

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

**SEDE QUITO**

**FACULTAD DE INGENIERÍAS**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA INDUSTRIAL**

**Tesis previa a la obtención del título de: INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA:**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ESMERILADORA PARA FILOS DE  
CUCHILLAS RECTAS CON AUTOMATIZACIÓN DEL CABEZAL DE  
TRABAJO.”**

**AUTORES:**

**EDISON XAVIER PAREDES AYALA**

**Y**

**DIEGO ALBERTO RONDAL LLIGUICOTA**

**DIRECTOR:**

**RENÉ PATRICIO QUITIAQUEZ SARSOZA**

**Quito, Mayo de 2014**

## **CERTIFICACIÓN**

Certifico que el presente trabajo, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico ha sido realizado en su totalidad por los señores: Edison Xavier Paredes Ayala y Diego Alberto Rondal Lliguicota.

Los conceptos desarrollados, cálculos, análisis, realizados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Atentamente:

---

Ingeniero Patricio Quitiaquez

DIRECTOR DE TESIS

## **DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD**

Nosotros, Edison Paredes y Diego Rondal declaramos que los conceptos y análisis desarrollados, así como también las conclusiones y recomendaciones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores. Además de que las referencias utilizadas en el desarrollo de este trabajo se encuentran detalladas se incluyen al final de este documento.

No se permite la reproducción parcial o total de este documento, sin la autorización previa de los autores.

Quito DM, Abril 2014

f\_\_\_\_\_

Edison Xavier Paredes Ayala  
CI: 1716397722

f\_\_\_\_\_

Diego Alberto Rondal Lliguicota  
CI: 1720166576

## **DEDICATORIA**

Es un honor dedicar este trabajo a Dios, por permitirme terminar esta etapa de mi preparación profesional, por brindarme la sabiduría necesaria y por llenar de bendiciones mi vida.

A mi madre, ya que ha sido mi apoyo incondicional, la fuerza que me ha empujado durante toda mi vida; lo que hizo posible alcanzar esta meta propuesta años atrás.

A mi padre, quien ha sido un gran profesor que me enseñó que todo sacrificio tiene su recompensa.

A mi familia y amigos ya que siempre tuvieron fe en mí, inspirándome más valor para continuar.

Edison Paredes

Dedico éste trabajo al Señor, Rey de Reyes, al creador de todas las cosas, el que me ha dado sabiduría y fortaleza para continuar cuando a punto de caer he estado.

A mis padres con todo mi cariño y mi amor, que hicieron todo en la vida para que yo pudiera lograr mis sueños, por motivarme y darme la mano cuando sentía que el camino se terminaba, siendo un pilar fundamental en cada paso que avanzaba en mi carrera, a ustedes por siempre mi corazón y mi agradecimiento.

A mis hermanas que siempre han sido para mí un apoyo incondicional en los momentos más duros.

A mi familia en general que siempre me han brindado su apoyo moral para levantarme de las caídas y sobresalir con éxito.

Diego Rondal

## **AGRADECIMIENTO**

A mi madre ya que con su amor, paciencia y comprensión se ha convertido en el pilar fundamental en toda mi vida y la inspiración necesaria para cumplir todas mis metas propuestas.

A nuestro director de Tesis, Ing. Patricio Quitiaquez, por su conocimiento, apoyo, consejos, paciencia que permitieron la elaboración de este documento durante su dirección así como también durante nuestra preparación académica.

A mi compañero y amigo Diego con el cual hemos compartido muchas cosas ya desde hace muchos años atrás y hoy nuevamente he tenido el placer de poder trabajar con un amigo como tú.

A mi querida Universidad Politécnica Salesiana y sus docentes que impartieron sus conocimientos académicos, profesionales y personales que ayudaron para mi crecimiento durante mis años universitarios.

Edison Paredes

Agradezco la confianza y el apoyo brindado de mis padres, que sin duda alguna en el trayecto de mi vida me ha demostrado su amor, corrigiendo mis faltas y celebrando mis triunfos académicos.

Este proyecto es el resultado de un esfuerzo en conjunto.

Por esto agradezco a nuestro director de tesis, Ing. Patricio Quitiaquez por toda la colaboración, seguimiento y dirección brindada durante la elaboración del presente trabajo, apoyándonos profesionalmente con criterios y conceptos muy acertados,

A mi compañero Edison Paredes, quien a lo largo de este tiempo ha puesto a prueba sus capacidades y conocimientos en el desarrollo de este trabajo que hemos finalizado llenando todas nuestras expectativas.

A mis profesores de la Universidad Politécnica Salesiana quienes les debo gran parte de mis conocimientos, gracias a su paciencia y enseñanza han forjado de mí una persona con valores humanísticos y ética profesional.

Y finalmente un eterno agradecimiento a ésta prestigiosa Universidad la cual abre sus puertas a jóvenes como nosotros, preparándonos para un futuro competitivo y formándonos como personas de bien.

Diego Rondal

## Glosario.

- **Esmerilado:** El esmerilado consiste en la eliminación del material, mediante la utilización de partículas de abrasivos fijas, que extraen virutas de material que en este caso será una cuchilla recta. El proceso de extracción de virutas con un grano de abrasivo de aristas vivas provoca el menor grado de deformación de la cuchilla, proporcionando simultáneamente la tasa más alta de eliminación de material.
- **Muela Abrasiva:** Es una herramienta abrasiva utilizada para el arranque de viruta dentro de las operaciones de mecanizado con abrasivos. Se denomina abrasiva debido a que se encuentra conformado con partículas abrasivas denominados granos que se encuentran en cohesión gracias a un aglutinante especial dependiendo del tipo de trabajo a realizar que permiten la realización del proceso.
- **Fuerza de Corte:** Se denomina fuerza de corte a la presión específica que se debe existir entre la superficie de la cuchilla y los granos del abrasivo, la misma que debe ser lo suficientemente alta como para generar una fuerza capaz de extraer una viruta.
- **Motor Eléctrico:** El motor eléctrico es un dispositivo que transforma la energía eléctrica en energía mecánica por medio de la acción de los campos magnéticos generados en sus bobinas. Son máquinas eléctricas rotatorias compuestas por un estator y un rotor.
- **Frecuencia Natural:** En el análisis de vibración que se realiza en este proyecto, se denomina vibración natural a la oscilación resultante producida por la excitación realizada sobre un sistema en equilibrio que adquiere una frecuencia respecto al tiempo, propia del sistema que depende del coeficiente de rigidez ( $k$ ) del sistema en exposición.

## **RESUMEN.**

El presente proyecto es realizado tomando en cuenta el poder mejorar la capacidad de producción de AHCORP, debido que las herramientas de corte que utilizan sus máquinas cepilladoras y canteadoras (cuchillas rectas) para poder recuperar su filo cortante a través del proceso de esmerilado es necesario enviarlas fuera de su planta . En consecuencia el diseño y construcción de una “Esmeriladora para filos de cuchillas rectas, con automatización del cabezal del cabezal de trabajo” es la mejor alternativa encontrada para lograr el objetivo antes mencionado; debido a la confiabilidad, versatilidad y bajo costo de producción que representa respecto a un proveedor internacional más cercano contactado.

Por tal razón, el diseño de la máquina se iniciará con la investigación de todos los componentes que intervienen en el proceso de esmerilado de una herramienta de corte, entre los que tenemos la elección adecuada de una muela abrasiva, el tamaño de la granulación de la muela, el aglomerante de la muela, las rpm adecuadas para el proceso, la cantidad de refrigerante necesario y un aspecto adicional del proyecto que es el análisis de la vibración forzada sin amortiguamiento que se produce en arranque del motor de la muela abrasiva.

Conforme se avanza en la tesis en el segundo capítulo se realizan los cálculos de cada uno de los componentes que se necesitan para la concepción del diseño de la máquina; de acuerdo a los estándares necesarios para la realización adecuada del proceso de esmerilado, las dimensiones definidas en el alcance del proyecto y los proveedores de materiales e insumos existentes en el entorno comercial de la ciudad para la mayor rapidez de despacho y asesoría técnica si lo requiriera el cliente.

Para la realización de planos generales y de despiece de la máquina se utiliza AUTODESK INVENTOR 2013 Y AUTODESK AUTOCAD MECHANICAL 2014, programas computacionales que brindan muchos beneficios a los usuarios de interpretación y cálculo. De igual forma el segundo capítulo finaliza con la obtención de la onda sinusoidal de “La vibración forzada sin amortiguamiento” producida en la máquina a partir de un modelo matemático en función del tiempo y la frecuencia del motor de la muela abrasiva.

Finalmente se realiza un análisis de los costos producidos en todo el desarrollo del proyecto justificando al auspiciante de la máquina los beneficios de su inversión.

## **ABSTRACT.**

This project is carried out taking into account to improve the production capacity of AHCORP, due to cutting tools that use their machines planers and jointers (straight blade) in order to recover its cutting edge through the grinding process it is necessary to send them out of his plant. As a result the design and construction of a "grinder for edges of straight blades, with automation of work head" is the best alternative found to achieve the above-mentioned objective; due to reliability, versatility and low cost of production that represents with respect to a nearest international supplier contacted.

For this reason, the design of the machine will begin with research of all components involved in the process of grinding of a cutting tool, which we have the right choice of a grinding, size of granulation of the wheel, the binder of the wheel, the rpm suitable for the process and the amount of refrigerant required and an additional aspect of the project that is enforced without damping vibration analysis that occurs in the grinding wheel engine starting.

As you go through the thesis in the second chapter are carried out calculations of each of the components that are needed for the conception of the design of the machine; According to the standards necessary for the proper accomplishment of the grinding process, the dimensions defined in the scope of the project and the suppliers of materials and supplies in the business environment of the city for faster clearance and technical advice if the client requires it.

AUTODESK INVENTOR 2013 and AUTODESK AUTOCAD MECHANICAL 2014, computer programs that provide many benefits to the users of interpretation and calculation is used for the realization of shots and cutting machine. In the same way the second chapter ends with obtaining the sine wave of "Forced vibration without damping" produced in the machine from a mathematical function of the time model and the grinding wheel motor frequency.

Finally is an analysis of the costs produced in all the project development justifying the benefits of your investment to the sponsor of the machine.

