a torsión (k_{fs}):

$$k_{fs} = q_s (k_{ts} - 1) + 1$$

■ **Para los escalones:**

Se toma k_t y k_{ts} para los escalones.

$$k_f = 0,847 (2,7 - 1) + 1 = 2,44$$

$$k_{fs} = 0,885 (2 - 1) + 1 = 2,06$$

■ **Para los cuñeros:**

Se toma k_t y k_{ts} para cuñeros.

$$k_f = 0,84745 (3 - 1) + 1 = 2,69$$

$$k_{fs} = 0,885 (3 - 1) + 1 = 2,77$$

Es importante garantizar que el eje se mantendrá en zona elástica, es decir, se debe garantizar que el material nunca llegue a zona de fluencia por lo que se debe cumplir que:

$$k_f |\sigma_{max_{nom}}| < s_y$$

$$k_{fs} |\tau_{max_{nom}}| < s_{ys}$$

Siendo s_y resistencia a la fluencia y s_{ys} resistencia a la fluencia por esfuerzo cortante, por la relación de Von Mises se sabe que: $S_y = \sqrt{3}s_{ys}$.

Por lo que el factor de concentración del esfuerzo medio de fatiga por flexión (k_{fm}) debe ser igual a k_f , y el factor de concentración del esfuerzo medio de fatiga por torsión (k_{fms}) debe ser igual a k_{fs} tanto para los escalones como para los cuñeros, obteniendo así:

■ **Para los escalones:**

$$k_{fm} = 2,44$$

$$k_{fms} = 2,06$$

■ **Para los cuñeros:**

$$k_{fm} = 2,69$$

$$k_{fms} = 2,77$$

f) **Cálculo de los diámetros:** Debido a que la condición de carga en el eje es de esfuerzos combinados con fatiga por flexión rotativa, torsión variable y axial constante, la ecuación para el cálculo del diámetro para un eje bajo la combinación de cargas especificada es:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(k_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(k_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4}(k_{fsm} T_m)^2}}{S_{It}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

El factor de seguridad seleccionado es $N_f = 1,5$, por lo que se conocen todas las magnitudes necesarias para calcular el diámetro en las diferentes secciones del eje:

Diámetros eje primera iteración		
	m	mm
Rodamiento 1	0,00125	1,25
Engranaje	0,02313	22,95
Rodamiento 2	0,02732	27,32
Disco	0,02732	27,32

Tabla 15: Diámetros del eje en la primera iteración

Si hay dos concentradores de esfuerzos sobre un elemento en el eje (cuñas o escalones), se toma como concentrador de esfuerzo el que maximiza el tamaño del diámetro, en este caso el de la cuña.

Al redondear los valores obtenidos anteriormente , se obtiene:

Diametros eje primera iteración		
	m	mm
Rodamiento 1	0,002	2
Engranaje	0,023	23
Rodamiento 2	0,028	28
Disco	0,028	28

Tabla 16: Diámetros redondeados del eje en la primera iteración

Para la segunda iteración, se seleccionaran los diámetros del eje con base a los diámetros de los cojinetes del catálogo de SKF (figura 92):

$$d_{coj1}^{coj} = 20 \text{ mm}$$

$$d_{pin}^{cun} = 25 \text{ mm}$$

$$d_{coj2}^{coj} = 30 \text{ mm}$$

$$d_{dis}^{cun} = 30 \text{ mm}$$

Pero debido a que el eje escalonado, se seleccionan los siguientes diámetros:

$$d_{coj1}^{coj} = 20 \text{ mm} \quad (2)$$

$$d_{pin}^{cun} = 25 \text{ mm} \quad (3)$$

$$d_{pin-coj2} = 35 \text{ mm} \quad (4)$$

$$d_{coj2}^{coj} = 30 \text{ mm} \quad (5)$$

$$d_{dis}^{cun} = 30 \text{ mm} \quad (6)$$

Algunos diámetros son más grandes de lo necesario, sin embargo se intenta tener el menor escalonamiento posible para disminuir así los concentradores de esfuerzos por escalonamiento.

Es necesario calcular el factor de resistencia a la fatiga de cada una de las secciones del eje debido a que ahora se tiene una geometría definida, sin embargo, todos los factores de corrección son independientes de la geometría a excepción del factor de corrección al tamaño, por lo que solo es necesario calcular este factor nuevamente:

Como la sección transversal es cilíndrica, se tiene que $d_{equiv} = d_{eje}$.

Debido a que se seleccionaron los diámetros de las diferentes secciones del eje mayores a 8 mm y menores a 250 mm, el factor de corrección al tamaño se calcula con la fórmula enunciada en la tabla 13:

$$C_{Taman} = 1,189 \cdot d^{-0,097}$$

Obteniendo así los factores de corrección al tamaño:

$$C_{taman}^{coj1} = 0,9343$$

$$C_{taman}^{pin} = 0,8701$$

$$C_{taman}^{pin-coj2} = 0,8421$$

$$C_{taman}^{coj2} = 0,8701$$

$$C_{taman}^{dis} = 0,855$$

Se calcula finalmente la resistencia a la fatiga corregida:

$$\begin{aligned} S_e^{coj1} &= 265,22 \text{ MPa} \\ S_e^{pin} &= 247 \text{ MPa} \\ S_e^{pin-coj2} &= 239,07 \text{ MPa} \\ S_e^{coj2} &= 247 \text{ MPa} \\ S_e^{dis} &= 242,71 \text{ MPa} \end{aligned}$$

g) Cálculo de los factores de concentración de esfuerzos: Se calcula el factor de concentración de esfuerzos k_t y k_s para escalones y cuñeros tomando las tablas y gráficas del apéndice G del libro de Robert Norton "Diseño de Máquinas" mostradas en las figuras 86, 88 y 89 en el anexo:

$$r = 0,01 \text{ in} = 0,254 \text{ mm}$$

Utilizando las relaciones geométricas mostradas en la tabla 17, se calculan los factores de concentración.

Relaciones geométricas		
	D/d	r/d
35-30	1,1666	0,00846
35-25	1,4	0,01016
25-20	1,25	0,0127

Tabla 17: Relaciones geométricas en el eje

Obteniendo las siguientes relaciones de A y b:

D/d	A	b	K_t
1,2	0,970	-0,217	2,732
1,5	0,938	-0,257	3,051

Tabla 18: Factor geométrico de concentración de esfuerzos por flexión K_t

D/d	A	b	K_{ts}
1,09	0,903	-0,126	1,647
1,33	0,848	-0,231	2,758

Tabla 19: Factor geométrico de concentración de esfuerzos por torsión K_{ts}

$$K_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b \quad (7)$$

En base a la ecuación 7 se obtiene finalmente:

■ **Para los escalones:**

$$\begin{aligned} k_t^{35-30} &= 2,732 & k_{ts}^{35-30} &= 1,647 \\ k_t^{35-25} &= 3,051 & k_{ts}^{35-25} &= 2,448 \\ k_t^{25-20} &= 2,50 & k_{ts}^{25-20} &= 1,565 \end{aligned}$$

■ **Para las cuñas:**

$$\begin{aligned} k_t^{30} &\approx 3 & k_{ts}^{30} &\approx 3,25 \\ k_t^{25} &\approx 3,125 & k_{ts}^{25} &\approx 3,25 \end{aligned}$$

Se calculan los factores de concentración de esfuerzo medio de fatiga por flexión y torsión:

■ **Para los escalones:**

$$\begin{aligned} k_{fm}^{35-30} &= 2,467 & k_{fsm}^{35-30} &= 1,548 \\ k_{fm}^{30-25} &= 2,737 & k_{fsm}^{30-25} &= 2,226 \\ k_{fm}^{25-20} &= 2,46 & k_{fsm}^{25-20} &= 1,982 \end{aligned}$$

■ Para las cuñas:

$$\begin{array}{ll} k_{fm}^{25} = 2,77 & k_{fsm}^{25} = 3 \\ k_{fm}^{30} = 2,88 & k_{fsm}^{30} = 3 \end{array}$$

5. Cálculo de los factores de seguridad

Con la geometría del eje establecida, las cargas y los concentradores de esfuerzos, se realiza el proceso de diseño contrario al ejecutado hasta el momento, es decir, se calcula el factor de seguridad en los diferentes diámetros del eje para verificar si el diseño en la segunda iteración cumple con los parámetros de diseño solicitados, es decir, $N_f \geq 1,5$

Despejamos N_f de la ecuación para el cálculo del diámetro:

$$N_f = \frac{\pi d^3}{16 \sqrt{\frac{3s_e^2 k_{fsm}^2 T_m^2 + 4k_f^2 M_a^2 S_y^2}{s_e^2 s_y^2}}}$$

Obteniendo así:

$$\begin{array}{l} N_f^{coj1} = 7,38 \\ N_f^{pin} = 2,3 \\ N_f^{coj2} = 1,7 \\ N_f^{dis} = 2,29 \end{array}$$

Finalmente, se selecciona el tamaño de las 3 cuñas paralelas y cuadradas usando la figura 94 en el anexo en base a los diámetros calculados para el eje escalonado (diámetros 3 y 6):

Dimensiones: Ancho \times Alto de la cuña (mm)

Cuña del piñón: $cuna_{25} = 8 \times 7$

Cuña del disco cortador: $cuna_{30} = 10 \times 8$

Por lo que el diseño cumple con los requerimientos, se concluye el proceso de diseño de un eje escalonado para una máquina elevadora de cangilones seleccionando el diseño obtenido en la segunda iteración, tomando los diámetros y el tamaño de las cuñas definidos en base a las dimensiones de rodamientos comerciales y estandarizados.

4.2. Mesa giratoria

1. Selección del fabricante

Como se mencionó en la sección anterior, es necesaria una mesa giratoria para lograr los ángulos requeridos para los cortes del mármol. Se había propuesto un sistema más complejo para asegurar la resistencia al peso del mármol y la fuerza que imprime el disco sobre él, sin embargo, en un análisis posterior, se determinó que sólo es necesario un sistema de giro que soporte los 100 kilos de peso del mármol y los 3000 newton de la fuerza vertical del disco en un estado bloqueado, ya que en el estado giratorio la máquina se para, de modo que sólo es necesario soportar los 100 kilos. De esta forma, es posible comprar una mesa giratoria sencilla con seguro de bloqueo, rodillos para ponerlo sobre los rieles que van atornillados al piso.

Tras un cotejo de los diferentes fabricantes disponibles en internet, se llegó a la resolución de solicitar la manufactura de una mesa giratoria manual al fabricante francés Manergo (Plateau Tournant Manuel), debido a la alta fiabilidad de sus productos, las cargas altas que son capaces de soportar y la posibilidad de pedir el producto a medida, además de ser personalizable con diversos accesorios y añadiduras.

PLATEAU TOURNANT MANUEL (PT)

Améliore l'ergonomie du poste de travail.
Accès aux diverses pièces de la caisse ou de la palette sans déplacement.