## ÍNDICE

Introducción .....	1
Planteamiento del problema.....	2
Justificación del problema.....	3
Alcance.....	4
Objetivos. ....	5
Objetivo general. ....	5
Objetivos específicos. ....	5
Hipótesis.....	5
CAPÍTULO I.....	6
1.1    Generalidades .....	6
1.2    Movimientos de Trabajo .....	6
1.3    Normas para el corte en el esmerilado .....	6
1.4    Elección de la Piedra de afilar.....	9
1.5    Estudio de las Muelas.....	10
1.5.1    Abrasivos .....	10
1.5.2    Aglomerantes .....	12
1.5.3    Estructura de las muelas.....	12
1.5.4    Denominación de las Muelas .....	13
1.5.5    Forma y Dimensiones de las Muela.....	15
1.6    Fuerzas de Corte al Afilar.....	16
1.7    Estudio de Materiales .....	17
1.7.1    Acero AISI-SAE 1045 .....	17
1.7.2    Acero AISI-SAE 1018 .....	18
1.7.3    Bronce Fosfórico SAE 660 .....	19
1.8    Refrigeración .....	20
1.8.1    Tipos de Refrigerantes .....	20
1.8.2    Temperaturas admisibles en los materiales.....	21
1.9    Bombas .....	22
1.9.1    Clasificación de Bombas.....	22
1.9.2    Bombas de Pistón.....	22
1.9.3    Bombas de Tornillo.....	23

1.9.4	Bombas Centrifugas.....	23
1.9.5	Bombas Sumergibles.....	23
1.10	Sistemas de transmisión de movimiento .....	24
1.10.1	Transmisión por piñón y cadena. ....	24
1.10.2	Transmisión por piñón y cremallera. ....	25
1.11	Control eléctrico .....	25
1.12	Diseño Mecánico.....	27
1.12.1	Diseño de Pernos.....	27
1.12.2	Soldadura y diseño de juntas.....	27
1.13	Teoría de vibraciones. ....	27
1.13.1	Vibración libre .....	28
1.13.2	Vibración forzada.....	28
1.13.3	Amortiguamiento .....	29
1.13.4	Resonancia .....	29
1.13.5	Sistemas de un solo grado de libertad.....	29
CAPÍTULO II .....		32
2.1	Selección de la Muela Abrasiva .....	32
2.2	Cálculo de Fuerzas de Mecanizado .....	34
2.3	Diseño del Tornillo de Potencia .....	38
2.4	Diseño de la Placa Base.....	44
2.5	Diseño de Barras Guías .....	47
2.6	Diseño de las placas laterales .....	49
2.7	Diseño de Placa Soporte de Motor .....	53
2.8	Diseño de la mesa porta cuchillas .....	56
2.9	Diseño de Columnas.....	61
2.10	Diseño de Vigas.....	64
2.11	Cálculo de Soldadura.....	65
2.12	Selección de Rodamientos.....	67
2.12.1	Selección de Rodamientos en Placas laterales .....	67
2.12.2	Diseño de Rodamientos en la mesa.....	70
2.13	Diseño de soportes para mesa.....	71
2.14	Selección de Pernos en la Placa Base.....	72
2.15	Selección de Cadena y Catalina .....	75
2.16	Selección de la Bomba .....	76

2.17	Análisis de Vibraciones .....	78
2.17.1	Deducción Teórica .....	78
2.17.2	Desarrollo del Modelo Matemático .....	79
2.17.3	Cálculos para Simulación.....	82
2.17.4	Simulación .....	86
CAPÍTULO III.....		88
3.1	Generalidades. ....	88
3.2	Cálculo de Costos.....	89
3.2.1	Costos Directos. ....	89
3.2.2	Costos Indirectos.....	94
3.2.3	Costo Total de Construcción.....	95
Conclusiones. ....		96
Recomendaciones.....		97
Lista de Referencias .....		98
Manual de Operación .....		99
Manual de Mantenimiento. ....		101
ANEXO 2 (Planos) .....		103

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Denominación de las muelas.....	12
Figura 1.2 Formas abrasivas ISO 525.....	14
Figura 2.1 Muela tipo vaso o copa.....	26
Figura 2.2 Muela abrasiva Abracol.....	27
Figura 2.3 Perfil de rosca cuadrada.....	32
Figura 2.4 Diagrama de cuerpo libre placa base.....	36
Figura 2.5 Dimensiones de guías.....	38
Figura 2.6 Diagrama de cuerpo libre de barras guías.....	39
Figura 2.7 Diagrama de cuerpo libre de placas laterales.....	40
Figura 2.8 Diagrama de cuerpo libre de placa soporte de motor.....	43
Figura 2.9 Dimensiones de mesa porta-cuchillas.....	45
Figura 2.10 Diagrama de cuerpo libre de mesa porta-cuchillas.....	48
Figura 2.11 Diagrama de cuerpo libre de viga.....	52
Figura 2.12 Diagrama de cuerpo libre del soporte.....	57
Figura 2.13 Curva de operación.....	62
Figura 2.14 Diagrama de cuerpo libre.....	64
Figura 2.15 Simulación de vibración.....	70

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Velocidad tangencial de las muelas en m/s.....	7
Tabla 1.2 Velocidad de avance en m/min en el rectificado plano.....	7
Tabla 1.3 Profundidad de pasada en mm.....	8
Tabla 1.4 Campo de aplicación.....	12
Tabla 1.5 Tamaño del grano.....	13
Tabla 1.6 Valores máximos de temperatura.....	18
Tabla 1.7 Clasificación de los tipos de bombas.....	19
Tabla 1.8 Analogía de vibraciones.....	25
Tabla 2.1 Características de las muelas abrasivas.....	26
Tabla 2.2 Cálculos de Excel.....	70
Tabla 3.1 Costos de insumos.....	72
Tabla 3.2 Costos de mecanizado.....	74
Tabla 3.3 Costos de materiales eléctricos.....	75
Tabla 3.4 Costos de materiales de acabado.....	76
Tabla 3.5 Costos indirectos.....	76
Tabla 3.6 Costos total 1.....	77
Tabla 3.7 Costos total 2.....	77

## **Introducción**

Gracias a la amplia diversidad maderera existente en nuestro país y a su tradición artesanal al momento de la elaboración de la madera, la fabricación de muebles a alcanzando un crecimiento promedio aproximado del 11% en su volumen anual.

A lo largo de los últimos años, mercados como Estados Unidos, Venezuela y México se han destacado en su relación comercial con el Ecuador en lo que respecta a este tipo de bienes.

Paulatinamente estos países fueron convirtiéndose en socios comerciales reconocidos de nuestro país y abarcan una participación total del 51% en las exportaciones promedio de nuestra nación hacia el mundo.

Esta actividad económica surgió en Cuenca luego de la baja en ventas de la paja toquilla en 1960. En esa época el Gobierno dinamizó la economía de esta región aplicando la exoneración tributaria para incentivar la producción.

La industria del mueble por tradición es una de las más fuertes en cantones como Cuenca, Paute y Gualaceo. La fabricación de muebles en Cuenca genera anualmente 59 millones de dólares, lo que equivale al 41% de los recursos que genera esta industria a escala nacional, según datos del Instituto Nacional de Estadística y Censos (INEC).

La crisis económica, la dolarización, el cierre de varias empresas dedicadas a la fabricación de muebles y de otras actividades importantes, como la producción de textiles, exigieron la reinversión de la industria.

El reto actual de la fabricación de muebles es innovarse. La implementación de nuevas tendencias y de acabados elegantes hace que Quito sea la ciudad que más adquiera este tipo de muebles. En promedio, hasta la ciudad capital se moviliza el 60% de la producción azuaya.

## **Planteamiento del problema**

A pesar de las ventajas que poseen nuestras maderas el tratamiento que se les dé a las mismas forman parte esencial de la calidad final del mueble producido, por tal motivo la innovación de maquinarias es lo más importante para que nuestra ciudad pase a formar parte de los grandes productores de muebles del país.

Entre estas mejoras se habla de poder contar con cepilladoras y canteadoras de madera que ayuden a procesar la materia prima de una manera eficaz y rápida que mejoren la producción de muebles en calidad, cantidad y a un menor costo.

Es así que éstas máquinas utilizan cuchillas rectas que después de una cantidad de cortes necesitan ser afiladas nuevamente para poder cumplir su trabajo con la calidad y rapidez necesaria, pero pocas son las empresas que cuentan con una afiladora propia de cuchillas y prefieren contratar el servicio de terceras personas para poder realizar este trabajo.

Costos que a largo plazo forman parte de un egreso que puede ser destinado a otras necesidades, egresos que pueden mejorar el estado de la empresa y de sus colaboradores, por tal razón es que se propone el siguiente tema de titulación que satisfaga las necesidades de la empresa a un costo accesible y moderado en relación a las demás máquinas que existen en el mercado que son de origen extranjero y que por tal motivo sus costos son bastantes elevados.

## **Justificación del problema**

En nuestra ciudad existen varios proveedores de herramientas de corte y cuchillas que prestan el servicio de afilado a la vez, entre los cuales se tiene, EMHECOR Cía. Ltda., Ainenti S.A., SUMIN Cía. Ltda. etc. Así mismo existen varias personas naturales que ofrecen este tipo de servicios.

Pero no solo el costo del servicio es un problema, sino también existen factores como transporte, tiempo de producción que esta cuchilla tarda en regresar para ser operativa.

Se toma como ejemplo a la empresa AHCORP que es una empresa dedicada a la fabricación de muebles que tienen este tipo de máquinas herramientas, en la empresa mencionada se ha podido contactar y obtener información acerca del rubro que el departamento financiero desembolsa por concepto de pago de este servicio de afilado.

Semanalmente esta empresa tiene un egreso de \$70 dólares por este concepto, que al mes representa \$280 dólares, y que anualmente tiene un total de \$3360 dólares.

Se ha buscado los proveedores más cercanos existentes de este tipo de máquinas y se contactó con EURO SIERRAS que es una empresa colombiana, ésta empresa envió la cotización de una máquina para este tipo de proceso, y basándose en esta cotización, es un hecho que con este tema de titulación se puede mejorar el precio de esta oferta para que la máquina pueda devengar su costo en un tiempo de máximo un año calendario.

Cumpliendo con las necesidades que la empresa requiere, siendo una máquina amigable con el operario, eficiente, rápida, de fácil mantenimiento y durable.

Estas ventajas se esperan realizar con la automatización del cabezal de la máquina con un tablero de control sencillo y un manual de operación práctica y puntual.

## **Alcance.**

El alcance del siguiente tema de titulación inicia primero con el estudio de las necesidades de la empresa AHCORP, específicamente de las cuchillas rectas que utilizan sus máquinas herramientas. (Cepilladoras y Canteadoras).

También se realizará especial énfasis en un análisis de la vibración forzada sin amortiguamiento producida en la máquina esmeriladora de cuchillas, dicha vibración es producto del movimiento realizado por el motor de la muela abrasiva, este análisis será representado mediante un modelo matemático y simulado en una programación de Excel.

Todo el estudio antes mencionado servirá para diseñar y construir una máquina que cubra estas necesidades: estructura compacta, estudio de materiales apropiados para la máquina (elementos principales y auxiliares) existentes en el mercado, que puedan soportar y trabajar de la manera más adecuada satisfaciendo las exigencias que el proceso de afilado puede presentar.

La máquina estaría limitada a poder afilar cuchillas de hasta 630mm de longitud, con una un ángulo de corte de 40°, ángulo normalizado para el corte y arranque de viruta de madera, movimiento automático del cabezal portador de la muela abrasiva y refrigeración continua durante todo el proceso de esmerilado.

Ésta máquina se diseñará con unas dimensiones máximas de:

Longitud total: 1750 mm.

Ancho de la bancada: 430 mm.

Altura del banco de trabajo: 1050 mm.

La automatización de la máquina será realizada pensando en satisfacer las necesidades de la empresa siendo de fácil operación para el trabajador, con la adquisición de los equipos necesarios a proveedores locales que en un futuro puedan prestar asistencia técnica y facilidad de intercambio de repuestos.

## **Objetivos.**

### **Objetivo general.**

Diseñar y construir de una esmeriladora para filos de cuchillas rectas, con automatización del cabezal del cabezal de trabajo.

### **Objetivos específicos.**

Investigar y analizar los parámetros y constantes que intervienen en el proceso de afilado de cuchillas de HSS.

Investigar los componentes para el proceso, herramientas (piedras) y refrigeración adecuada para un excelente afilado de la cuchilla.

Analizar la vibración forzada sin amortiguamiento y fuerzas a las que va a estar sometida la estructura.

Diseñar la máquina de acuerdo a los requerimientos mecánicos y normas existentes en el campo.

Construir y automatizar la máquina

Realizar un análisis de costos.

## **Hipótesis**

El diseño y construcción de una esmeriladora de cuchillas rectas mejorará el tiempo de afilado de las mismas, que ayudará a la calidad de los productos reduciendo costos en A.H.CORP, ya que este equipo es amigable con el operario, funcional de acuerdo a las necesidades y requerimientos de la empresa, y finalmente a un precio accesible para la empresa que podrá recuperar la inversión en poco tiempo gracias a su versatilidad, confiabilidad y eficiencia que brindará este equipo.

# CAPÍTULO I

## MARCO TEÓRICO

### 1.1 Generalidades

En este Capítulo se describe un estudio sobre las técnicas de afilado, propiedades de las muelas abrasivas, así como los regímenes de corte durante al afilado, de esta manera se podrá seleccionar la mejor herramienta que se pueda utilizar en el trabajo adecuado, además se describe las fuerzas que intervienen en el afilado de este tipo de máquina, conociendo también los componentes principales y secundarios de la máquina para su funcionamiento, se realiza un desarrollo teórico referente a los materiales que se pueda utilizar en la fabricación de los elementos constitutivos de la máquina, elementos mecánicos y eléctricos también son detallados para el conocimiento previo a la instalación.

### 1.2 Movimientos de Trabajo

Al afilar con este tipo de máquina, lo mismo que para todos los demás procedimientos de trabajo con máquinas-herramientas, se necesitan tres movimientos. (Degarmo, 1982)

- a) Movimiento de corte,
- b) Movimiento de aproximación o ajuste, y
- c) Movimiento de avance (muela o pieza).

### 1.3 Normas para el corte en el esmerilado

- Velocidad Tangencial de la Muela.- Esta velocidad se la mide en m/s y representa la velocidad de los puntos de la pieza que están en contacto con la herramienta, respectos los unos de la otra, o viceversa, en la tabla 1.1 se observa las velocidades según el tipo de muela.

$$V_c = \frac{\pi * d * n}{1000}$$

Dónde:

V<sub>c</sub>= velocidad de corte (m/s)

d = diámetro de la herramienta (mm)

n = velocidad de giro (rpm)

Tipo de muela	Aglomerante vitrificado y al silicato			Aglomerante de resinas sintéticas y goma		
	Dureza			Dureza		
	Blanda	Media	Dura	Blanda	Media	Dura
De disco	25	30	33	33	40	60
Anular, de copa, cónica	23	25	28	25	30	40
De disco para tronzar					50	60
De disco especial para tronzar						60-80

Tabla 1.1 Velocidad tangencial de las muelas en m/seg. (Rossi, 1971)

- Velocidad de avance longitudinal.- En el afilado de cuchillas planas el término avance longitudinal se designa al camino en milímetros, según la cual la herramienta o la pieza se desplazan una respecto a la otra, de tal modo que se arranque una nueva porción de metal con la herramienta. La velocidad de la muela, velocidad de avance longitudinal y transversal, son valores que dependen de los siguientes factores: Calidad del material a afilar, estado de la superficie, dimensiones, grado de acabado requerido, tal como se indica en la tabla 1.2. (Rossi, 1971)

Material	Tipo de trabajo	Tipo de muela		
		de copa	de segmentos	tangencial
Acero blando	desbaste	8—10	10--12	10 a 15
	Acabado	1—8	6--10	6 a 10
Acero para herramientas	desbaste	8—12	10--14	10 a 15
	Acabado	1—8	6--10	6 a 10
Fundición	desbaste	8—0	10--12	10 a 15
	Acabado	1—8	6--10	6 a 10
Metales ligeros	desbaste	...	....	20 a 30
	Acabado	....	....	10 a 20

Tabla 1.2 Velocidad de avance en m/min en el rectificado plano. (metalmecanicos, s.f.)

- Profundidad del afilado.- La profundidad de corte determina el espesor de la capa de metal que se arranca durante un recorrido de trabajo. Para el afilado, es provechoso aceptar mayor la profundidad de afilado permitida por los granos de la muela, la pieza y la máquina herramienta. La profundidad de rectificado no debe ser más de 0.05 mm del tamaño trasversal del grano. En la tabla 1.3 se observa la clasificación para la profundidad de pasada. (Rossi, 1971)

Material	Desbaste	Acabado
Acero suave	0,03-0,06	0,005-0,02
Acero para Herramientas	0,02-0,03	0,005-0,01
Fundición	0,08-0,16	0,02-0,05
Aleaciones ligeras	0,125-0,25	0,02-0,1

Tabla 1.3 Profundidad de pasada en mm (metalmecánicos, s.f.)

#### **1.4 Elección de la Piedra de afilar**

El grano de una piedra de afilado en seco no debe ser más fino que 60 y 80. La ligazón de los granos será suficientemente blanda, de manera que los granos desgastados se puedan eliminar, dejando sitio a otros más afilados. La estructura de la piedra deberá ser suficientemente porosa, para permitir una adecuada refrigeración de la misma. Una vez acabado el afilado de la cuchilla, esta no deberá ser sumergida en agua.

En el procedimiento del afilado en húmedo la piedra gira a unas 1000 r.p.m. introduciéndose en un baño de agua que evita el calentamiento excesivo del filo, a la vez que limpia los poros de la piedra. Los granos en este caso son más finos, entre 800 y 1.200, que los de la piedra en seco.

Mientras se está afilando, el ángulo del bisel se debe mantener fijo, según la dureza del material, en torno a 25 o 30°. Una regla sencilla indica que el ángulo de afilado es unos 24°, cuando el bisel tiene una longitud dos veces y media superior al ancho del filo, y 30° si esa longitud es el doble. Cuando se trabaja contra la superficie curva de la piedra de afilar, en el filo se produce una concavidad que se denomina hueco de afilado. Este defecto reduce el ángulo del bisel, y afecta negativamente la solidez de la pieza. Cuanto menor sea el diámetro del disco de afilar, más se hace notar esta circunstancia. Los discos, con el uso y con el denominado auto afilado, se van haciendo cada vez más pequeños, por lo que no se deben apurar hasta el final.

El diámetro máximo de los discos o piedras de las máquinas eléctricas para afilado en seco no debe rebasar los 175 mm, para no superar la velocidad máxima permitida en el exterior de 35m/seg. Por razones de seguridad no se recomienda afilar con discos de diámetro muy reducido por el desgaste, puesto que a menor diámetro mayor son las revoluciones que alcanza la máquina. (Rossi, 1971)

## 1.5 Estudio de las Muelas

La constitución de las Muelas, sean de origen natural o artificial, están constituidas por dos elementos:

- a) El abrasivo.
- b) El cemento o aglomerante.

### 1.5.1 Abrasivos

Un abrasivo es una partícula dura, pequeña y no metálica y que tiene aristas agudas y forma irregular, a diferencia de las herramientas de corte comunes. Los abrasivos son capaces de remover pequeñas cantidades de material de una superficie mediante un proceso de corte que produce virutas diminutas. Por lo tanto, permite remover pequeñas cantidades de material y lograr exactitudes dimensionales superiores. Además de la dureza, una característica importante es la friabilidad, que es la facilidad con que los granos abrasivos se fracturan (se rompen) y forman piezas más pequeñas. (Degarmo, 1982)

Los abrasivos utilizados con mayor frecuencia en los procesos de manufactura son:

- a) Óxido de aluminio ( $AlO_3$ )
- b) Carburo de silicio ( $SiO$ )
- c) Nitruro de Boro Cúbico.
- d) Diamante.

Existen los abrasivos naturales, que son los que se encuentran en la naturaleza, como por ejemplo: Corindón (alúmina), el cuarzo, granate y diamante, Otro tipo de abrasivo es el esmeril, con el cual se fabrican diversas ruedas y discos para el desbaste y corte de materiales como piedra y metal. Los elementos básicos que afectan en la operación de corte y rendimiento de las ruedas de esmeril son: tipo y tamaño de grano, liga o aglutinante, la dureza y su estructura.

Existen abrasivos en forma Sintética:

- **Óxido de Aluminio:** La alúmina en su forma natural se conoce como corindón, y se utiliza como esmeril. Alúmina es el nombre con el que antiguamente se conocía al óxido de aluminio ( $Al_2O_3$ ). Es un polvo blanco, que funde a  $2072^\circ C$  y cuyo punto de ebullición se sitúa en los  $2980^\circ C$ , siendo insoluble en agua. En la naturaleza encontramos otra forma de óxido de aluminio, cuyas características principales son la de presentar un aspecto cristalino y de dureza considerable.  
Sin embargo, su desconocida impureza la hace no confiable e inconsistente para los trabajos de manufactura, y por lo tanto, el óxido de aluminio se manufactura siempre sintético para controlar su calidad. (Degarmo, 1982)
- **Carburo de Silicio:** Tiene buena resistencia al desgaste, al choque térmico y a la corrosión. Se fabrica con arena de sílice, coque de petróleo y pequeñas cantidades de cloruro de sodio. Se dividen en negros (menos friables) y verdes (más friables), y en general tienen más friabilidad que los óxidos de aluminio; por consiguiente mayor tendencia a fracturarse y mantenerse afilados. (Degarmo, 1982)
- **Nitruro de Boro Cúbico:** Es la sustancia más dura conocida después del diamante. No se encuentra en la naturaleza, el Nitruro de boro cúbico es el producto empleado en vez del diamante para cortar acero. Se produce sintéticamente bajo altas temperaturas y presiones, imitando al diamante utilizando el carbono y combinándolo con boro o nitrógeno para mantener cortos los enlaces. (Degarmo, 1982)
- **Diamante:** Tiene una estructura enlazada covalentemente. Es la sustancia más dura conocida. El diamante es frágil, y se empieza a descomponer en el aire a aproximadamente  $700^\circ C$ ; en entornos no oxidantes, resiste grandes temperaturas. El diamante sintético o industrial se fabrica sometiendo el grafito a una presión hidrostática de 14 GPa y una temperatura de  $3000^\circ C$ . El diamante sintético es idéntico al natural pero tiene propiedades superiores dado que carece de impurezas. (Degarmo, 1982)

### **1.5.2 Aglomerantes**

El cemento o aglomerante, es la parte pasiva de la muela, que es necesario para mantener unidos los granos abrasivos y ofrecer la posibilidad de resistir la presión necesaria para la producción de viruta. El aglomerante debe también poseer la característica de dejar escapar los granos desgastados y presentar otros nuevos y activos.

- **Vitrificados:** Son esencialmente vidrios, también llamados aglomerantes cerámicos. Las materias primas son feldespato y caolines. Se mezclan con los abrasivos, se humedecen y se moldean a presión, en la forma de las piedras abrasivas. Estos productos luego se hornean a temperaturas de 1250° C para fundir el vidrio y desarrollar resistencia estructural. A continuación se enfrían con lentitud para evitar fracturas térmicas, se inspecciona su calidad y exactitud dimensional. Las piedras con aglomerados vitrificados son resistentes, rígidas, porosas y resistentes a los aceites, ácidos y agua. Son frágiles y carecen de resistencia a los choques mecánico y térmico. (Degarmo, 1982)
- **Resinoides:** Son resinas termo-fijas. Como el adhesivo es un compuesto orgánico, se les llama también piedras orgánicas. La técnica básica de fabricación consiste en mezclar el abrasivo con resinas fenólicas líquidas o en polvo, y aditivos; la mezcla se prensa para llegar a la forma de la piedra. Las piedras Resinoides son más flexibles que las vitrificadas. (Degarmo, 1982)

### **1.5.3 Estructura de las muelas**

La estructura de las muelas está formada por el grano, el aglutinante y poros. La suma de los espacios de los poros, la mayoría de veces, es menos del 50% del volumen de la muela; en muelas altamente porosas hasta el 75%. El tamaño de los poros es con frecuencia aproximadamente igual al tamaño del grano, pero puede ser varias veces mayor. Las muelas altamente porosas actúan como muelas de grano grueso. Los poros grandes reciben mucho líquido refrigerante, el cual es centrifugado contra la pieza y refrigera bien a ésta.

Otra ventaja es el poco peso de la muela y por ello su pequeña masa centrífuga, las pocas vibraciones y la pequeña carga de la máquina. (Atlantic)

### 1.5.4 Denominación de las Muelas

Un código alfanumérico especifica los productos abrasivos como indica en la Figura 1.1. Gracias a un conjunto de procesos de control complementarios se garantiza el cumplimiento de la especificación. La documentación de los datos garantiza una trazabilidad y reproducibilidad de los productos abrasivos.