Idéal pour éviter les déplacements autour de la palette



■ PRODUIT SUR-MESURE



■ OPTIONS

- Double caisse
- Fourreaux de fourches
- Indexage 45°, 90° ou 180°
- Motorisation du plateau
- déverrouillage par pédale
- Peinture RAL de finition au choix
- Roues (\varnothing selon la charge max)

Figura 64: Mesa giratoria Manergo

2. Parámetros de la mesa

Así, es necesario dar al fabricante los siguientes parámetros: El peso máximo que debe soportar la mesa es de 500 kilos. Las medidas de la mesa son 1.3 metros por 0.7 metros, es decir, las medidas del mármol más el grosor de las esquinas que será de al menos 4 centímetros, las esquinas sobresalientes deben ser de sólo 12 centímetros de lado para limitar lo menos posible el corte cerca de las esquinas. La altura de la mesa debe ser de 0.9 metros para facilitar el movimiento de la mesa por parte del operario. Debe contar con ruedas en cada una de sus 4 patas, que la sostengan sobre los rieles que generarán el desplazamiento horizontal de la mesa. La mesa debe tener una hendidura en cada una de sus esquinas para acomodar una ventosa industrial que permita mejorar la sujeción del mármol e impedir cualquier movimiento indeseado. La mesa debe contar con canaletas en cada uno de sus lados para recoger la máxima cantidad de agua posible, de modo que se evite el desperdicio y el exceso de agua en el suelo. También debe tener los agujeros roscados para los tornillos que sujetan las ventosas y la goma EDPM a la mesa. La mesa debe contar con sistemas de bloqueo precisos y robustos para el ángulo de la mesa y las ruedas sobre los rieles.

Para los siguientes elementos no normalizados se realizará un Análisis estructural mediante Software de elementos finitos debido a que estos no se consideran sometidos a cargas significativamente variables. Se utilizó el software *Ansys* y se analizaron datos de deformación total y esfuerzo equivalente según Von Mises

4.3. Cabezal

El cabezal es la pieza que conecta las barras de soporte con el motor, esta pieza debe soportar el peso del motor y los reductores, como simplicidad se supone que la fuerza que actúa sobre la pieza genera solo tensión y por tanto solo esfuerzos axiales. el peso considerado para el análisis fue de 250 kg, es decir aproximadamente 2.5kN, este valor se toma del peso total de los elementos de la máquina (197kg) y se utiliza un factor de seguridad de 1.3 para el cálculo.

Además se ubicaron como soportes fijos las ubicaciones donde se encuentran conectadas las barras y por último

se considera la fuerza ocasionada por el tornillo de potencia con el factor de seguridad calculado en la sección sección 5.2

Se presentan a continuación los resultados obtenidos en *Ansys*

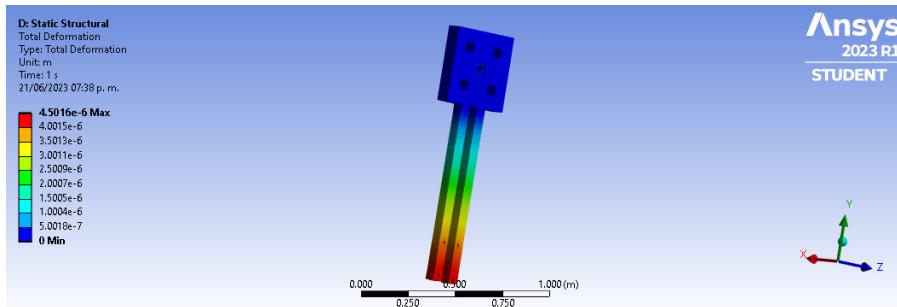


Figura 65: Deformación del cabezal

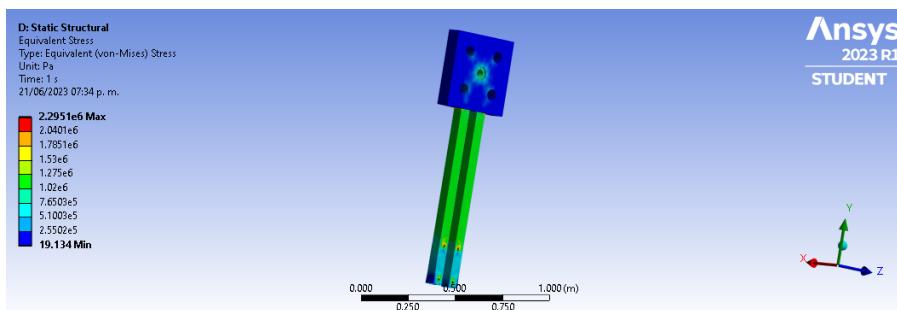


Figura 66: Esfuerzo del cabezal

Según la información obtenida por el software se puede ver que el esfuerzo máximo en la pieza es de $2,29 \text{ MPa}$ ubicada en los puntos de apoyo de los tornillos que sujetan al motor. En cuanto a deformaciones la deformación máxima se presenta en los extremos de las barras que sujetan al motor con un valor de $4,5 \mu\text{m}$. Con estos datos se confirma que bajo las cargas solicitadas la pieza no va a fallar. En cuanto a la construcción de la pieza se plantea el uso de 2 tubos cuadrados de acero de 60 mm de 875 mm de largo que se sueldan a una placa de 80 mm de espesor con los agujeros correspondientes para el tornillo de potencia y las barras de soporte.

4.4. Soporte de Motor para tornillo

Esta pieza es la encargada de sujetar el motor que mueve el tornillo de potencia y brindar protección al acople entre estos 2 elementos. Debe soportar 67 kg que corresponde a la masa del motor y la deformación que debe presentar es mínima para no afectar en la alineación de los ejes conectados por el acople.

Para la construcción de esta pieza se plantea el uso de una plancha de acero de 25 mm de espesor plegada como una chapa a la que se le realizan los agujeros correspondientes para el paso del eje del tornillo, el soporte con tornillos del motor y la sujeción mediante tornillos al paral.

Se ubicaron apoyos fijos en los agujeros de los tornillos de sujeción y una carga correspondiente al peso del motor en los agujeros de los tornillos para soporte, además una restricción de movimiento horizontal en la cara que toca la cara interna del Paral.

Se presentan a continuación los resultados obtenidos en *Ansys*

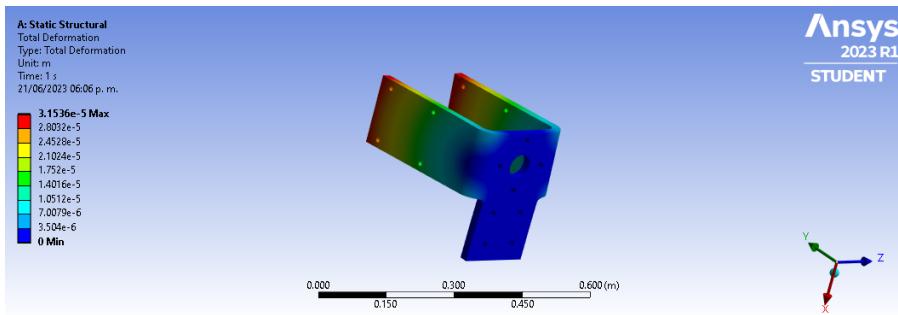


Figura 67: Deformación del soporte del motor del tornillo

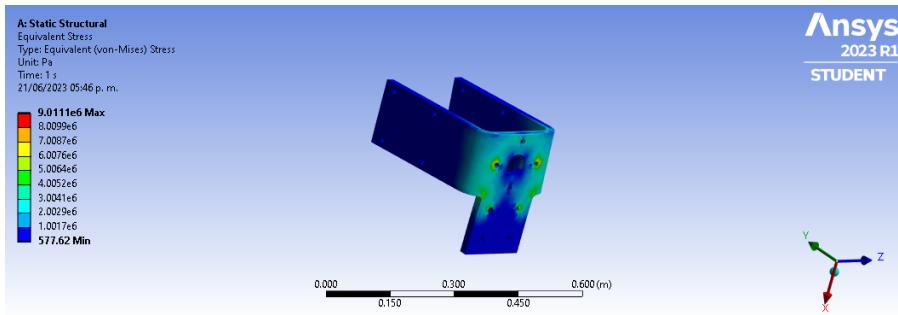


Figura 68: Esfuerzo del soporte del motor del tornillo

De acuerdo con los resultados proporcionados por el software, se puede observar que el esfuerzo máximo en la pieza alcanza los $9,01 MPa$, localizado específicamente en el concentrador de esfuerzo presente en las aletas del doblez y en algunos puntos de los agujeros de sujeción al paral. En cuanto a las deformaciones, se registra una deformación máxima en las aletas que soportan el motor, ubicada en el extremo de dicha aleta, con un valor de $31,15 \mu m$. Esta deformación se considera muy baja y, por lo tanto, no implica una desalineación significativa entre el eje del motor y el del tornillo. Con estos datos, se confirma que la pieza no fallará bajo las cargas solicitadas.

4.5. Parales

Esta pieza es la encargada de sujetar todo el sistema de corte de la máquina, es decir el sistema de trasmisión lineal y por tanto el sistema de corte. En conjunto se considera un valor de carga de 250kg más 67 kg.

Para la construcción de esta pieza se plantea el uso de una plancha de acero de 25 mm de espesor plegada como una chapa a la que se le realizan los agujeros correspondientes para el paso del eje del tornillo, el ajuste de las barras de sujeción y el soporte del motor del tornillo. Se suelda además una plancha con agujeros en la base del paral para que brinde soporte y pueda ser atornillada al piso.

Se ubicaron apoyos fijos en los agujeros de la base y se ubicaron cargas en los agujeros de tornillos correspondientes.

Se presentan a continuación los resultados obtenidos en *Ansys*

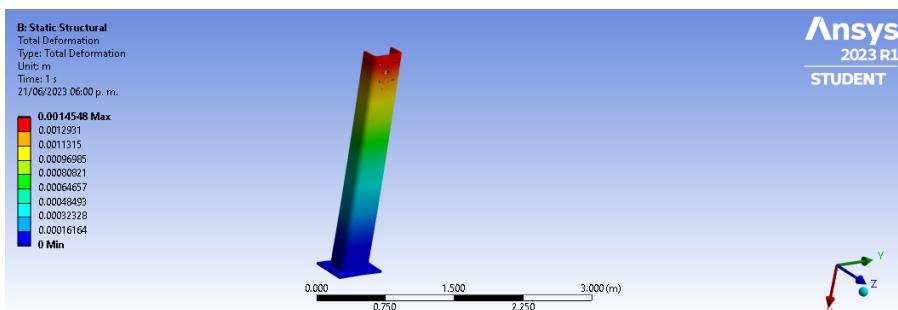


Figura 69: Deformación de los paralelos

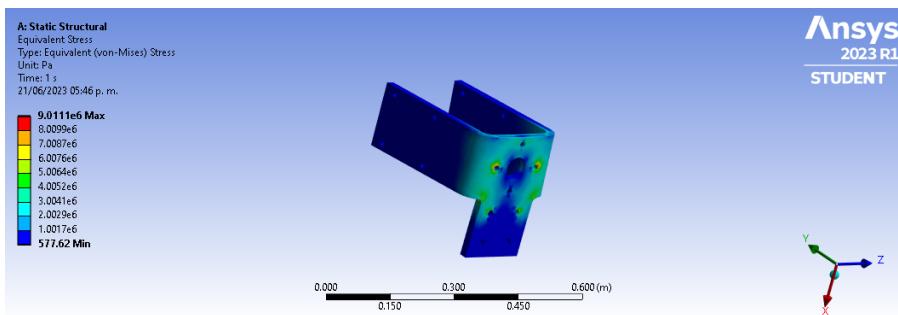


Figura 70: Esfuerzo del soporte de los paralelos

De acuerdo con los resultados proporcionados por el software, se puede observar que el esfuerzo máximo en la pieza alcanza los $0,496 MPa$, localizado en los tornillos de la base que se sujetan al suelo, así como en la zona de soldadura donde se registran esfuerzos considerables. En cuanto a las deformaciones, se registra una deformación máxima en la parte superior del paralelo con un valor de $1,45mm$. Sin embargo, debido al tamaño de los elementos, esta deformación no se considera significativa. Con estos datos, se confirma que la pieza no experimentará una falla bajo las cargas solicitadas.