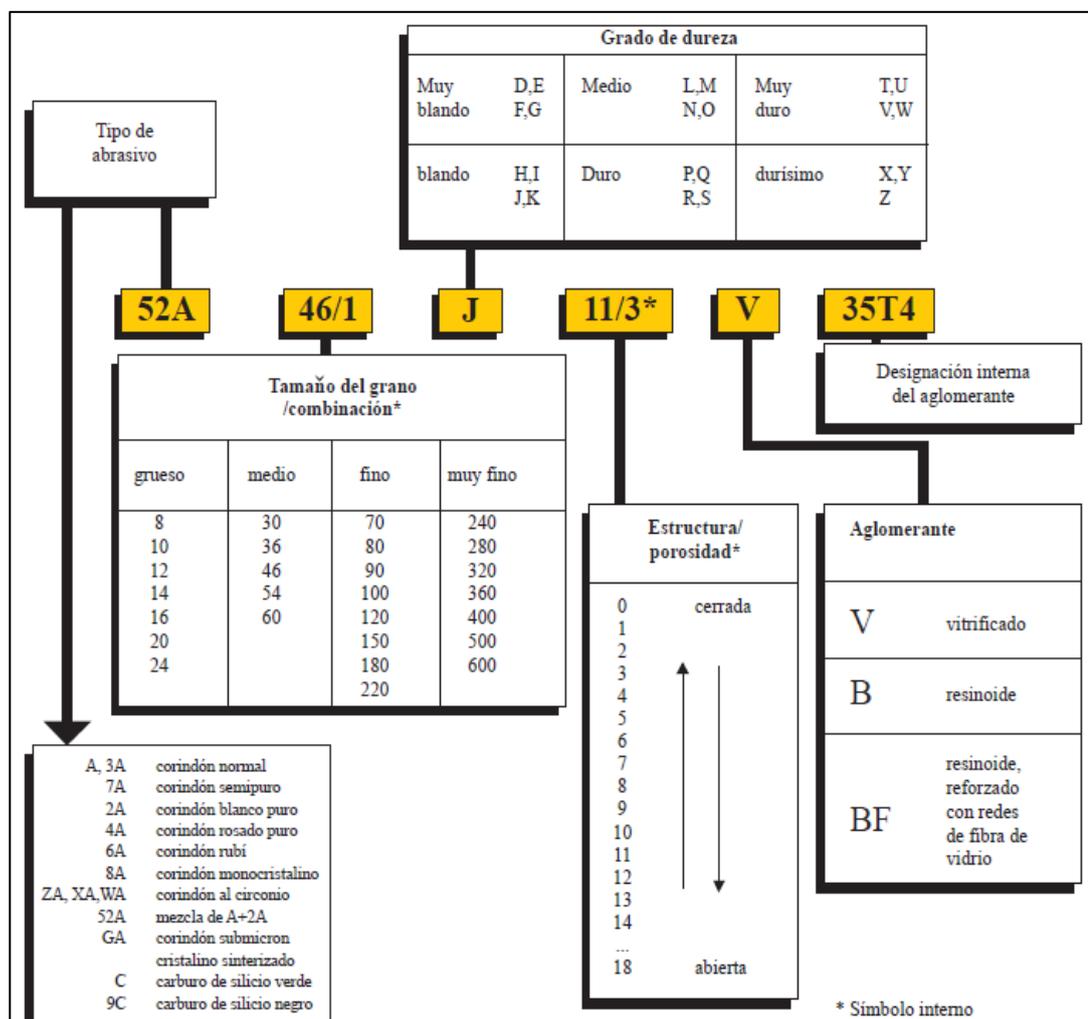


Figura 1.1 Denominación de la muelas, (www.swaty.com.si, s.f.)

Para denominar la muela abrasiva se debe tomar en cuenta las siguientes especificaciones: (www.swaty.com.si, s.f.)

- Tipo de grano abrasivo: Para los procesos de afilado de herramientas se utiliza corindón (óxido de aluminio) y carburo de silicio como material abrasivo:  
Corindón: Corindón Normal (3<sup>a</sup>, A), Corindón Semi Puro (7<sup>a</sup>), Corindón Puro (2<sup>a</sup>), (4<sup>a</sup>), (6<sup>a</sup>). En la tabla 1.4 se observa la clasificación para Corindón.

Tipo de abrasivo	Material para trabajar	Características mecánicas del material (resistencia a la tracción)
Corindón Normal	Aceros Ordinarios, Sin templar	300-500 N/mm <sup>2</sup>
Corindón Semi Puro	Aceros especiales, aplicación general	Alrededor de 500 N/mm <sup>2</sup> , dureza hasta 60 HRC
Corindón Puro	Aceros especiales, para esmerilados de precisión	Más de 500 N/mm <sup>2</sup> , dureza más de 62 HRC

Tabla 1.4 Campo de Aplicación (www.swaty.com.si, s.f.)

Carburo de Silicio: Carburo de Silicio Verde que es un material extremadamente duro, debido a su gran poder cortante es apto para el procesamiento de los carburos metálicos, fundición gris, cerámica.

- Granulación: Al tamaño del grano abrasivo se designa con números de acuerdo a la norma ISO 8486. En la tabla 1.5 se observa el número del grano según su empleo.

Número	Tamaño	Empleo General
8, 10, 12, 14	Grano muy grueso	Desbaldado y desbaste de grandes piezas.
15, 16, 20, 24, 30	Grano grueso	a) Desbaldado de piezas medianas y de peso. B) Desbaste y rectificadas bastos. C) Alisado automático
36, 40, 46, 50, 60	Grano mediano	a) Alisado automático. B) Rectificado de desbaste y de acabado cilíndrico exterior e interior. C) Afilado de herramientas.
70, 80, 90	Grano semi-fino	a) Afilado de herramientas. B) Rectificado de acabado cilíndrico exterior e interior
100, 120	Grano fino	a) Afilado de herramientas. b) Acabado y primer pulido.
150, 180, 200, 220	Grano muy fino	Bruñido
F, FF, FFF	Polvo de lavado	Bruñido

Tabla 1.5 Tamaño del grano. (Rossi, 1971)

- **Grado de Dureza:** Es proporcional a la fuerza ligante con la que está afirmando cada grano por el aglomerante y depende de la cantidad y tipo de aglomerante, la estructura de la herramienta, el tipo de grano de abrasivo, la tecnología de fabricación de la herramienta abrasiva. La dureza se expresa descriptivamente con clases de dureza designados con las letras del abecedario inglés de (D-Z). (www.swaty.com.si, s.f.).
- **Estructura (Porosidad):** La estructura de la herramienta abrasiva es designada con números del 0 al 18, y depende de la distancia relativa entre los granos vecinos.
- **Tipo de Aglomerante:** Sirve para evitar pérdidas de granos afilados, permitir liberar granos desafilados, transmitir fuerzas entre grano y husillo, disipar el calor generado en el proceso, se clasifican en :
  - **Vitrificado (V):** El más usado en muelas de alúmina su principal componente son la arcilla, caolín, fedelspato, fritas y pigmentos, durante el cocido en el horno las componentes se funden parcialmente o se sinterizan, reaccionan entre si y durante el enfriamiento pasan a un estado similar al vidrio o a la porcelana, el aglomerante vitrificado es frágil no es elástico y es muy resistente a la deformación, es sensible a los golpes, sacudidas. (www.swaty.com.si, s.f.).
  - **Resinoso (B):** Los principales componentes son resinas fenólicas y materiales activos e inactivos, después del tratamiento térmico las resinas formaldehidas se condensan de una forma infusible e insoluble. El aglomerante resinoide es menos frágil y algo más elástico pero es menos resistente a las deformaciones.

### **1.5.5 Forma y Dimensiones de las Muela**

Al tratar de las rectificadoras y afiladoras se ve que la herramienta (muela) aplicada a estas máquinas es un sólido de revolución generado por una línea girando alrededor de un eje. Las muelas, a este respecto, pueden tener un número infinito de formas y dimensiones, de acuerdo al uso que se le vaya a dar.

En la elección de las dimensiones conviene emplear, donde sea posible, las muelas de gran diámetro. En general las muelas para afilar cuchillas planas, son de forma o del tipo de copa como se indica en la figura 1.2. Esto es razonable puesto que, barren superficies planas grandes.

FORMA BÁSICA	CROQUIS	DENOMINACIÓN ESQUEMA DE LAS DIMENSIONES	LIMITACIONES		
			AGLOMERANTE	VELOCIDADES PERIFÉRICAS *1 NORMAL      EXCEPCIONES	DIMENSIONES
6..		MUELA DE VASO CILÍNDRICA  D x T x H - W..	V B	32 m/s 40 m/s	$0,3T > E \geq 0,2T$

Figura 1.2 Formas Abrasivas ISO 525, (www.swaty.com.si, s.f.)

## 1.6 Fuerzas de Corte al Afilar

Conocer las fuerzas que actúan sobre el rectificado es importante por muchas razones:

- Para estimar los requerimientos de potencia
- Para conocer las flexiones que puede experimentar la pieza y la rectificadora,
- Para el diseño de los soportes y sujetadores de pieza.

La fuerza de corte en el grano es proporcional al área transversal de la viruta no deformada, se puede demostrar que la fuerza del grano (fuerza tangencial de la piedra) es proporcional a las variables del proceso como sigue:

La energía disipada al producir una viruta en rectificado está constituida por:

- Formación de virutas.
- Rayado, con levantamientos o surcos de material.
- Fricción causada por frotamiento del grano a lo largo de la superficie.

## **1.7 Estudio de Materiales**

La ciencia de materiales es el encargado de investigar la relación entre la estructura y las propiedades de los materiales, para el presente proyecto se analiza los conceptos fundamentales sobre las propiedades físicas macroscópicas de los materiales para la fabricación de los elementos de la máquina esmeriladora de cuchillas. Ésta ciencia clasifica a todos los materiales en función de sus propiedades y estructura atómica como: Metales, Cerámicos, Polímeros, Materiales Compuestos, Materiales Estructurales, Materiales Funcionales de los cuales se derivan en materiales conductores, semiconductores, dieléctricos, magnéticos, ópticos. (Perez)

### **1.7.1 Acero AISI-SAE 1045**

Es un acero utilizado cuando la resistencia y dureza son necesarias en condición de suministro. Este acero medio carbono puede ser forjado con martillo. Responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción, pero no es recomendado para cementación o cianurado. Presenta soldabilidad adecuada. Por su dureza y tenacidad es adecuado para la fabricación de componentes de maquinaria. Norma Involucrada ASTM A108 que refiere a la especificación estándar para barras de acero carbono y de aleación, acabadas en frío. (Sumiteccr, 2010)

- Propiedades mecánicas:

Dureza: 163 HB

Esfuerzo de fluencia: 310 Mpa (45000 Psi)

Esfuerzo máximo 565 Mpa (81900 Psi)

Módulo de elasticidad 200 Gpa (29000 Ksi).

- Propiedades físicas:

Densidad 7,87 [ $\frac{g}{cm^3}$ ] (Sumiteccr, 2010) <sup>2</sup>

- Propiedades Químicas:

0,43-0,5 % C; 0,6 – 0,9 % Mn; 0,04 % P máx.; 0,05 % S máx.

Los usos principales para este acero es: piñones, ejes, tornillos, partes de maquinaria, herramientas agrícolas y remaches. (Sumiteccr, 2010)

### **1.7.2 Acero AISI-SAE 1018**

Este acero de bajo - medio carbono tiene buena soldabilidad y ligeramente mejor maquinabilidad que los aceros con grados menores de carbono. Se presenta en condición de calibrado (acabado en frío). Debido a su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para componentes de maquinaria. Norma Involucrada ASTM A108 que refiere a la especificación estándar para barras de acero carbono y de aleación, acabadas en frío. (Sumiteccr, 2010)

- Propiedades mecánicas:

Dureza: 126 HB

Esfuerzo de fluencia: 370 Mpa (53700 Psi)

Esfuerzo máximo 440 Mpa (63800 Psi)

Módulo de elasticidad 205 Gpa (29700 Ksi).

- Propiedades físicas:

Densidad 7,87 [ $\frac{g}{cm^3}$ ]

- Propiedades Químicas:

0,15-0,20 % C; 0,6 – 0,9 % Mn; 0,04 % P máx.; 0,05 % S máx.

Se utiliza en operaciones de deformación plástica como remachado y extrusión. Se utiliza también en componentes de maquinaria debido a su facilidad para conformarlo y soldarlo. Piezas típicas son los pines, cuñas, remaches, rodillos, piñones, pasadores, tornillos y aplicaciones de lámina. (Sumiteccr, 2010).

### 1.7.3 Bronce Fosfórico SAE 660

Bronce fosfórico al Plomo. Es un material Fino, estable, compacto y uniforme. Posee buenas características antifricción y gran resistencia al desgaste bajo presiones fuertes con velocidades medias. Es un material standard para usos industriales que ofrece muy buenos resultados para trabajos semipesados con condiciones normales de lubricación. (Sumiteccr, 2010).

- Propiedades mecánicas:

Dureza: 65 HB

Esfuerzo máximo 240 Mpa (35000 Psi)

Módulo de elasticidad 100 Gpa (14500 Ksi).

- Propiedades físicas:

Densidad 8,94 [ $\frac{g}{cm^3}$ ]

- Propiedades Químicas:

83 % C; 7 % Sn; 7 % Pb; 3 % Zn

Usos: Motores eléctricos, partes de bombas, cojinetes, tuercas, maquinaria agrícola, rodillos de cinta transportadora, maquinaria textil y bujes de la industria automotriz en general. (Sumiteccr, 2010)

## **1.8 Refrigeración**

La refrigeración y la lubricación constituyen junto con el accionamiento y la regulación, los principales sistemas que integran una máquina y que permiten su funcionamiento bajo unas determinadas condiciones de servicio. La puesta en marcha de los elementos mecánicos exige lubricar las superficies de contacto, al tiempo que mantener las temperaturas de trabajo dentro de los márgenes admisibles. (Cabrera, 1984)

### **1.8.1 Tipos de Refrigerantes**

- Los aceites íntegros (Aceites minerales, vegetales, o mixtos )
- Las emulsiones oleosas.
- Las "soluciones" semi-sintéticas.
- Las soluciones sintéticas.

Cualidades del fluido de corte:

- Poder refrigerante, que viene dado por un alto calor específico y una elevada conductividad térmica, junto con una buena capacidad para bañar las superficies objeto, de forma que el contacto térmico sea máximo.
- Poder lubricante, para reducir el coeficiente de rozamiento y facilitar el deslizamiento de la viruta sobre la herramienta.
- Capacidad para proteger contra la corrosión. En ningún caso puede ser agente que potencie el fenómeno de oxidación. La eficacia como refrigerante se ve mermada al aumentar la velocidad de corte, en la medida en que crece la dificultad para introducirse debajo de la viruta y mantener la tasa de transferencia de calor. (Cabrera, 1984).

### 1.8.2 Temperaturas admisibles en los materiales

Es preciso destacar que la reducción del rozamiento supone una disminución de las temperaturas alcanzadas durante el proceso de corte, mejorando así la eficiencia del fluido de corte como refrigerante. Se evita de este modo que se alcancen las temperaturas límite de los materiales de las herramientas. En la tabla 1.6 se observa las temperaturas de acuerdo a los materiales a trabajar.

Material de la Herramienta	Margen de temperaturas máximas °C
Acero al carbono	200 - 400
Acero Rápido	500 - 550
Acero extra-rápido	650 - 720
Estelitas	670 - 850
Carburos metálicos	750 - 900

Tabla 1.6 Valores máximos de temperaturas. (Cabrera, 1984)

## 1.9 Bombas

Una bomba es un dispositivo empleado para elevar o transferir un fluido a partir de la energía mecánica que recibe de un motor eléctrico, turbina, etc. Así que las bombas son máquinas que realizan un trabajo para mantener un fluido en movimiento. Consiguiendo así aumentar la presión o energía cinética del fluido. (McNaughton, 1992)

### 1.9.1 Clasificación de Bombas.

Es común que se clasifiquen las bombas como de desplazamiento positivo o cinéticas. El tipo de bomba de chorro o eyectora es una versión especial de bomba cinética centrífuga. En el mercado existen un sin número de tipos de bombas. En la tabla 1.7 siguiente se muestra una clasificación general:

DESPLAZAMIENTO POSITIVO		CINÉTICAS
Rotatorias	Recíprocas	
Engranés	Pistón	Flujo Radia (Centrifugas)
Aspa	Embolo	Flujo Axial ( Impulsor)
Tornillo	Diafragma	Flujo Mixto
Cavidad de Progreso		
Lóbulo o Leva		
Tubo Flexible		

Tabla 1.7 Clasificación de los tipos de Bombas. (McNaughton, 1992)

### 1.9.2 Bombas de Pistón.

Las bombas de pistón axial son bombas de desplazamiento positivo utilizadas, generalmente, en aplicaciones oleo hidráulicas debido a su alta presión de descarga que supera, normalmente los 200 bar. La entrega de fluido varía de cero al máximo, si se cambia el ángulo de la placa y con ello la carrera de los pistones. (McNaughton, 1992)

### **1.9.3 Bombas de Tornillo.**

Las bombas de tornillo son un tipo especial de bombas rotatorias de desplazamiento positivo y su flujo es independiente de la presión.

- Bombas de un tornillo (Cavidad progresiva): Cuentan con un solo tornillo y son de simple flujo. Existen solamente en un número limitado de aplicaciones. (McNaughton, 1992)

### **1.9.4 Bombas Centrifugas.**

Las bombas centrifugas agregan energía al fluido cuando lo aceleran con la rotación de un impulsor. El fluido se lleva al centro del impulsor y después es lanzado hacia afuera por las aspas. Al salir del impulsor, el fluido pasa por una voluta en forma de espiral, donde baja en forma gradual y ocasiona que parte de la energía cinética se convierta en presión de fluido. Las Bombas Centrifugas se pueden clasificar de diferentes maneras:

- Por la dirección del flujo en: Radial, Axial y Mixto.
- Por la posición del eje de rotación o flecha en: Horizontales, Verticales e Inclinados. (McNaughton, 1992)

### **1.9.5 Bombas Sumergibles.**

Es una bomba que tiene un impulsor sellado a la carcasa. El conjunto se sumerge en el líquido a bombear. La ventaja de este tipo de bomba es que puede proporcionar una fuerza de elevación significativa pues no depende de la presión de aire externa para hacer ascender el líquido, Un sistema de sellos mecánicos se utiliza para prevenir que el líquido que se bombea entre en el motor cause un cortocircuito. La bomba se puede conectar con un tubo, manguera flexible para

el caudal de salida. Las bombas de etapa simple se utilizan para el drenaje, el bombeo de aguas residuales, el bombeo industrial general y el bombeo de la mezcla. Las bombas sumergibles se colocan habitualmente en la parte inferior de los depósitos de combustible y también se utilizan para la extracción de agua de pozos de agua.

El sistema consiste en un número de rodets giratorios instalados en serie para aumentar la presión. La energía para hacer girar la bomba proviene de una red eléctrica de baja tensión que acciona un motor especialmente diseñado para trabajar a temperaturas de hasta 150 °C. Sin embargo, para funcionar tienen que estar cebadas, esto es, con agua, de forma que la columna de agua comunique la bomba con el depósito. La tubería de aspiración no puede ser excesivamente alta para que no disminuya excesivamente la presión en la bomba y evitar la cavitación en la bomba. (McNaughton, 1992)

## **1.10 Sistemas de transmisión de movimiento**

Generalmente en la industria se encuentra al movimiento que tiene el elemento motriz coincide con el tipo de movimiento que tiene el elemento conducido.

- Mecanismos de transmisión circular: El elemento de entrada y el elemento de salida tienen movimiento circular (Los sistemas de engranajes).
- Mecanismos de transmisión lineal: El elemento de entrada y el elemento de salida tienen movimiento lineal (La palanca).

### **1.10.1 Transmisión por piñón y cadena.**

Este es un mecanismo de transmisión circular que consta de una cadena sin fin (cerrada) cuyos eslabones engranan con ruedas dentadas (piñones) que están unidas a los ejes de los mecanismos conductor y conducido. Se comportan como las transmisiones mediante poleas y correa, pero con la ventaja de que, al ser las

ruedas dentadas, la cadena no corre peligro de deslizarse. Además, la relación de transmisión se mantiene constante, porque no existe deslizamiento. La gran ventaja de este sistema es la transmisión de grandes potencias, lo que se traduce en una mayor eficiencia mecánica. (Rossi, 1971)

### **1.10.2 Transmisión por piñón y cremallera.**

Convierte un movimiento giratorio en uno lineal continuo, o viceversa. Su utilidad práctica suele centrarse solamente en la conversión de giratorio en lineal continuo, siendo muy apreciado para conseguir movimientos lineales de precisión. La relación entre la velocidad de giro del piñón y la velocidad lineal de la cremallera depende de dos factores:

- El número de dientes del piñón y
- El número de dientes por centímetro de la cremallera.

Si la velocidad de giro del piñón se da en revoluciones por minuto (r.p.m.), la velocidad lineal de la cremallera resultará en centímetros por minuto (cm/minuto). (Rossi, 1971)

### **1.11 Control eléctrico**

El control eléctrico es uno o varios circuitos de control previamente diseñados para un proceso en específico y está conformado por elementos como: relé de control, contactores, protecciones eléctricas y conductores, etc. Generalmente es utilizado para el control de arranque de equipos como compresores, bombas, vibradores, válvulas automáticas, turbinas, generadores eléctricos, etc. (Harper, 2004)

Componentes de un circuito de control eléctrico:

- Contactor: Es un interruptor accionado electro-magnéticamente diseñado para abrir y cerrar un circuito de potencia.

- Relevadores electromecánicos: Es un interruptor electromagnético que se emplea como dispositivo auxiliar en los circuitos de control de arrancadores de motores. Abre y cierra un conjunto de contactos cuando su bobina se energiza.
- Temporizadores: Un temporizador es un dispositivo mediante el cual, se puede regular la conexión o desconexión de un circuito eléctrico pasado un tiempo desde que se le dio dicha orden.
- Motor eléctrico: Es aquel que transforma la energía eléctrica en energía mecánica, por medio de la repulsión que presenta un objeto metálico cargado eléctricamente ante un imán permanente.
- PLR (Relé Lógico Programable): Estos son muy similares a los PLC, y se utilizan en la industria ligera, el bajo costo es deseado. La mayoría de ellos tienen entre 8 y 12 entradas digitales, 4 y 8 salidas discretas, y hasta 2 entradas analógicas. El tamaño es por lo general alrededor de 10 cm de ancho y 7,5 cm de alto y 7,5 cm de profundidad. La mayoría de estos dispositivos incluyen una pantalla LCD de tamaño pequeño para la visualización simplificada lógica de escalera (sólo una porción muy pequeña del programa está visible en un momento dado) y el estado de los puntos de E/S. A diferencia de los PLCs regulares que son generalmente modulares y ampliables en gran medida, los PLRs son por lo general no modulares o expansibles, dentro de las ventajas que estos equipos poseen se encuentra que, gracias a ellos, es posible ahorrar tiempo en la elaboración de proyectos, pudiendo realizar modificaciones sin costos adicionales. Por otra parte, son de tamaño reducido y mantenimiento de bajo costo. (Harper, 2004)

## **1.12 Diseño Mecánico.**

El diseño mecánico fundamentalmente es la concepción de objetos y sistemas de naturaleza mecánica, que satisfagan las necesidades propias de un proceso, tales como: piezas, estructuras, mecanismos, máquinas y dispositivos e instrumentos diversos. El diseño mecánico hace uso de la matemática, las ciencias de uso materiales y las ciencias mecánicas aplicadas a la ingeniería. (Shigley, 2008)

### **1.12.1 Diseño de Pernos.**

Tornillos de fuerza o potencia: Este tipo de tornillos se utilizan para transformar un movimiento angular en lineal transmitiendo fuerza (prensas, husillos de avance de tornos). Para bajar y subir la carga es necesario calcular la relación entre el par y la fuerza. (Shigley, 2008)

### **1.12.2 Soldadura y diseño de juntas.**

Las soldaduras pueden ser preparadas geoméricamente de muchas maneras diferentes.