5. Selección de piezas normalizadas

5.1. Subsistema transmisión de potencia

- Moto-reductor:** Para la selección del motor-reductor que acompañara al eje en la primera etapa de transmisión de potencia se realizó el procedimiento iniciando por la obtención del factor de servicio necesario para un moto reducтор el cual funcionaría en una máquina cortadora, por lo cual se revisó en el catálogo de ROSSI G02, por lo cual la categoría para nuestro moto reducтор es la b, como se muestra en la figura 71 con este dato se avanzó en el cálculo del factor de servicio, el cual es el resultado de la multiplicación de distintos factores de servicio, revisando la tabla 72, se obtienen dichos valores y se aplica la siguiente fórmula

$$FS = (FS_1)(FS_2)(FS_3) = 1,5$$

Engineering machine tools	
boring, shaping, planing, broaching, gear cutting and FMS machines, etc.: — main drivers (cut and feed) — auxiliary drives (tools magazine, chip conveyor, workpiece infeed)	
b	a

Figura 71: Tabla fabricante Rossi categoría según la aplicación

Nature of load ¹⁾ of the driven machine		Running time [h]					Load ref.		Frequency of starting z [starts/h]							n ₂ rpm		
Ref.	Description	6 300 2 h/d	12 500 4 h/d	25 000 8 h/d	50 000 16 h/d	80 000 24 h/d	2	4	8	16	32	63	125	250	a	b	c	d
a	Uniform	0,8	0,9	1	1,18	1,32												
b	Moderate overloads (1,6 × normal)	1	1,12	1,25	1,5	1,7												
c	Heavy overloads (2,5 × normal)																	
		1,32	1,5	1,7	2	2,24												

Figura 72: Tabla fabricante Rossi factor de servicio

Luego de revisar el factor de servicio, se buscó en el catálogo motor-reductores de la marca de Siemens, un motor-reductor con acople mediante bridas a un motor LE160ZLL4P de 15KW de potencia, que cumpliera con la velocidad de entrada de 1475 rmp, fuera un reductor de ejes ortogonales cónicos, una

relación de transmisión de 5.81, una vez analizadas dichas especificaciones se selecciono la caja reductora 2KJ3510-1JU23-9FA1-Z , la cual cuenta con ejes según DIN 743 , dentado según DIN 3990 ,rodamientos según ISO 281, ISO 76 , unión de chaveta interna según DIN 6892

- Engranajes:** Por otro lado, el engranaje transmisor, es decir el que esta conectado con la salida del eje del reductor, se selecciono de acuerdo al catalogo KHK de Spur gears, en esta selección se tuvo en cuenta que el torque entregado por el motoreductor no excediera el permitido en los dientes del engranaje y que el diámetro del agujero fuera similar al del eje transmisor, a continuación se presenta el engranaje seleccionado :

The catalog page includes a header "SSG Module 4 Ground Spur Gears NEW" with a blue gear icon. Below the header, there are two large images of spur gears: one larger black gear and one smaller grey gear. To the right of the gears is a technical cross-sectional drawing of a spur gear assembly with various dimensions labeled A through S.

Specifications:

Precision grade	JIS grade N7 (US B1702-1: 1996*)
Gear teeth	Standard full depth
Pressure angle	20°
Material	S45C
Heat treatment	Gear teeth induction hardened
Tooth hardness	50 to 60HRC
Surface treatment	Black oxide coated except for teeth (excludes semi-custom products)

* The precision grade of J Series products is equivalent to the value shown in the table.

Catalog Number: SSG4-14, SSG4-15, SSG4-16, SSG4-18, SSG4-20, SSG4-22, SSG4-24, SSG4-25, SSG4-28, SSG4-30, SSG4-32, SSG4-35, SSG4-36, SSG4-40, SSG4-42, SSG4-44, SSG4-45, SSG4-48, SSG4-50, SSG4-55, SSG4-56, SSG4-60, SSG4-625, SSG4-645, SSG4-655, SSG4-665, SSG4-685, SSG4-705, SSG4-805, SSG4-905, SSG4-1005, SSG4-1105, SSG4-1205.

Dimensions: Catalog Number, No. of teeth, Shape, Bore, Hub dia., Pitch dia., Outside dia., Face width, Hub width, Total height, Bending strength, Surface durability, Allowable torque (N.m), Allowable torque (kgf.m), Backlash (mm), Weight (kg).

Technical Drawing Labels: G, E, F, H, I, J, K, L, M, N, O, P, Q, R, S, A, B, C, D.

Weight (kg) and Backlash (mm) Summary:

Backlash (mm)	Weight (kg)
0.86	0.86
1.04	1.04
1.24	1.24
1.67	1.67
2.07	2.07
2.50	2.50
2.98	2.98
3.29	3.29
4.05	4.05
4.64	4.64
5.04	5.04
5.83	5.83
6.11	6.11
7.31	7.31
7.96	7.96
8.53	8.53
8.88	8.88
10.3	10.3
11.0	11.0
13.1	13.1
13.9	13.9
15.7	15.7
17.0	17.0
18.4	18.4
18.9	18.9
19.4	19.4
20.9	20.9
22.0	22.0
28.8	28.8
36.3	36.3
45.0	45.0
54.6	54.6
65.1	65.1

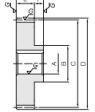
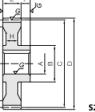
Figura 73: Tabla fabricante engranaje recto de la serie KHK

Después de analizar detenidamente los resultados de la sección del eje, se han obtenido ciertos parámetros clave. Para cumplir con los requisitos de diseño, se ha determinado que el diámetro del engranaje transmitido necesario es de 63 mm, con una velocidad angular objetivo de 2000 rpm. Asimismo, se ha establecido que el hueco del engranaje debe ser de 25 mm para garantizar la resistencia adecuada frente a las cargas por fatiga en esta sección.

Considerando estas consideraciones, se ha seleccionado, de un catálogo de engranajes rectos con un ángulo de presión de 20 grados, el engranaje ilustrado en la figura correspondiente a 74.



Specifications												
Precision grade	JIS grade N5 (ISO 8112-1:1998)											
Gear teeth	Standard full depth											
Pressure angle	20°											
Material	SCM415											
Heat treatment	Carburized											
Tooth hardness	55 to 60HRC											
Catalog Number	Module	No. of teeth	Shape	Bore dia.	Hub dia.	Pitch dia.	Outside dia.	Face width	Hub width	Total length	Web thickness	Web O.D.
			Axial	A	B	C	D	E	F	G	H	I
MSGA2.5-15		15		15	30	37.5	42.5					
MSGA2.5-16		16		16	30	38	45	50				
MSGA2.5-18		18		18	20	38	45	50				
MSGB2.5-18		18		18	20	38	45	50				
MSGA2.5-20		20		18	22	40	50	55				
MSGB2.5-20		20		18	22	40	50	55				
MSGA2.5-24		24		18	22	40	60	65				
MSGB2.5-24		24		18	22	40	60	65				
MSGB2.5-25		25		25	45	62.5	67.5					
MSGA2.5-30		30		22	50	75	80					
MSGB2.5-30		30		22	50	75	80					
MSGB2.5-39		39		30	55	90	95					
MSGB2.5-36		36		30	55	90	95					
MSGA2.5-40		40		25	55	100	105					
MSGB2.5-40		40		25	55	100	105					
MSGB2.5-45		45		35	60	112.5	117.5					
MSGA2.5-48		48		30	60	120	125					
MSGB2.5-48		48		30	60	120	125					
MSGA2.5-50		50		30	60	125	130					
MSGB2.5-50		50		30	60	125	130					
MSGA2.5-55		55		30	70	137.5	142.5					
MSGB2.5-55		55		30	70	137.5	142.5					
MSGA2.5-60		60		30	70	150	155					
MSGB2.5-60		60		30	70	150	155					
MSGA2.5-70		70		40	50	85	175	180				
MSGB2.5-70		70		40	50	85	175	180				

Catalog Number

Width x Depth

Keyway

Allowable torque (N·m)

Allowable torque (kgf·m)

Backlash (mm)

Weight (kg)

Figura 74: Tabla fabricante engranaje recto de la serie KHK

3. Cojinetes:

En el caso de las transmisiones por engranajes, las fuerzas teóricas que actúan sobre los dientes se calcularán mediante la potencia transmitida y las características del diseño de los dientes del engranaje. No obstante, existen fuerzas dinámicas adicionales producidas por el engranaje o el eje de entrada o salida. Las fuerzas dinámicas adicionales de los engranajes pueden ser el resultado de errores de paso o de forma de los dientes y del desequilibrio de los componentes giratorios. Los engranajes producidos con un alto nivel de precisión presentan fuerzas adicionales insignificantes, pero en otros casos se debe utilizar los siguientes actores de carga del engranaje:

- errores de paso y de forma menor 0,02 mm: de 1,05 a 1,1
- errores de paso y de forma de 0,02 a 0,1 mm: de 1,1 a 1,3

Para la selección de los rodamientos se tienen en cuenta las condiciones de funcionamiento calculadas en la sección eje, a continuación se presenta la información resumida. Las condiciones de funcionamiento son las siguientes:

- velocidad de giro: $n = 2\ 000$ r. p. m.
- Para transmitir el par requerido al eje y limitar su flexión, es necesario un diámetro de eje por escalones, en el rodamiento 1 se calculo 15 mm y rodamiento 2 de 35 mm
- Para cumplir con el ajuste en el eje y aplicación dentro de una caja de engranajes, para que este evite que el eje se expulse de la caja reductora se tomaran un rodamiento de dos hileras de rodillos cónicos dispuestos espalda con espalda , de referencia 33207T64/DB para transmitir el par requerido al eje y limitar su flexión y un rodamiento de inserción con prisionero de eje simétrico YAR 203/15-2F para alinear y sostener el eje a la caja

Las condiciones de funcionamiento dadas y los efectos de la fatiga por contacto de rodadura permiten determinar la vida nominal básica y la vida nominal comparativa [horas de funcionamiento] L_{F10h} . Vida nominal básica

$$L_{10n} = \left(\frac{10^6}{60 \times 2000} \right) \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

A partir de las tablas de 92,

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 \times 2000} \right) \left(\frac{178}{3,6} \right)^{3,33} > 36500h$$

$$L_{F10h} = \left(\frac{C_F}{P_F} \right)^{10/3} \left(\frac{1500000}{n} \right) = 2,3 \times 10^{10}$$

Finalmente se concluye que los rodamientos seleccionados cumplen con las condiciones y la vida útil requerida, 10 horas diarias durante al menos 10 años. El fabricante SKF suministra rodamientos mencionados anteriormente.