Los cinco tipos básicos de juntas de soldadura son la junta de extremo, la junta de regazo, la junta de esquina, la junta de borde, y la junta - T. (Shigley, 2008)

## **1.13 Teoría de vibraciones.**

Para eliminar los efectos perjudiciales de la mayor parte de las vibraciones se realiza un estudio completo de la ecuación de movimiento, el sistema se lo idealiza simplificando en términos de masa, resorte y amortiguador que representan la masa, la elasticidad y la fricción del sistema, la ecuación de movimiento expresa el desplazamiento como una función del tiempo y la posición de equilibrio. Vibración es la variación o cambio de configuración de un sistema en relación al tiempo, en

torno a una posición de equilibrio estable, su característica fundamental es que es periódico, siendo frecuente el movimiento armónico simple. (Williams, 1970)

### **1.13.1 Vibración libre**

Es el movimiento periódico que se observa cuando un sistema se desplaza de su posición de equilibrio estático. Las fuerzas que actúan son:

La fuerza del resorte, la fuerza de fricción, y el peso de la masa.

Debido a la presencia de fricción la vibración disminuirá con el tiempo esta es la vibración libre llamada a veces transitoria. (Williams, 1970)

### **1.13.2 Vibración forzada**

Cuando están actuando fuerzas externas sobre el sistema durante su movimiento vibratorio se denomina vibración forzada porque el sistema tenderá a vibrar en su propia frecuencia natural así como también seguir la frecuencia de excitación, y como resultado tendremos que al sistema vibrará en la frecuencia de la fuerza de excitación sin importar las condiciones iniciales o frecuencias naturales del sistema.

Las vibraciones son forzadas cuando existen acciones o excitaciones directamente aplicadas al sistema a lo largo del tiempo.

Las vibraciones forzadas se dividen, dependiendo de la existencia o no de fuerzas resistentes que amortiguan el movimiento vibratorio, en:

- Sin amortiguamiento. No existe resistencia pasiva al movimiento del sistema.
- Con amortiguamiento. Existen resistencias pasivas al movimiento del sistema, es decir, fuerzas o momentos disipativos que amortiguan el movimiento vibracional.

### **1.13.3 Amortiguamiento**

Si el amortiguamiento de un sistema es fuerte el movimiento oscilatorio no ocurrirá, se dice entonces que el sistema está sobre amortiguado.

Si el amortiguamiento es poco la oscilación se produce se dice entonces que el movimiento es sub amortiguado. (Williams, 1970)

Vibraciones forzadas sin amortiguamiento: Para mantener un sistema oscilando es necesario suministrar energía al sistema, cuando esto se lleva a cabo se dice que la vibración es forzada. Si se introduce energía en el sistema a un ritmo mayor del que se disipa, la energía aumenta con el tiempo, lo que se manifiesta por un aumento de la amplitud del movimiento. Si la energía se proporciona al mismo ritmo que se disipa, la amplitud permanece constante con el tiempo.

### **1.13.4 Resonancia**

Ocurre cuando la frecuencia de la excitación es igual a la frecuencia natural del sistema, cuando esto ocurre la amplitud de a vibración aumenta indefinidamente y está gobernada únicamente por la cantidad de amortiguamiento presente en el sistema.

### **1.13.5 Sistemas de un solo grado de libertad**

Cuando se necesita únicamente una coordenada independiente para determinar por completo la localización geométrica de las masas en el espacio se denomina sistema de un solo grado de libertad. (Williams, 1970)

- **Movimiento Armónico Simple:** Si una partícula tiene movimiento rectilíneo, su aceleración es siempre proporcional a la distancia a un punto fijo de la trayectoria y está dirigida hacia este punto fijo, entonces se dice que la partícula tiene un movimiento armónico simple. (Williams, 1970)

- Método de la energía: La energía total del sistema es invariable con el tiempo, la energía total del sistema se expresa como energía potencial y cinética. (Williams, 1970)
- Desbalanceamiento: Existe desbalanceamiento rotacional en una máquina si el centro de gravedad de la parte rotatoria no coincide con el eje de rotación. (Williams, 1970)
- Velocidades críticas de un eje: Cuando las velocidades de rotación de un eje coinciden con una de las frecuencias naturales del sistema de rotores o discos montados sobre el eje elástico, tendrán lugar violentas vibraciones que se las conoce como velocidades críticas. (Williams, 1970)
- Transmisibilidad: Con el fin de reducir tanto como sea posible la cantidad de fuerza transmitida a los cimientos debida a la vibración de la máquina, generalmente se aísla montándolas sobre amortiguadores, como resultado, la fuerza transmitida a los cimientos es la suma de las fuerzas de resorte y del amortiguador, la transmisibilidad se define como la razón de la fuerza transmitida a la fuerza impresa. (Williams, 1970).
- En la tabla 1.8 se detalla las ecuaciones utilizadas para el análisis de vibraciones.

ANALOGÍA ENTRE VIBRACIÓN RECTILÍNEA Y VIBRACIÓN TORSIONAL				
	Vibración Rectilínea		Vibración Torsional	
	Símbolo	Unidad	Símbolo	Unidad
<b>Tiempo</b>	$t$	Seg	$t$	seg
<b>Desplazamiento</b>	$x$	Pulg	$\theta$	rad
<b>Velocidad</b>	$\dot{x}$	pulg/seg	$\dot{\theta}$	rad/seg
<b>Aceleración</b>	$\ddot{x}$	pulg/seg <sup>2</sup>	$\ddot{\theta}$	rad/seg <sup>2</sup>
<b>Constante Elástica</b>	$k$	lb/pulg	$K$	pulg*lb/rad
<b>Coficiente Amortiguamiento</b>	$c$	lb*seg/pulg	$n$	pulg*lb*seg/rad
<b>Factor amortiguamiento</b>	$\varepsilon$	adimensional	$\varepsilon$	adimensional
<b>Masa</b>	$m$	lb*seg <sup>2</sup> /pulg	$J$	lb*pulg*seg <sup>2</sup> /rad
<b>Fuerza o momento Torsional</b>	$F = m\ddot{x}$	Lb	$T = J\ddot{\theta}$	pulg*lb
<b>Momento</b>	$m\dot{x}$	lb*seg	$J\dot{\theta}$	pulg*lb*seg
<b>Frecuencia Natural</b>	$\omega_n = \sqrt{k/m}$	rad/seg	$\omega_n = \sqrt{K/J}$	rad/seg
<b>Ecuación de movimiento</b>	$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \text{sen}\omega t$		$J\ddot{\theta} + n\dot{\theta} + K\theta = T_0 \text{sen}\omega t$	

Tabla 1.8 Analogía entre vibraciones. (Williams, 1970)

## CAPÍTULO II

### DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS DE LA MÁQUINA

#### 2.1 Selección de la Muela Abrasiva

La muela a seleccionar debe poseer las características adecuadas para que la herramienta no sufra desperfectos en su composición y que la muela abrasiva no se desgaste rápidamente, en la tabla 2.1 se observa algunas recomendaciones.

CAMPO DE APLICACIÓN	RECOMENDACIONES				
	Tipo de abrasivo	Granulación	Dureza	Estructura	Aglomerante
Aceros para herramientas	2A,4A	46-60 70-80	J-K I-K	6 - 7 8	V
Aceros rápidos	2A,4A 8A	46-60 70-80	J-K	6 - 7 8	V V
Fresadoras (muelas de forma 3)	2A, 4A	46-60	J-K	7	V
Cuchillas cortadoras y cepilladoras de aceros rápidos (formas 2,6)	2A, 4A	46-60	I-K	7	V
Fresas para la elaboración de la madera, de aceros rápidos (forma 12)	2A	54-80	I-K	7	V

Tabla 2.1 Características de muelas abrasivas (www.swaty.com.si, s.f.)

El tipo de muela que se va utilizar es del tipo de vaso o copa tal como se indica en la figura 2.1, este tipo de muelas están bajo la norma ISO 525-6. Son idóneas para el afilado a máquina de herramientas de acero HSS de todo tipo así como también las herramientas de corte de metal duro.

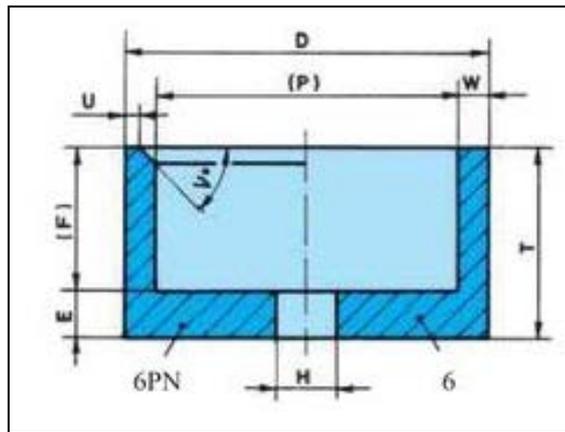


Figura 2.1 Muela tipo vaso o copa. (www.swaty.com.si, s.f.)

Tipo de Abrasivo: 2A (Óxido de Aluminio): Corindón puro blanco, se utiliza para aceros especiales, para esmerilados de precisión. Se usan para materiales difíciles de rectificar. (www.swaty.com.si, s.f.)

Granulación: 100 (Tamaño del grano 150um), (www.swaty.com.si, s.f.)

Dureza: K.-Resistencia con la que el aglomerante mantiene el grano abrasivo dentro del cuerpo, se clasifican en extremadamente blando, muy blando, blando, medio, duro, extremadamente duro, J tiene una dureza blanda. (www.swaty.com.si, s.f.)

Estructura: 8.- Es la distancia de los granos abrasivos entre sí de del cuerpo, se clasifican en denso, normal, abierto, muy abierto, 8 significa la distancia abierta.

Aglomerante: V.- Vitricado, es frágil no es elástico y es muy resistente a la deformación. (www.swaty.com.si, s.f.)

Debido a los requerimientos de diseño para la máquina esmeriladora y según el catálogo de fábrica marca Abracol, como indica en la figura 2.2 el tipo de muela a seleccionar tiene las siguientes características:

Diámetro Exterior (D): 125 [mm]

Ancho de la copa (T): 50 [mm]

Agujero (H): 31,75 [mm]

Espesor (W): 10 [mm]

Velocidad: 27,5 [m/s] = 4202 rpm máx.