5.2. Subsistema Avance Lineal

Para el sistema de movimiento lineal de avance de corte de la máquina se optó por un sistema de Tornillo tuerca o Tornillo de potencia, que permite conversión de movimiento circular, proporcionado por un motor, en movimiento lineal necesario para el avance del corte. Para este sistema se seleccionaron 3 elementos. El tornillo, los husillos, el motor con reductor, los cojinetes, acoplos, guías lineales y las barras de soporte.

- Tornillo de Potencia** Para la carga axial que debe transportar el tornillo se asumieron situaciones críticas, es decir, al iniciar el movimiento en el que debido a la inercia se genera una fuerza. Se tomó un tiempo de arranque de 2s y una masa total del cabezal de corte de 250 Kg siendo una aproximación muy superior al valor real de modo que se tiene un factor de seguridad considerable. Con estos datos se calculó la fuerza inercial.

$$F_I = ma = m \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (8)$$

Obteniendo así

$$F_I = 437,5N \quad (9)$$

Para el siguiente caso se asumió al cabezal de la máquina como un sólido rígido que transmite completamente la carga de modo que se tomó la fuerza en x que realiza el mármol sobre el disco para el valor de Fuerza lineal

$$F_x = 1320,40N \quad (10)$$

Dado que este es el caso más crítico se seleccionó como Fuerza para seleccionar el tornillo. Se tomó un factor de servicio de 2,0 obteniendo un valor de carga axial para selección

$$F_x = 2640,80N \quad (11)$$

Con estos datos se recurrió al catálogo des Lasiom para husillos, en el que presentan un proceso detallado para la selección del tornillo y los husillos del mismo. Se inicia con la carga crítica soportada por un tornillo y se selecciona un tornillo ACME según 75.

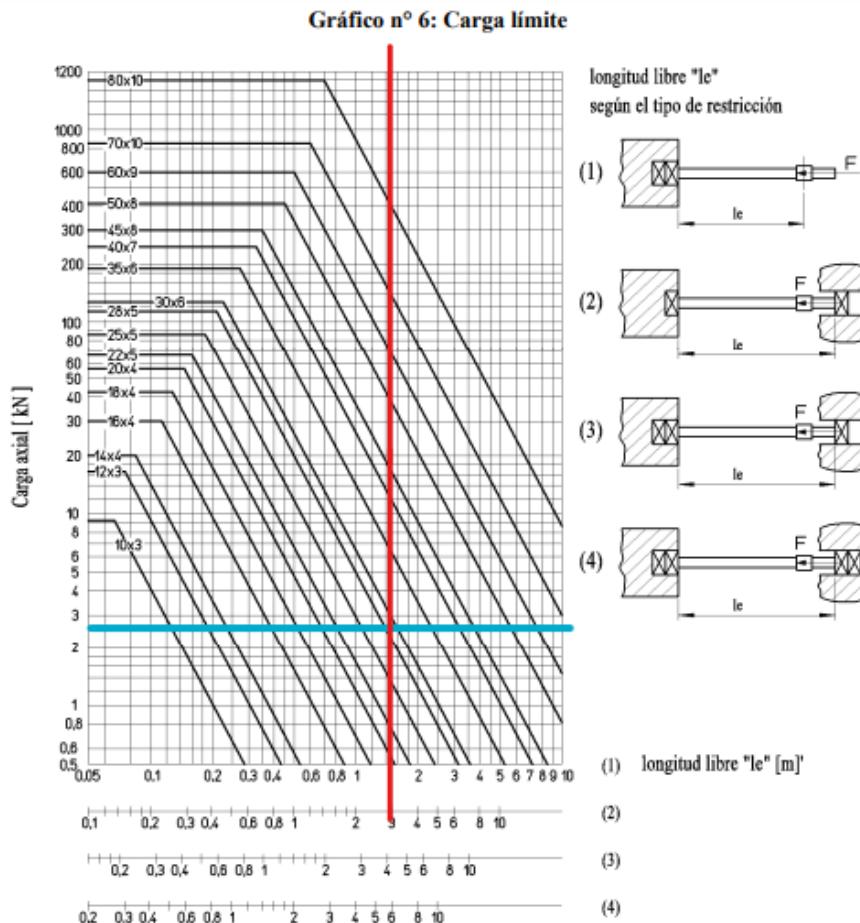


Figura 75: Gráfica fabricante carga límite para tornillos de potencia

Dado que el tornillo va a estar sujeto por un rodamiento a cada extremo de la máquina se toma el tipo de restricción 2 con una distancia de 3 metros. Según esta información se selecciona el tornillo ACME Tr 30x6, es decir un tornillo con diámetro medio 30 mm y paso 6 mm. Luego se calcula la velocidad angular necesaria para girar el tornillo según estas especificaciones utilizando la ecuación

$$\omega = v_a * e * p \quad (12)$$

donde v_a es la velocidad de avance, e es el número de entradas y p es el paso del tornillo obteniendo así

$$\omega = 35 rpm \quad (13)$$

Este valor debe multiplicarse por un factor de servicio según la precisión deseada, en este caso se seleccionó 1.3.

$$\omega = 45,5 rpm \quad (14)$$

luego se compara con la velocidad máxima soportada por la rosca según 76

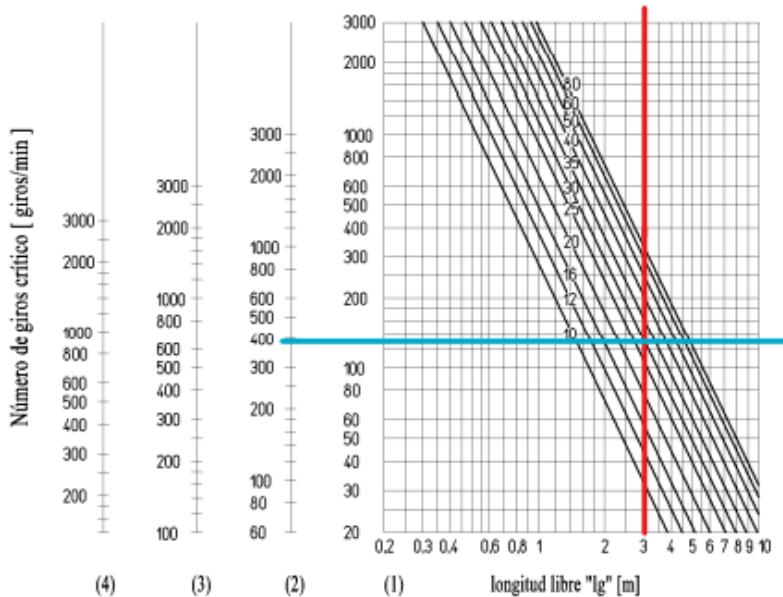


Figura 76: Gráfica fabricante giros límite para tornillos de potencia

como se observa el valor límite de giro para esta referencia de tornillo soporta hasta 400 rpm que es un valor considerablemente superior a al requerimiento de velocidad para la máquina.

Finalmente se selecciona el material del tornillo y la precisión de este. Se seleccionó un tornillo de acero al carbón referencia KTS del fabricante con una precisión de 0.100 mm de desfase por cada 300 mm de tornillo. El tornillo seleccionado según referencia del fabricante es *KTS 30 A R 3100*, es decir un tornillo material KTS de rosca derecha 30x6 de 3.1 m de largo adicionalmente según el catálogo del fabricante se envían planos de la terminación de los extremos para los rodamientos.

- Husillo** Con esta información del tornillo de potencia se puede ahora seleccionar el Husillo para conectar con el cabezal para esto se recurre nuevamente al catálogo de Lasiom de Husillos se selecciona inicialmente un husillo CBC embriado de bronce 30x6 se toma un factor de servicio de 0.9 dado que se utiliza a velocidades constantes con aceleraciones controladas. Se calcula entonces la presión superficial de contacto con la ecuación 15

$$p = \frac{F}{A_t} \quad (15)$$

donde F es la carga axial y A_t Superficie de apoyo total entre los dientes del tornillo y los dientes del husillo en el plano perpendicular al eje, que se calcula según la ecuación ??

$$A_t = \pi * dm * Z * H_1 \quad (16)$$

con dm el diámetro medio de la rosca, Z el número de dientes en sujeción y H_1 dimensión radial de apoyo entre diente tornillo y diente husillo

$$dm = 26,71\text{mm} \quad (17)$$

$$Z = 8,33 \quad (18)$$

$$H_1 = 3\text{mm} \quad (19)$$

$$A_t = 2098,15\text{mm}^2 \quad (20)$$

$$p = 1,26\text{MPa} \quad (21)$$

posteriormente se calcula la velocidad de deslizamiento V_{st} según la ecuación 22

$$V_{st} = \frac{n * P}{1000 * \operatorname{sen}\alpha} \quad (22)$$

con n la velocidad de giro en rpm, P el paso en milímetros y α el ángulo de la hélice luego se usan estos valores y la figura 77 de condiciones de deslizamiento para el bronce para saber si el tipo de husillo seleccionado es adecuado bajo estas características.

Gráfico n° 1 – Condiciones de deslizamiento para bronce

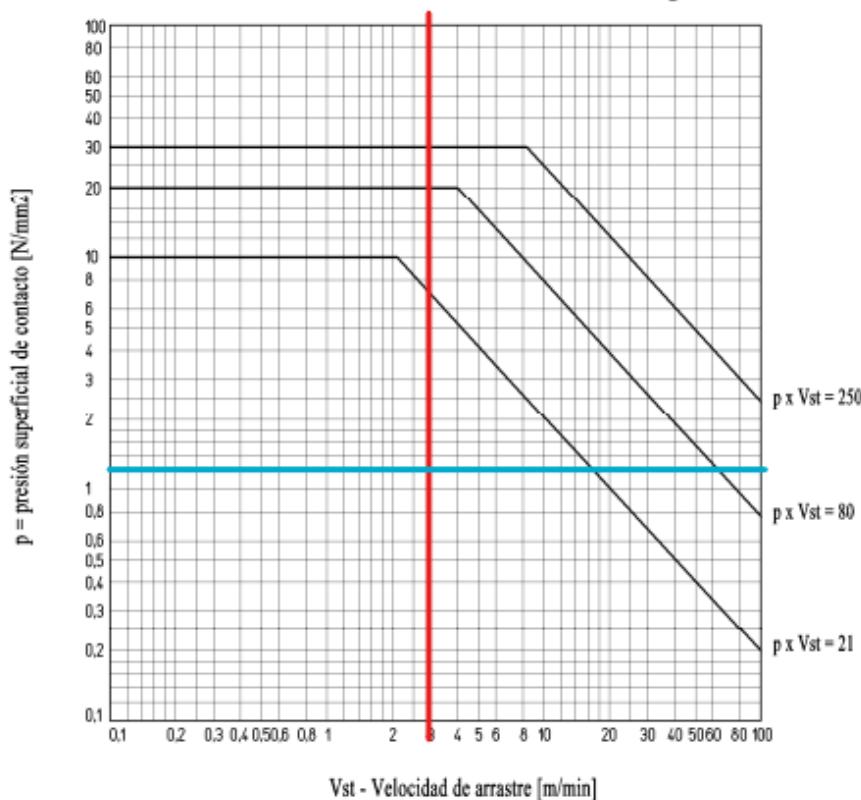


Figura 77: Gráfica fabricante giros límite para tornillos de potencia

El husillo seleccionado bajo las cargas solicitadas se encuentra en la Zona A que es la zona óptima de trabajo, por tanto se mantiene al husillo. La referencia del husillo es *CBC 30 A R* es decir un husillo trapezoidal embridado de bronce con rosca derecha 30x60

3. Servomotor Reductor

Con el husillo y el tornillo seleccionados se puede seleccionar el motor, en este caso se va a seleccionar un servomotor con reductor del catálogo en línea de SEW con inversión de giro. Se debe primero encontrar valores de velocidad de giro, potencia y torque. Para ello se utiliza la información del catálogo de Lasiom para el cálculo de estos valores. La velocidad de giro fue previamente calculada. El par torsor se calcula con la ecuación 23

$$C = \frac{F * P}{2 * \pi * \eta * 1000} \quad (23)$$

con η la eficiencia de la rosca que se obtiene de las tablas del fabricante.

$$\eta = 0,26 \quad (24)$$

$$C = 12,01N * m \quad (25)$$

Este valor debe multiplicarse por un factor adicional que representa la eficiencia de los elementos como los cojinetes, para este caso se considera un factor del 30 % adicional.

$$C_n = C * 1,3 = 15,61N * m \quad (26)$$

Luego se calcula la potencia con la ecuación 27

$$P_t = \frac{C_n * n}{9550} \quad (27)$$

$$P_t = 0,057kW \quad (28)$$

Con estos datos se selecciona un servomotor con caja reductora del configurador en línea de SEW obteniendo la referencia *K49DRN100L6* motorreductor helicoidal cónico con velocidad de salida 33 rpm a 60 Hz, una potencia de 1.5 kW.

4. **Barras de soporte** Para que la varilla roscada esté sujetada únicamente a carga axial es necesario incluir elementos que soporten las cargas de flexión ocasionadas por el peso del cabezal de corte. Para ello se plantea el uso de 4 barras redondas de acero inoxidable 304 de WanHongnuo. Para seleccionar el diámetro de las barras es necesario realizar un análisis estático y de fatiga sobre estas. Se inicia considerando una carga total de 250 kg, además de las propiedades del acero inoxidable 304

$$S_y = 205MPa \quad (29)$$

$$S_{ut} = 515MPa \quad (30)$$

y se considera un factor de seguridad (*FS*) de 2.0. con estos datos se halla el valor de esfuerzo máximo permisible σ

$$\sigma = \frac{S_y}{FS} \quad (31)$$

$$\sigma = 102,5MPa \quad (32)$$

Se utilizó la ecuación 33 para hallar posteriormente el diámetro

$$\sigma = \frac{Mr}{I} = \frac{Md}{2I} \quad (33)$$

donde *M* es el momento flector en un punto, *r* es el radio de la barra que corresponde también al punto más alejado al eje neutro, *d* el diámetro y *I* es el segundo momento de área de la sección transversal que puede ser calculado con la ecuación 34

$$I = \frac{\pi * d^2}{64} \quad (34)$$

con estas ecuaciones se puede despejar el diámetro

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi\sigma}} \quad (35)$$

El momento flector se calculará en el punto más crítico, es decir en el centro de la viga y se puede hallar usando 36

$$M = \frac{WL}{4} \quad (36)$$

Con *L* el largo de la barra, en este caso 3 m, y *W* la carga puntual que para este caso es

$$W = \frac{2500kg * 9,81m/s}{4} = 613,125N \quad (37)$$

$$M = 459,84Nm \quad (38)$$

de modo que el diámetro obtenido es

$$d = 0,03575m = 35,75mm \quad (39)$$

Con este valor inicial se realizarán análisis de fatiga para comprobar si cumple las condiciones suficientes para resistir las cargas variables. Se toma $\sigma_{max} = \sigma$ y $\sigma_{min} = 0$ y se obtienen valores de esfuerzo medio y alternante iguales

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma}{2} \quad (40)$$

se calcula también el valor de S_e que es el límite a fatiga. Dado que $S_{ut} = 75ksi < 200ksi$ se toma

$$S'_e = 0,5 * S_{ut} = \quad (41)$$

y se seleccionan los coeficientes de corrección. Elemento sometido a flexión pura

$$C_{carga} = 1 \quad (42)$$

como $0,3in < d < 10in$

$$C_{tamano} = 0,869d^{-0,097} = 0,768 \quad (43)$$

por temperatura ambiente

$$C_{temperatura} = 1 \quad (44)$$

Por acabado superficial de rolado en frío.

$$C_{superficie} = 4,51 * S_{ut}^{-0,265} = 0,86 \quad (45)$$

y con una confiabilidad del 99.9 %

$$C_{confiabilidad} = 0,753 \quad (46)$$

Obteniendo el esfuerzo a fatiga corregido

$$S_e = C_{carga} C_{tamano} C_{temperatura} C_{superficie} C_{confiabilidad} S'_e \quad (47)$$

$$S_e = 128,37MPa \quad (48)$$

Finalmente se analiza con el diagrama de Goodman modificado aumentado

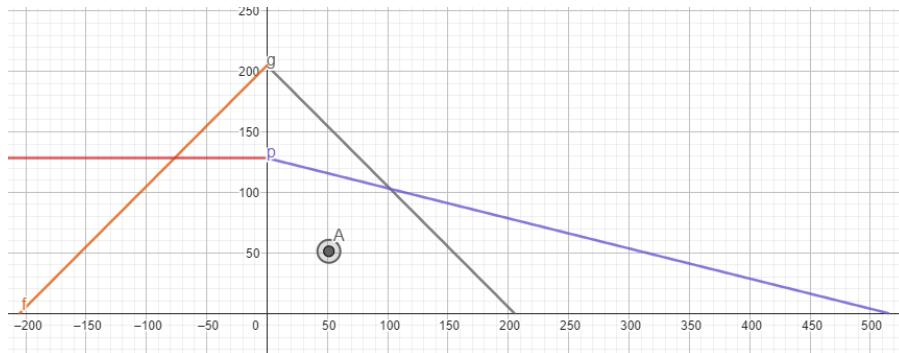


Figura 78: Diagrama de Goodman modificado Aumentado

Como se observa en el diagrama, el punto A que corresponde al esfuerzo sobre el que se calcula el diámetro se encuentra dentro de las características adecuadas para no fallar por fatiga, por tanto se toma este valor de $35,75mm$ y se aproxima al siguiente múltiplo de 5 es decir $40mm$

5. **Rodamientos lineales** Para permitir al cabezal ser transportado a lo largo de las barras se necesitan rodamientos de tipo lineal para ello se utilizó el catálogo de SKF para rodamientos lineales y se seleccionó un rodamiento *LBCR 40 A - 2LS* un rodamiento cerrado lineal de bolas de 40 mm de diámetro interno con 2 sellos

LBCR ..

Standard series 3
Linear ball bearings, closed type
LBCR .. A (without seals)
-LS with one seal
-2LS with two seals

Designations

	F _w	D	C	C ₃	C	C ₀	Basic load ratings
	mm				N		dynamic static
LBCR 5 A	5	22	22	12	280	210	
LBCR 8 A	8	16	25	14	490	355	
LBCR 12 A	12	22	32	20	1 160	980	
LBCR 16 A	16	26	36	22	1 500	1 290	
LBCR 20 A	20	32	45	28	2 240	2 040	
LBCR 25 A	25	40	58	40	3 350	3 350	
LBCR 30 A	30	47	68	48	5 600	5 700	
LBCR 40 A	40	62	80	56	9 000	8 150	
LBCR 50 A	50	75	100	72	13 400	12 200	
LBCR 60 A	60	90	125	95	20 400	18 000	
LBCR 80 A	80	120	165	125	37 500	32 000	

Example:
LBCR 30 A
LBCR 80 A-LS
LBCR 60 A-2LS

Figura 79: Tabla selección SKF rodamientos lineales LBCR

6. Rodamientos Para la selección de rodamientos para el tornillo se consideraron cargas radiales debido al apoyo del tornillo sobre los rodamientos y cargas axiales debidas al desplazamiento lineal de las cargas. Según esta información se optó por rodamientos de rodillos cónicos de la marca SKF y como las cargas axiales son en las 2 direcciones se seleccionaron rodamientos de una hilera de bolas de contacto angular. Utilizando el diámetro externo del tornillo en la sección de los rodamientos, 25 mm se seleccionó uno del catálogo en la sección métrica obteniendo la referencia 7305 BE-2RZP que soporta velocidades de hasta 14000 rpm un valor mucho mayor a las 35 rpm del tornillo, además resisten una carga dinámica de 24.2 kN igualmente superior a los 2.5 kN de la carga radial y los 1.3 kN de la carga axial.

3.1 Rodamientos de una hilera de bolas de contacto angular d 25 – 30 mm

2RZ

Dimensiones principales	Capacidad de carga básica dinámica estática C	Carga límite de fatiga P _u	Velocidades nominales	Masa	Designaciones Rodamientos de emparejamiento universal	Rodamiento de diseño básico/ sellado				
d	D	B	C ₀	P _u	Velocidad de referencia r. p. m.	Velocidad límite				
mm			kN	kN			kg	–		
25	52	15	14,8	9,3	0,4	16 000	12 000	0,13	–	► 7205 BE-2RZP
	52	15	14,8	9,3	0,4	16 000	15 000	0,13	–	► 7205 BEP
	52	15	14,8	9,3	0,4	16 000	15 000	0,13	–	► 7205 BEY
	52	15	15,6	10	0,43	16 000	17 000	0,13	► 7205 BECBP	–
	52	15	15,6	10	0,43	16 000	17 000	0,13	► 7205 BECBY	–
	52	15	15,6	10	0,43	16 000	20 000	0,13	► 7205 BECBM	–
	52	15	15,6	10	0,43	16 000	17 000	0,13	7205 BECBPH	–
	52	15	18	11,4	0,49	17 000	26 000	0,13	7205 ACCBM	–
	62	17	24,2	14	0,6	14 000	11 000	0,23	–	► 7305 BE-2RZP
	62	17	24,2	14	0,6	14 000	14 000	0,23	–	► 7305 BEP
	62	17	26,5	15,3	0,655	14 000	15 000	0,23	► 7305 BECP	–

Figura 80: Tabla selección SKF rodamientos de rodillos cónicos

7. Acoplos Finalmente se seleccionaron acoplos para conectar el eje del motor reductor con el tornillo, para ello se utilizó el configurador de SKF para acoplos con los parámetros de la figura 81

The screenshot shows a web-based configurator for selecting a gear coupling. At the top, there are two radio buttons: 'Basic' (selected) and 'Advanced'. Below them are two buttons: 'Reset' and 'Search'. The main area contains several dropdown menus and input fields:

- Coupling type:** Gear
- Gear coupling type:** Double engagement
- Select size:** 15 Torque: 485 Nm TB version
- Type:** TB/TB
- Bore size 1:** 25 (with a note: 13 - 42 (mm))
- Bore size 2:** 35 (with a note: 13 - 42 (mm))

Figura 81: Parámetros de selección acoples

se seleccionaron acoplos de tipo engrane de doble agarre que soportan hasta 485 Nm de tamaño 35 mm para el tornillo y 35 mm para el eje del motor. El configurador recomendó los elementos de la figura 82

Designation	Qty
PHE 15GCTB	2
PHE 15GCCOVER	2
PHE 15GCKIT	1
PHF TB1615X25MM	1
PHF TB1615X35MM	1

Figura 82: Acoplamiento

5.3. Accesorios para la mesa

Además de las especificaciones antes mencionadas, es necesario añadir ciertos accesorios a la mesa, para asegurar la sujeción y amortiguación del mármol, y de este modo evitar cualquier movimiento o impacto indeseado.