Figura 2.2 Muela Abrasiva Abracol,

## 2.2 Cálculo de Fuerzas de Mecanizado

Para la selección del motor es necesario estimar los requerimientos de potencia mediante las fuerzas que intervienen en el sistema de afilado. (Kalpakjian, 2002)

- Fuerza de Corte:

$$F_c = K_s * a * p \quad \text{Ec. 1}$$

Dónde:

$$K_s: \text{Factor de Fuerza} = 230 \left[ \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right], \text{ (Kalpakjian, 2002)}$$

$$a: \text{Profundidad de corte} = 0,03[\text{mm}]$$

$$p: \text{Ancho de corte} = 0,4[\text{mm}]$$

$$F_c = 230 * 0,03 * 0,4$$

$$F_c = 2,76[\text{Kgf}]$$

- Fuerza Normal:

$$F_n = (1,3) * F_c \quad \text{Ec.2}$$

$$F_n = (1,3) * 2,76$$

$$F_n = 3,58[\text{Kgf}]$$

- Fuerza de Rozamiento:

$$f_r = \mu_r * N \quad \text{Ec. 3}$$

Dónde:

$$\mu_r: \text{Coeficiente de Rozamiento} = 0,15$$

$$N: \text{Normal (Peso de la muela)} = 10[\text{Kgf}]$$

$$f_r = 0,15 * 10$$

$$f_r = 1,5[\text{Kgf}]$$

- Rodadura:

$$M = f_r * R \therefore R = \frac{M}{f_r} \therefore R = \frac{F_c * d}{f_r} \quad \text{Ec.4}$$

Dónde:

M: *Momento de Torsión*

$f_r$ : *Fuerza de Rozamiento*

R: *Resistencia a la Rodadura*

$$R = \frac{2,76 [Kgf] * 0,062 [m]}{1,5 [Kgf]}$$

$$R = 0,115 [m]$$

- Velocidad Periférica:

$$V_p = \frac{d * \pi * n_{muela}}{60000} \quad \text{Ec.5}$$

Dónde:

d: *Diámetro de la muela* = 125 [mm]

$n_{muela}$ : *Rpm de la muela* = 4202 [rpm]

$$V_p = \frac{125 * \pi * 4202}{60000}$$

$$V_p = 27,5 [m/seg]$$

- Fuerza del Grano, (Kalpakjian, 2002)

$$F_G \sim \frac{v}{V} * \sqrt{\frac{d}{D}} \quad \text{Ec.6}$$

Dónde:

$$v: \text{Velocidad de avance} = 12 \left[ \frac{m}{min} \right] = 0,2 \left[ \frac{m}{seg} \right]$$

$$V: \text{Velocidad periférica de la muela} = 27,5 \left[ \frac{m}{seg} \right]$$

$$d: \text{Profundidad de corte} = 0,03 [mm] = 0,00003 [m]$$

$$D: \text{Diámetro de la muela} = 125 [mm]$$

Cálculo:

$$F_G = \frac{0,2}{27,5} * \sqrt{\frac{0,00003}{0,125}}$$

$$F_G = 1,13 * 10^{-4} [Kgf]$$

- La Potencia Consumida: (Kalpakjian, 2002)

$$P_c = \frac{F_c * V_p}{75 * \eta} \quad \text{Ec.7}$$

Dónde:

$$\eta: \text{Rendimiento} = 0,85$$

$$P_c = \frac{2,76 * 27,5}{75 * 0,85}$$

$$P_c = 1,065 \left[ Kgf * \frac{m}{seg} \right]$$

$$P_c = 1,065 \left[ Kgf * \frac{m}{seg} \right] * \frac{1 [HP]}{1,0138 \left[ Kgf * \frac{m}{seg} \right]} \approx CV$$

$$P_c = 1,05 [HP] \approx 1,5 [HP]$$

Se escoge un motor con una potencia superior a la calculada debido a que en el mercado comercial no existe con la potencia calculada, es por eso que los datos del motor a seleccionar son:

Potencia: 1,5 [HP]

Voltaje: 220 [V] Trifásico

Velocidad: 3600 [rpm]

La potencia necesaria del motor eléctrico es igual a la potencia consumida debido a que la muela abrasiva se conecta directamente al eje de salida de potencia del motor eléctrico.

- El par producido:

$$P = T * \omega \qquad T = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \qquad Ec. 8$$

Teniendo en cuenta que 1 [HP] = 396000 [(pulg \* lb)/min] se tiene:

$$T = \frac{1,5 * 396000}{2 * \pi * 3600} = 14,69 [lb * pulg]$$

### 2.3 Diseño del Tornillo de Potencia

Dentro del diseño se analiza la resistencia estática y dinámica del tornillo.

Para el diseño del tornillo de potencia se usa como material un acero AISI 1045 debido a que el tornillo no tendrá que elevar grandes cargas y considerando recomendaciones emitidas por catálogos de aceros. El elemento que se conjuga al tornillo, la tuerca, se la fabricará de bronce fosfórico o también llamado bronce SAE 65 debido a recomendaciones dadas para estas aplicaciones. (Shigley, 2008)

- Diámetro Medio:

$$dm = \sqrt{\frac{2 * F}{\pi * \varphi * S_{d-ap}}} \quad \text{Ec.9}$$

Datos:

Fuerza axial sobre el tornillo: 24500 [N]

Coefficiente  $\varphi$  : Al ser tuerca de una pieza: 2,5

Esfuerzo de diseño y aplastamiento: 12 [MPa] =  $12 * 10^6$  [N/m<sup>2</sup>]

Cálculos:

$$dm = \sqrt{\frac{2 * 24500}{\pi * 2,5 * 12 * 10^6}}$$

$$dm = 0,00728 [m] \approx 7,28 [mm]$$

Para el diseño del tornillo de potencia se considera por razones comerciales, estéticas y de seguridad un diámetro mayor de 18[mm]. A continuación se detalla el cálculo de diámetros para el diseño del tornillo de potencia.

El perfil de la rosca a utilizar es cuadrada por su versatilidad, facilidad de fabricación, ayuda a transmitir grandes potencias, es auto-seguro evita que el tornillo se regrese en sentido contrario como se indica en la figura 2.3. (Vanegas, 2011)

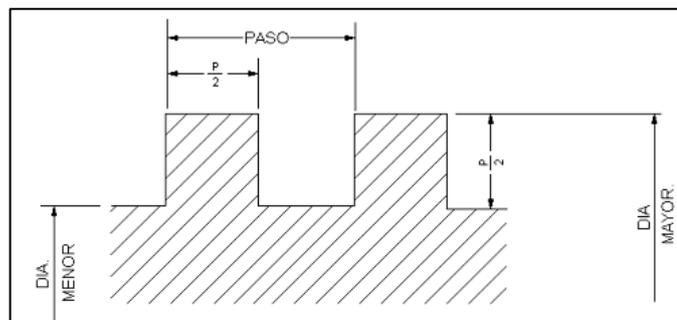


Figura 2.3 Perfil de rosca cuadrada. (Autores, 2014)

Material: AISI 1018

Diámetro Mayor:  $D = 18[mm]$

Paso:  $p = 3[mm]$

Diámetro Medio:  $d_m = D - p/4$

$d_m = 17,25[mm]$

Diámetro Menor:  $d_r = D - p/2$

$d_r = 16,5[mm]$

- Avance:

$$l = n * p \quad \text{Ec.10}$$

Dónde:

n: Número de entradas = 1

p: Paso = 3 [mm]:

Cálculo:

$$l = 1 * 3$$

$$l = 3 [mm] = 0,003 [m]$$

- Torque de Subida:

$$T_s = \left( \frac{F * d_m}{2} \right) * \left( \frac{(\mu * \pi * d_m + l)}{(\pi * d_m - \mu * l)} \right) \quad \text{Ec.11}$$

Dónde:

$T_s$ : Torque de subida

$F$ : Peso de la estructura a subir

$d_m$ : Diámetro medio del tornillo de potencia = 0,01725 [m]

$\mu$ : Coeficiente de rozamiento entre el material del tornillo y la tuerca = 0,08

$l$ : Avance = 0,003[m]

Cálculo:

La carga a levantar es el peso del motor con sus componentes del sistema de movimiento más el peso de la muela abrasiva.

$F = \text{peso del motor} + \text{peso de los componentes} + \text{peso de la muela abrasiva}$

$$F = 25 + 20 + 2 = 47[\text{Kg}] * 9,8 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right] = 460,6 [\text{N}]$$

$$T_s = \left(\frac{460,6 * 0,01725}{2}\right) * \left(\frac{0,08 * \pi * 0,01725 + 0,003}{\pi * 0,01725 - 0,08 * 0,003}\right)$$

$$T_s = 0,537 [\text{N} * \text{m}]$$

- Eficiencia en el levantamiento de la carga

$$e = \frac{F * l}{2 * \pi * T_s} \quad \text{Ec.12}$$

$$e = \frac{460,6 * 0,003}{2 * \pi * 0,537}$$

$$e = 0,410$$

- Torque de Bajada

$$T_b = \left(\frac{F * d_m}{2}\right) * \left(\frac{(\mu * \pi * d_m - l)}{(\pi * d_m + \mu * l)}\right) \quad \text{Ec.13}$$

Dónde:

$T_b$ : Torque necesario para vencer la fricción de bajada

$F$ : Peso de la estructura a bajar = 460,6 [N]

$d_m$ : Diámetro medio del tornillo de potencia= 0,01725 [m]

$\mu$ : Coeficiente de rozamiento entre el material del tornillo y la tuerca = 0,08

$l$ : Avance= 0,003 [m]

Cálculo:

$$T_b = \left( \frac{460,6 * 0,01725}{2} \right) * \left( \frac{0,08 * \pi * 0,01725 - 0,003}{\pi * 0,01725 + 0,08 * 0,003} \right)$$

$$T_b = 0,0988 [N * m]$$

- Auto-Seguro

$$\mu * \pi * d_m > l$$

Ec.14

Dónde:

$\mu$ : Fricción entre el tornillo de potencia y la tuerca = 0.08

$d_m$ : Diámetro medio del tornillo= 17,25 [mm]

$l$ : Avance = 3 [mm]

Cálculo:

$$0,08 * \pi * 17,25 > 3$$

4,34 > 3 ∴ El tornillo es auto bloqueante.

- Diseño Estático a Corte

$$\tau = \frac{2*F}{\pi*d_r*h} \quad \text{Ec.15}$$

Dónde:

$\tau$ : Esfuerzo de corte [N/m<sup>2</sup>]

F: Peso de la estructura = 460,6 [N]

$d_r$ : Diámetro menor del tornillo de potencia = 0,0165 [m]

h: altura de la tuerca (m). Se considera una altura de 0,08 [m].

Cálculos:

$$\tau = \frac{2 * 460,6}{\pi * 0,0165 * 0,08}$$

$$\tau = 222141,19 \left[ \frac{N}{m^2} \right] = 0,22 [MPa]$$

- Factor de diseño producido por el esfuerzo de corte:

$$n = \frac{Ssy}{\tau} = \frac{0,577*Sy}{\tau} \quad \text{Ec.16}$$

Dónde:

$Sy$ : Esfuerzo de fluencia = 370 [MPa]

$\tau$ : Esfuerzo de corte = 0,22 [MPa]

Cálculo:

$$n = \frac{0,577 * 370}{0,22}$$

$$n = 961,06$$

∴ Se concluye que el diseño del perno está sobredimensionado y no va a fallar.

## 2.4 Diseño de la Placa Base

Para el diseño de la placa base la distribución de cargas de diseño son como se muestran en la Figura 2.4.

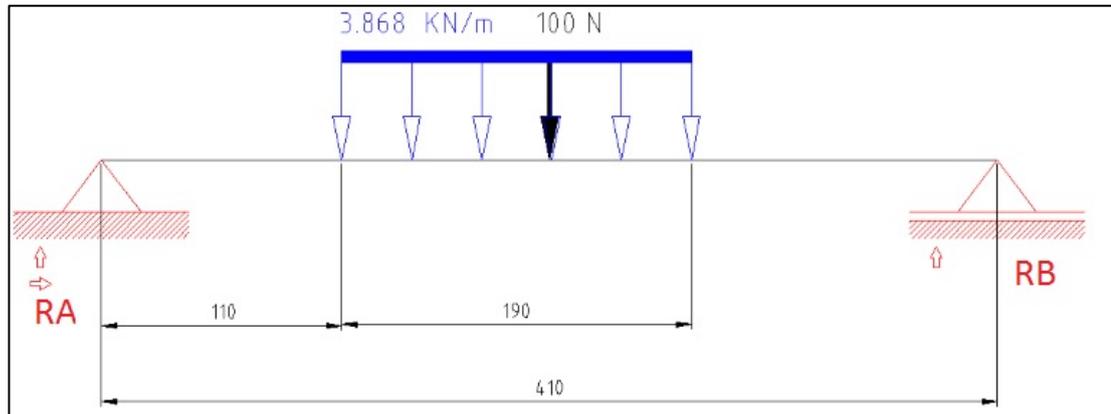


Figura 2.4 Diagrama de cuerpo libre placa base. (Autores, 2014)