1. Goma de amortiguación

Se seleccionó una goma industrial EDPM de 6 milímetros de grosor como elemento de sujeción y amortiguación, dada su alta elasticidad, evidenciada por su dureza shore de 60 y su alto coeficiente de rozamiento con el mármol, que es de 0.8 de forma estática y de 0.6 en movimiento, además de su resistencia al desgarro de 5Mpa. Dado que se debe cubrir casi completamente la mesa y la parte de las esquinas que toca el mármol, es necesario adquirir un rollo estandarizado de 1.4 metros y cortarlo de la forma indicada. A continuación se muestra la referencia 123965 49 del proveedor Kaiser+Kraft.



[Iniciar sesión e solicitar oferta en tres pasos](#)

Goma industrial EPDM

negro, por m lin.

altura 6 mm

★★★★★ (1)

- Resistentes a productos químicos
- También se pueden utilizar para fabricar juntas resistentes al agua
- Alargamiento a la rotura 300%

[+ Mostrar más](#)

Figura 83: Goma seleccionada

2. Ventosas de vacío

Se seleccionaron las ventosas de vacío MRP 55 G1/4-IG del proveedor Amila. Son necesarias para asegurar las esquinas de la placa de mármol en su lugar, estas se sujetan a la mesa por medio de un tornillo métrico 9M*1.25. Gracias a su succión de 121 Newtons, el trozo de mármol es fácilmente retirable por medio del levantamiento del mármol, pero es capaz de sujetar el mármol en el plano horizontal, y sobre todo, disminuir las vibraciones. Además, el diámetro de la ventosa es suficientemente pequeño para no aumentar mucho el área que no es posible de cortar en el mármol, que es un cuadro de 120 x 120 milímetros en cada esquina.

Flat Suction Cups(Round)

Vacuum Suction Cup MRP

Suction area (Φ) 55mm to 250 mm

Vacuum Suction Cup MRP



Figura 84: Ventosa seleccionada

3. Rieles

Se seleccionaron dos barras macizas de 20 * 30 milímetros, de una longitud de 1.5 metros, del proveedor Panelco. Que pueden ser sujetadas al piso mediante platinas dobladas y soldadas a los rieles, que tengan sus respectivos agujeros para insertar tornillos.



Barra Cuadrada

Son productos que se derivan del proceso de laminación el cual consiste en la deformación volumétrica de la materia prima (palanquilla) mediante dos rodillos paralelos que giran en sentido opuesto ocasionando el flujo del material entre si, el laminado la mayoría de veces se desarrolla en caliente a una temperatura de 1250 °C, debido a las grandes reducciones de material que se dan en el proceso. Los productos laminados en caliente participan en una amplia gama de usos en el sector de la construcción y la industria como elementos estructurales, refuerzo en pavimento y carpintería metálica, carrocerías y herrajes eléctricos.

Figura 85: Barras como rieles

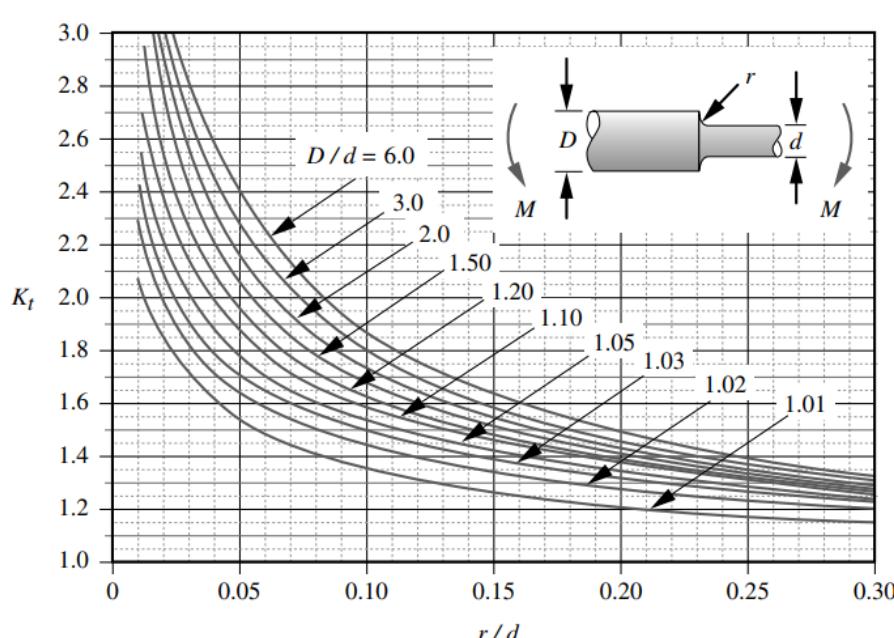
6. Bill of Materials (BOM):

Anexo en la carpeta se encuentra la lista de materiales.

7. Normas y recomendaciones técnicas

Se siguieron las recomendaciones eléctricas propuestas por la RETIE, y los parámetros de diseño que especifica Robert Norton en su libro diseño de máquinas.

8. Anexos



$$K_t \cong A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

donde:

D / d	A	b
6.00	0.878 68	-0.332 43
3.00	0.893 34	-0.308 60
2.00	0.908 79	-0.285 98
1.50	0.938 36	-0.257 59
1.20	0.970 98	-0.217 96
1.10	0.951 20	-0.237 57
1.07	0.975 27	-0.209 58
1.05	0.981 37	-0.196 53
1.03	0.980 61	-0.183 81
1.02	0.960 48	-0.177 11
1.01	0.919 38	-0.170 32

FIGURA G-2

Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje con filete de hombro en flexión

Figura 86: Factor geométrico de concentración de esfuerzos k_t para eje con filetes en flexión

Table 7-1 First Iteration Estimates for Stress-Concentration Factors K_t and K_{ts}

Warning: These factors are only estimates for use when actual dimensions are not yet determined. Do *not* use these once actual dimensions are available.

	Bending	Torsional	Axial
Shoulder fillet—sharp ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Shoulder fillet—well rounded ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
End-mill keyseat ($r/d = 0.02$)	2.14	3.0	—
Sled runner keyseat	1.7	—	—
Retaining ring groove	5.0	3.0	5.0

Missing values in the table are not readily available.

Figura 87: Tabla 7-1 , libro Shigley's Mechanical Engineering Design Valores de k_t y k_{ts} recomendados para la primera estimación

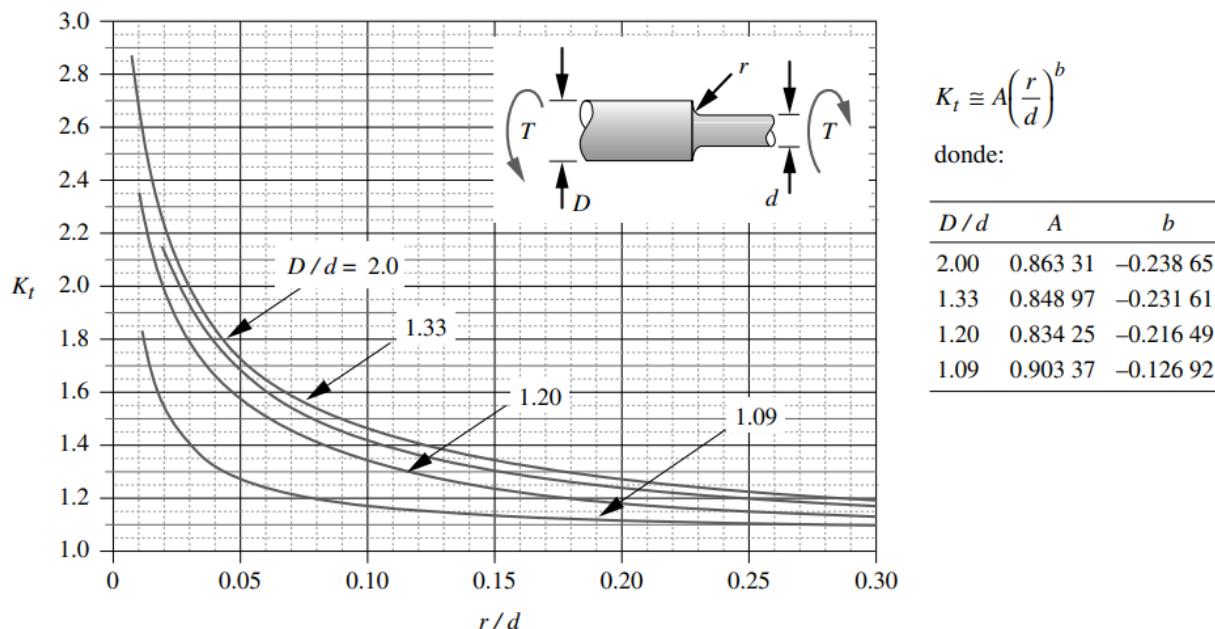


FIGURA G-3

Factor geométrico de concentración de esfuerzos K_t para un eje con filete de hombro en torsión

Figura 88: Factor geométrico de concentración de esfuerzos k_t para eje con filetes en torsión

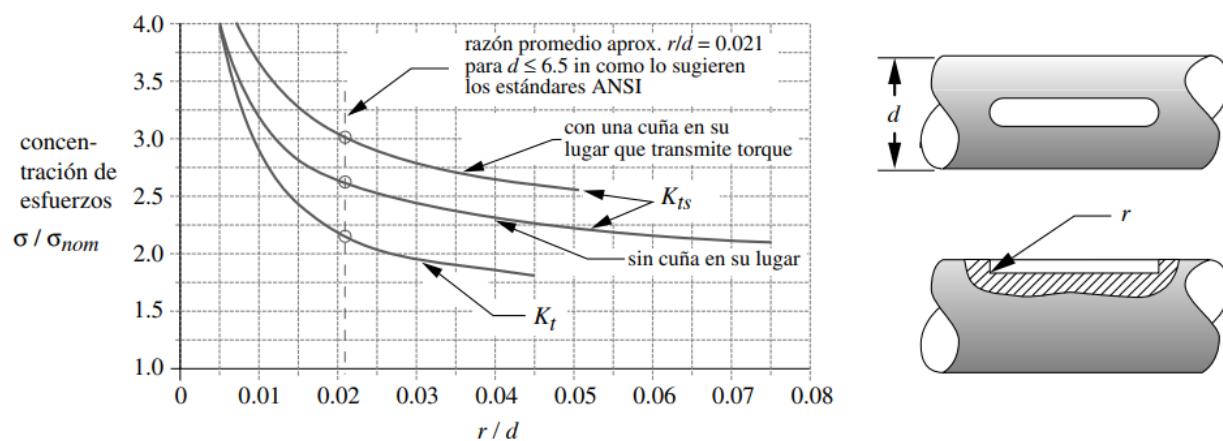


FIGURA 6-16

Factores de concentración de esfuerzos de cuñero, con extremo fresado, en flexión (K_t) y en torsión (K_{ts}). Fuente: R.E. Peterson, *Stress Concentration Factors*, 1974, figuras 182 y 183, pp. 266-267, reimpreso con autorización de John Wiley & Sons, Inc.

Figura 89: Factor geométrico de concentración de esfuerzos de cuñero

Tabla E-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono
Datos de varias fuentes.* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de material para mayor información

Número SAE/AISI	Condición	Resistencia a la fluencia por tensión (0.2% de deformación remanente)		Resistencia última a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1010	rolado en caliente	26	179	47	324	28	95
	rolado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	rolado en caliente	30	207	55	379	25	111
	rolado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	rolado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650 °F	50	345	75	517	32	149
	rolado en frío	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000 °F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800 °F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400 °F	94	648	123	848	17	495
1035	rolado en caliente	40	276	72	496	18	143
	rolado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	rolado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650 °F	54	372	86	593	28	170
	rolado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200 °F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800 °F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400 °F	86	593	113	779	19	262
1045	rolado en caliente	45	310	82	565	16	163
	rolado en frío	77	531	91	627	12	179
1050	rolado en caliente	50	345	90	621	15	179
	normalizado @ 1 650 °F	62	427	108	745	20	217
	rolado en frío	84	579	100	689	10	197
	templado y revenido @ 1 200 °F	78	538	104	717	28	235
	templado y revenido @ 800 °F	115	793	158	1 089	13	444
	templado y revenido @ 400 °F	117	807	163	1 124	9	514
1060	rolado en caliente	54	372	98	676	12	200
	normalizado @ 1 650 °F	61	421	112	772	18	229
	templado y revenido @ 1 200 °F	76	524	116	800	23	229
	templado y revenido @ 1 000 °F	97	669	140	965	17	277
	templado y revenido @ 800 °F	111	765	156	1 076	14	311
1095	rolado en caliente	66	455	120	827	10	248
	normalizado @ 1 650 °F	72	496	147	1 014	9	13
	templado y revenido @ 1 200 °F	80	552	130	896	21	269
	templado y revenido @ 800 °F	112	772	176	1 213	12	363
	templado y revenido @ 600 °F	118	814	183	1 262	10	375

* SAE Handbook, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa.; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

Figura 90: Tabla de aceros

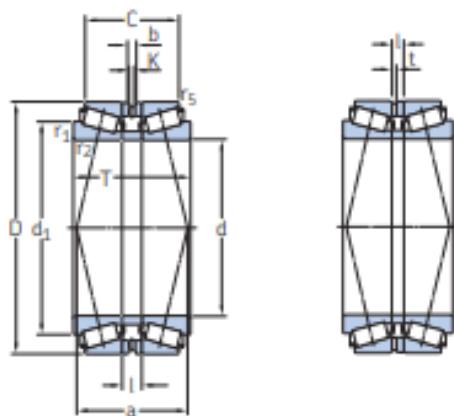
Tabla E-8 Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de acero inoxidable
 Datos de INCO.* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de material para mayor información

Aleaciones de acero inoxidable	Condición	Resistencia a la fluencia por tensión (0.2% de deformación remanente)		Resistencia última a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Rockwell o Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
Tipo 301	recocido en tiras	40	276	110	758	60	85HRB
	rolado en frío	165	1 138	200	1 379	8	41HRC
Tipo 302	recocido en láminas	40	276	90	621	50	85HRB
	rolado en frío	165	1 138	190	1 310	5	40HRC
Tipo 304	recocido en láminas	35	241	85	586	50	80HRB
	rolado en frío	160	1 103	185	1 276	4	40HRC
Tipo 314	recocido en barras	50	345	100	689	45	180HB
Tipo 316	recocido en láminas	40	276	90	621	50	85HRB
Tipo 330	rolado en caliente	55	379	100	689	35	200HB
	recocido	35	241	80	552	50	150HB
Tipo 410	recocido en láminas	45	310	70	483	25	80HRB
	tratamiento térmico	140	965	180	1 241	15	39HRC
Tipo 420	recocido en barras	50	345	95	655	25	92HRB
	tratamiento térmico	195	1 344	230	1 586	8	500HB
Tipo 431	recocido en barras	95	655	125	862	25	260HB
	tratamiento térmico	150	1 034	195	1 344	15	400HB
Tipo 440C	recocido en barras	65	448	110	758	14	230HB
	T y R @ 600 °F	275	1 896	285	1 965	2	57HRC
17-4 PH (AISI 630)	endurecido	185	1 276	200	1 379	14	44HRC
17-7 PH (AISI 631)	endurecido	220	1 517	235	1 620	6	48HRC

* Propiedades de algunos metales y aleaciones, International Nickel Co., Inc., Nueva York.

Figura 91: Tabla de aceros inoxidables

**8.5 Rodamientos apareados con una disposición espalda con espalda
d 35 – 90 mm**



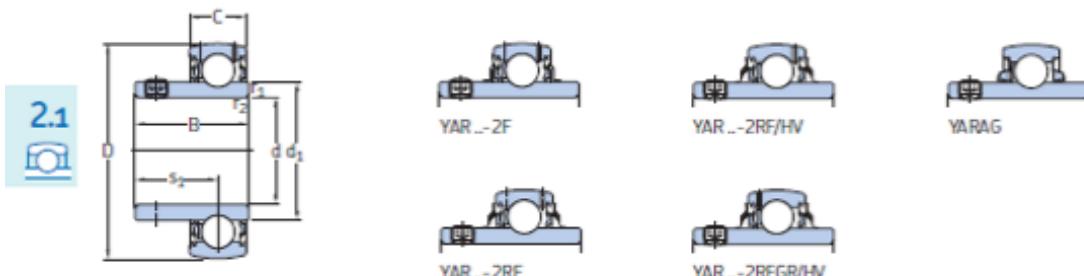
$l \geq 7 \text{ mm}$

$l < 7 \text{ mm}$

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica dinámica C	Capacidad de carga básica estática C_0	Carga límite de fatiga P_u	Velocidades nominales	Masa	Designación
d	D	T				Velocidad de referencia	Velocidad límite	
			mm	kN	kN	r. p. m.	kg	-
35	72	64	178	212	23,6	6 300	9 500	1,15 33207T64/DB
40	68	41,5	111	143	15,3	6 300	9 500	0,58 32008T41.5 X/DB
	90	72	182	190	21,6	5 300	8 000	1,9 30308T72/DB
45	100	62,5	194	204	24,5	4 000	6 700	2,1 31309T62.5/DB
50	80	50	129	176	19,3	5 300	8 000	0,86 32010T50 X/DB
	90	67,5	173	200	22,8	4 800	7 500	1,5 32210T67.5/DB
55	90	59	191	270	30,5	4 500	7 000	1,4 33011T59/DB
	95	88	232	310	35,5	4 500	6 700	2,1 33111T88/DB
60	95	65	173	245	27	4 300	6 700	1,45 32012T65 X/DB
	110	53	207	228	26,5	4 000	6 000	1,9 30212T53/DB
65	100	53	176	255	28	4 000	6 000	1,35 32013T53 X/DB
	100	60	204	310	34,5	4 000	6 300	1,6 33013T60/DB
	140	82	411	455	55	3 200	4 800	5,3 30313T82/DB
70	110	63	214	305	34,5	3 800	5 600	1,9 32014T63 X/DB
	110	108,8	273	400	45,5	3 800	5 600	3,05 33014T108.8/DB
	125	59	267	310	36	3 400	5 300	2,7 30214T59/DB
	150	84	465	520	62	3 000	4 500	6,3 30314T84/DB
75	130	70	293	355	41,5	3 400	5 000	3,2 30215T70/DB
	130	78	337	425	49	3 200	5 000	3,7 32215T78/DB
80	140	78	391	490	57	3 000	4 500	4,4 32216T78/DB
85	130	66	293	450	51	3 200	4 800	2,85 32017T66 X/DB
	150	87	451	570	65,5	2 800	4 300	5,65 32217T87/DB
	150	145	606	850	96,5	2 800	4 300	9 33217T145/DB
	180	132	858	1 060	120	2 600	3 800	14,5 32317T132/DB
	180	133,19	510	570	64	2 200	3 800	12 31317T133.19/DB
90	150	104	532	780	85	2 800	4 300	6,7 33118T104/DB

Figura 92: Catálogo de rodamientos apareados de doble hilera cónicos

**2.1 Rodamientos de inserción con prisioneros, ejes métricos
d 12 – 100 mm**



YAT

Dimensiones						Capacidad de carga básica dinámica C	Carga límite de fatiga P _u	Velocidad límite con tolerancia de eje h6	Masa	Designación
d	D	B	C	d ₁	s ₁	kN	kN	r. p. m.	kg	–
12	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500 0,12 ▶ YAR 203/12-2F

Figura 93: Catálogo de rodamientos de inserción con prisioneros para ejes simétricos de diámetros entre 12 y 100 mm

Diámetro del eje (in)	Ancho nominal de la cuña (in)	Diámetro del tornillo prisionero (in)	Diámetro del eje (mm)	Ancho × alto de la cuña (mm)
0.312 < d ≤ 0.437	0.093	#10	8 < d ≤ 10	3 x 3
0.437 < d ≤ 0.562	0.125	#10	10 < d ≤ 12	4 x 4
0.562 < d ≤ 0.875	0.187	0.250	12 < d ≤ 17	5 x 5
0.875 < d ≤ 1.250	0.250	0.312	17 < d ≤ 22	6 x 6
1.250 < d ≤ 1.375	0.312	0.375	22 < d ≤ 30	8 x 7
1.375 < d ≤ 1.750	0.375	0.375	30 < d ≤ 38	10 x 8
1.750 < d ≤ 2.250	0.500	0.500	38 < d ≤ 44	12 x 8
2.250 < d ≤ 2.750	0.625	0.500	44 < d ≤ 50	14 x 9
2.750 < d ≤ 3.250	0.750	0.625	50 < d ≤ 58	16 x 10
3.250 < d ≤ 3.750	0.875	0.750	58 < d ≤ 65	18 x 11
3.750 < d ≤ 4.500	1.000	0.750	65 < d ≤ 75	20 x 12
4.500 < d ≤ 5.500	1.250	0.875	75 < d ≤ 85	22 x 14
5.500 < d ≤ 6.500	1.500	1.000	85 < d ≤ 95	25 x 14

Figura 94: Cuñas estándar y tamaños de tornillos prisioneros en medidas estadounidenses y métricas para ejes

TABLA 4 INTENSIDAD DE CORRIENTE ADMISIBLE PARA CONDUCTORES DE COBRE (Secciones AWG)								
AISLADOS TEMPERATURA DE SERVICIO:			60°	75°	90°C			
SECCION	SECCION	GRUPO A			GRUPO B			DESNUDO
		TEMPERATURA DE SERVICIO			TEMPERATURA DE SERVICIO			
Nominal (mm) ²	AWG	60°C	75°C	90°C	60°C	75°C	90°C	
0,32	22	3	3					
0,51	20	5	5					
0,82	18	7.5	7.5					
1,31	16	10	10					
2,08	14	15	15	25	20	20	30	
3,31	12	20	20	30	25	25	40	
5,26	10	30	30	40	40	40	55	
8,36	8	40	45	50	55	65	70	90
13,30	6	55	65	70	80	95	100	130
21,15	4	70	85	90	105	125	135	150
26,67	3	80	100	105	120	145	155	200
33,62	2	95	115	120	140	170	180	230
42,41	1	110	130	140	165	195	210	270
53,49	1/0	125	150	155	195	230	245	310
67,42	2/0	145	175	185	225	265	285	360
85,01	3/0	165	200	210	260	310	330	420
107,2	4/0	195	230	235	300	360	385	490
127	250 MCM	215	255	270	340	405	425	540
152,0	300 MCM	240	285	300	375	445	480	610
177,3	350 MCM	260	310	325	420	505	530	670
202,7	400 MCM	280	355	360	455	545	575	730
253,4	500 MCM	320	380	405	515	620	660	840
304	600 MCM	355	420	455	475	690	740	
354,7	700 MCM	385	460		630	755		
380	750 MCM	400	475	500	655	785	845	
405,4	800 MCM	410	490		680	815		
456	900 MCM	435	520		730	870		
506,7	1000 MCM	455	545	585	780	925	1000	
633,4	1250 MCM	495	590		890	1065		
760,1	1500 MCM	520	625		980	1175		
886,7	1750 MCM	545	650		1070	1280		
1013	2000 MCM	560	665		1155	1385		

Figura 95: Intensidad de corriente admisible para conductores de cobre

	Ponderación	Monofásico	Trifásico	Monofásico	Trifásico
Eficiencia	9	0	1	Menos eficientes , debido a que su diseño y construcción es más simple y menos sofisticado.	Más eficientes
Consumo	7	0	1	Mas consumo por ser menos eficientes	Menor consumo
Potencia	10	0	1	Menor potencia debido a su unica fase de alimentación	Más potencia
Tamaño	7	1	0	Más pequeños	Más grandes
Arranque	2	0	1	Requiere de dispositivos de arranque adicionales	No requiere
Instalación	3	1	0	Generalmente no se cuenta con una instalación trifásica, por lo que se requiere realizar la instalación, la cual no es económica.	No requiere
Resultado		10	28		

Sistemas de transmisión						Observaciones			
	Ponderacion	Correas	Engranajes tipo helicoidal	Engranajes tipo recto	Engranajes planetario	Correas	Engranajes tipo helicoidal	Engranajes tipo recto	Engranajes planetario
Lubricación	2	1	-1	0	-1	No requiere	Lubricación se realiza mediante aceites y grasas , reducir el desgaste de los dientes y aumentar su vida útil.	Requieren de buena lubricación	Buena lubricación
Mantenimiento	8	1	0	-1	0	Sustitucion	Incluir la revisión y cambio del lubricante, la limpieza de los dientes y la sustitución de piezas desgastadas o dañadas.	Mantenimiento	Mantenimiento periódico
Torque	10	0	2	1	1,5	Torque gracias a su diseño y a la fricción entre la correa y la polea	Altos niveles de torque debido a la gran área de contacto entre los dientes.	Altos niveles de torque debido a su diseño y al número de dientes que se encuentran en contacto simultáneamente.	Altos niveles de torque debido a la disposición de varios engranajes en un solo conjunto.
Velocidad	10	0	2	1	2	La velocidad de operación depende del tipo de correa, el tamaño y diseño de la misma, así como de la calidad del material utilizado	Altas velocidades	Menor velocidad que los engranajes helicoidales	Altas velocidades debido a la disposición de varios engranajes en un solo conjunto, lo que permite una mayor suavidad en la transmisión de la carga.
Ensamblaje	9	2	0	0	0	Relativamente sencillo	Es más complicado debido a su forma y ángulo de inclinación.	Similares en complejidad con los helicoidales	Similar complejidad
Costos	6	0	1	0	-1	Para buena velocidad y torque se requiere de una correa costosa	Costosos	Su vida útil es menor, lo que puede aumentar los costos a largo plazo.	Los engranajes planetarios son más costosos
Vibración	7	1	1	-1	2	No genera	Transmisión suave y silenciosa.	Genera más vibración y ruido que los engranajes helicoidales debido a la forma de sus dientes.	Más silenciosos que los helicoidales
Resultado		35	51	5	41				

Sujeción							Observaciones			
	Ponderación	Mordazas Hidráulicas	Prensas	Ventosas industriales	Almohadillas de goma		Mordazas Hidráulicas	Prensas	Ventosas industriales	Almohadillas de goma
Precio	4	-1	0	1	1	Son las más costosas debido a su complejidad y sistema hidráulico	Normal	Por cada uso se requiere de cambiar el material de adherencia	Más economicas	
Mantenimiento	6	-1	-1	1	1	Mantenimiento regular debido	Mantenimiento regular debido	Solo requieren el reemplazo periódico de las almohadillas de goma para mantener una buena adherencia	Requiere de cambio periodico	
Estabilidad	8	1	2	-1	-1	Muy estables pero están diseñadas para piezas de trabajo más pequeñas	Las prensas industriales son la opción más estable debido a su construcción robusta y capacidad para sujetar piezas grandes y pesadas.	Son menos estables ya que dependen de la fuerza de succión.	El mármol es muy pesado por lo que la fricción será muy alta	
Seguridad	8	1	1	-1	0	Proporcionan una sujeción firme y segura	Proporcionan una sujeción firme y segura	Fuerza de succión y pueden perder adherencia en piezas grandes o irregulares	Proporcionan sujeción basándose en la fricción	
Confiabilidad	9	1	1	-1	0	Capacidad para sujetar una variedad de piezas de trabajo en ambientes industriales	Capacidad para sujetar una variedad de piezas de trabajo en ambientes industriales	Menos confiables en piezas de trabajo grandes	Aún menos confiables que las ventosas	
Resultado		1	14	-1	13					

Elementos de seguridad							Observaciones			
	Ponderación	Carcasas de acero	Carcasas de aluminio	Carcasas de plástico	Carcasas de fibra de vidrio		Carcasas de acero	Carcasas de aluminio	Carcasas de plástico	Carcasas de fibra de vidrio
Precio	4	-1	0	1	-1	Son las más costosas debido a su durabilidad y resistencia	Más económica que la de fibra de vidrio	Más económicas	Más costosa que el aluminio	
Resistencia	8	2	1	-1	1	Las más resistentes y duraderas	Resistentes, pero no tanto como las de acero	Poco resistentes	Resistentes, pero no tanto como las de acero	
Peso	7	0	1	2	1	Más pesadas	Más ligeras que las de acero beneficioso para el transporte y la maniobrabilidad de la máquina cortadora	Más ligeras de todas	Más ligeras que las de acero beneficioso para el transporte y la maniobrabilidad de la máquina cortadora	
Resultado		12	15	10	11					

Estructura					Observaciones		
	Ponderación	Marco	Techo	Brazo robotico	Marco	Techo	Brazo robotico
Seguridad	10	1	-1	0	Seguro, no carga la estructura del edificio en el techo, las cargas en el suelo se reparten en los puntos de apoyo	Poco seguro, carga la estructura del edificio	Medianamente seguro, aunque no carga el techo, carga el suelo en un sólo punto, lo que puede resultar peligroso.
Instalacion	9	0	-1	1	Medianamente complicado de instalar, hay que hacer modificaciones al piso y montar la estructura	Muy complicado de instalar, deben hacerse modificaciones en el techo	Secillo de instalar, sólo debe hacerse una modificación en el piso.
Traslado	5	0	-1	1	Mediamente difícil de mover, debe desmontarse y desanclarse del piso.	Muy complejo de mover, se tendría que desmontar de un techo	Muy sencillo de mover, sólo hace falta desmontar
Complejidad	6	1	2	-1	Medianamente complejo, deben calcularse varias medidas de las vigas y columnas de la estructura	Muy poco complejo, debe calcularse la viga anclada al techo	Muy complejo, deben calcularse muchas variables dinámicas y estáticas
Costo	7	0	1	-3	Costo medio, los materiales de construcción de las vigas y columnas	Bajo costo, sólo una viga	Costo exageradamente alto, motores y elementos costosos
Resultado		16	-5	-13			

Sistema de giro de la mesa				Observaciones	
	Ponderación	Gato de tornillo trapezoidal manual con manivela	Mesa giratoria movimiento manual y bloqueo	Gato de tornillo trapezoidal manual con manivela	Mesa giratoria movimiento manual y bloqueo
Mantenimiento	8	0	1	Es más complicado dar mantenimiento a un mecanismo complejo que a uno manual	
Costos	5	0	1	El gato es mucho más caro	
Seguridad	10	1	0	La seguridad del mecanismo con gato es mucho	
Precisión	9	1	0	La presición de un sistema con tornillo es mucho	
Resultado		19	13		

Sistema de movimiento del cabezal					Observaciones		
	Ponderación	Varilla roscada	Bielas-Manivela	Piñon-cremallera	Varilla roscada	Bielas-Manivela	Piñon-cremallera
Mantenimiento	8	0	1	0	Relativamente sencillo, piezas de una precisión mediana	Piezas de fácil cambio ya que el ensamblaje es muy superficial	Relativamente sencillo, piezas de una precisión mediana
Costos	5	0	1	1	Un poco caro por el maquinado en torno y la precisión de las piezas	El más económico, piezas estándar	Piezas estándar o de fácil maquinado
Seguridad	10	1	1	0	Buena estabilidad	Buena estabilidad, diseño robusto	Estabilidad un poco inferior al tornillo sin fin ya que el acople con el cabezal no es en el centro
Precisión	9	1	0	1	Muy buena estabilidad, un giro del piñón se corresponde con una pequeña distancia lineal	Mala precisión, medio giro equivale a la distancia total lineal	Buena estabilidad, un giro del piñón se corresponde con una distancia lineal proporcional al arco
Resultado		19	23	14			