- Reacciones en los apoyos

Fuerza = Peso de los componentes torreta + Fuerza aplicada de trabajo

$$F = [75 \text{ Kg} * 9,8 \text{ m/s}^2] + 100 \text{ [N]}$$

$$F = 735 \text{ [N]} + 100 \text{ [N]}$$

Longitud de aplicación de la fuerza = 0,19[m]

$$\text{Carga Distribuida} = 735 / 0,19$$

$$\text{Carga Distribuida} = 3,868 \text{ [KN/m]}$$

$$\text{Carga Puntual} = 100 \text{ [N]}$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$((3,868 * 0,19) * 0,205) + (0,1 * 0,205) - R_B * 0,41 = 0$$

$$R_B = \frac{((3,868 * 0,19) * 0,205) + (0,1 * 0,205)}{0,41}$$

$$R_B = 0,42 \text{ [KN]}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_A + R_B = 0,1 + (3,868 * 0,19)$$

$$R_A = 0,42 \text{ [KN]}$$

Al tener las cargas en el centro las reacciones son iguales

$$\therefore R_B = R_A$$

- Momento Máximo

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_A + V = 0,1 + (3,868 * 0,19)$$

$$V = 0,418 \text{ [KN]}$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$((3,868 * 0,19) * 0,205) + (0,1 * 0,205) = V * x + M_o$$

$$M_o = 0,1506 + 0,0205 - (0,418 * x)$$

$$M_o = 0,171 - 0,418 * x$$

Cuando  $x = 0,205 \text{ [m]}$

$$\therefore M_{m\acute{a}x} = 0,086 \text{ [KN * m]}$$

- Espesor de la Placa

Material: AISI 1045

Esfuerzo a la Fluencia  $S_y = 310$  [MPa]

$$\sigma = 0,6 * S_y \quad \text{Ec.17}$$

$$\sigma = 0,6 * 310 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma = 186 \text{ [MPa]} = 186000 \left[ \frac{\text{KN}}{\text{m}^2} \right]$$

$$I = \frac{b * h^3}{12}$$

$$c = \frac{h}{2} \therefore h = 2c$$

$$\sigma = \frac{M * c}{I} \quad \text{Ec.18}$$

$$\sigma = \frac{M * c}{\frac{b * 8c^3}{12}}$$

$$\sigma = \frac{12 * M}{8 * b * c^2}$$

$$c = \sqrt{\frac{12 * M}{8 * b * \sigma}} \quad \text{Ec.19}$$

$$c = \sqrt{\frac{12 * 0,0855}{8 * 0,41 * 186000}}$$

$$c = 0,00129 \text{ [m]} = 1,29 \text{ [mm]}$$

Aplicando un Factor de seguridad de 1,5:

$$c = 1,29 * 2$$

$$c = 2,59 \text{ [mm]}$$

Por estética y facilidad de maquinado se escoge una placa de 10[mm] de espesor.

## 2.5 Diseño de Barras Guías

La Figura 2.5 muestra el tipo de sección que tienen las barras guías.

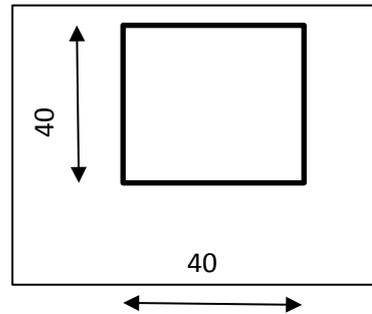


Figura 2.5 Dimensiones de Guías, (Autores, 2014)

- Calculo de Área e Inercia

$$A = b * h$$

$$A = 0,04 * 0,04$$

$$A = 0,0016 [m^2]$$

$$Ix = \frac{(B * h^3)}{12}$$

$$Ix = \frac{(0,04 * 0,04^3)}{12}$$

$$Ix = 2,13 * 10^{-7} [m^4]$$

F= Peso de la barra

$$F = 242 \left[ \frac{N}{m} \right]$$

L: Longitud de la barra = 1400 [mm]

Material: Acero AISI 1045:  $E = 200 * 10^9 [N/m^2]$

Para el diseño de las barras guías la distribución de cargas de diseño son como se muestran en la Figura 2.6.

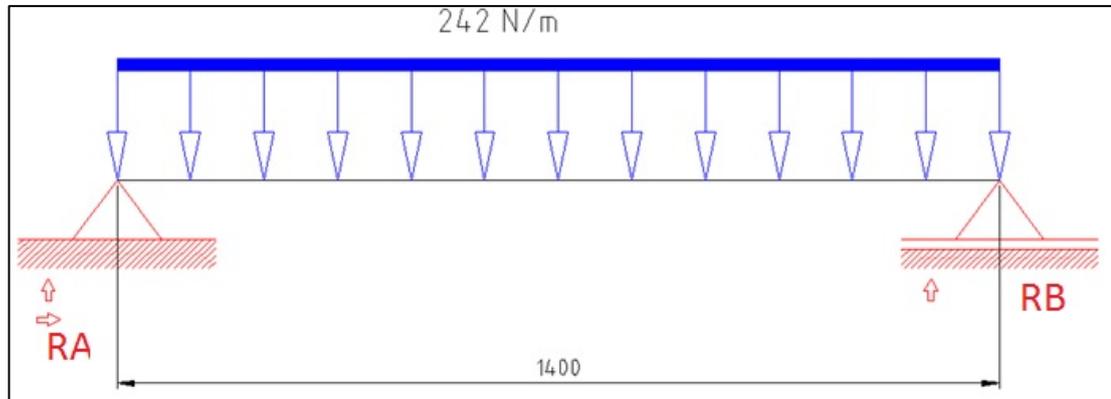


Figura 2.6 Diagrama de cuerpo libre de Barras Guías, (Autores, 2014)

Según las fórmulas de la AISC, (AISC, 1997):

Viga con carga distribuida y dos apoyos:

Cálculo:

- Reacciones en los apoyos

$$R_A = V = \frac{F \cdot l}{2} \quad \text{Ec.20}$$

$$R_A = \frac{242 \cdot 14}{2}$$

$$R_A = 1694 \text{ [N]}$$

Al tener la carga distribuida en toda la barra las reacciones son las mismas

$$\therefore R_B = R_A$$

- Momento Máximo:

$$M_{max} = \frac{F \cdot l^2}{8} \quad \text{Ec.21}$$

$$M_{max} = \frac{242 \cdot 1,4^2}{8}$$

$$M_{max} = 59,29 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

- Deflexión Máxima

$$\Delta_{m\acute{a}x} = \frac{5 \cdot w \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot I} \quad \text{Ec.22}$$

$$\Delta_{m\acute{a}x} = \frac{5 \cdot 242 \cdot 1,4^4}{384 \cdot 200 \cdot 10^9 \cdot 2,13 \cdot 10^{-7}}$$

$$\Delta_{m\acute{a}x} = 0,0002842 \text{ [m]} = 0,284 \text{ [mm]}$$

Sin tener deflexión excesiva se concluye que la barra está bien dimensionada.

## 2.6 Diseño de las placas laterales

Para el diseño de las placas laterales la distribución de cargas de diseño es como se muestran en la Figura 2.7.

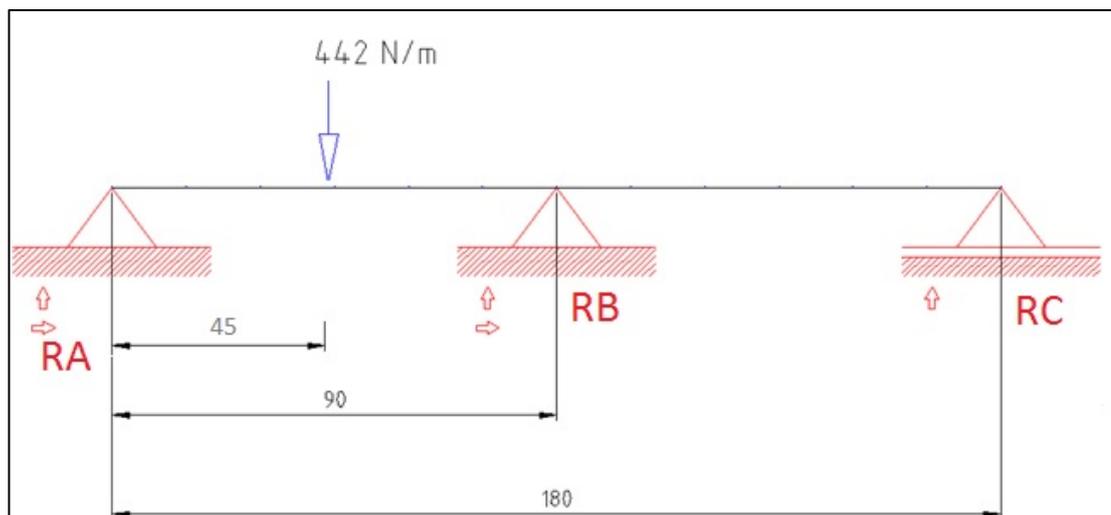


Figura 2.7 Diagrama de cuerpo libre de placas laterales, (Autores, 2014)

Fuerza = Peso de componentes + Fuerza aplicada

$$\text{Fuerza} = [80 \text{ Kg} * 9,8 \text{ m/s}^2] + 100 [N]$$

$$\text{Fuerza Total} = 884 [N]$$

Fuerza en cada placa  $884/2$

$$F = 442 [N]$$

$$\text{Longitud entre apoyos externos} = 180 [mm] = 0,18 [m]$$

$$b = \text{Longitud de la placa} = 150 [mm] = 0,15 [m]$$

Según Tablas de la AISC, (AISC, 1997):

Viga con carga puntual y tres apoyos se obtiene:

- Reacción en el Pto. A

$$R_A = V_1 = \frac{13 * F}{32} \quad \text{Ec.23}$$

$$R_A = \frac{13 * 442}{32}$$

$$R_A = 179,56 [N]$$

- Reacción en el Pto. B

$$R_B = V_2 + V_3 = \frac{11 * F}{16} \quad \text{Ec.24}$$

$$R_B = \frac{11 * 442}{16}$$

$$R_B = 303,88 [N]$$

- Reacción en el Pto. C

$$R_C = V_3 = -\frac{3*F}{32} \quad \text{Ec.25}$$

$$R_C = -\frac{3 * 442}{32}$$

$$R_C = -41,44[N]$$

- Fuerza cortante  $V_2$

$$V_2 = \frac{19*F}{32} \quad \text{Ec.26}$$

$$V_2 = \frac{19 * 442}{32}$$

$$V_2 = 262,44 [N]$$

- Momento Máximo

$$M_{max} = \frac{13*P*L}{64} \quad \text{Ec.27}$$

$$M_{max} = \frac{13 * 884 * 0,09}{64}$$

$$M_{max} = 16,16 [N * m] = 0,0162[KN * m]$$

- Módulo de sección

Material: AISI 1045

Esfuerzo a la Fluencia  $S_y = 310 [MPa]$

$$\sigma = 0,6 * S_y$$

$$\sigma = 0,6 * 310 [MPa]$$

$$\sigma = 186[MPa] = 186000 \left[ \frac{KN}{m^2} \right]$$

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_{max}} = \frac{I}{c} \quad \text{Ec.28}$$

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_{max}} = \frac{0,0162}{186000}$$

$$S = 0,0000000871 [m^3]$$

- Inercia

$$I = \frac{b * h^3}{12}$$

- Centroide

$$c = \frac{h}{2}$$

- Espesor de la placa

$$S = \frac{b * h^3 * 2}{12 * h}$$

$$S = \frac{b * h^2}{6}$$

$$h = \sqrt{\frac{S * 6}{b}}$$

$$h = \sqrt{\frac{0,0000000871 * 6}{0,35}}$$

$$h = 0,00123 [m] = 1,23[mm]$$

$$h = 1,23[mm]$$

Se aplica un Factor de Seguridad de 2

$$h = 2,46[mm]$$

Por estética y facilidad de maquinado se escoge una placa de 10[mm] de espesor.

## 2.7 Diseño de Placa Soporte de Motor

Para el diseño de la placa soporte de motor la distribución de cargas de diseño son como se muestran en la Figura 2.8.

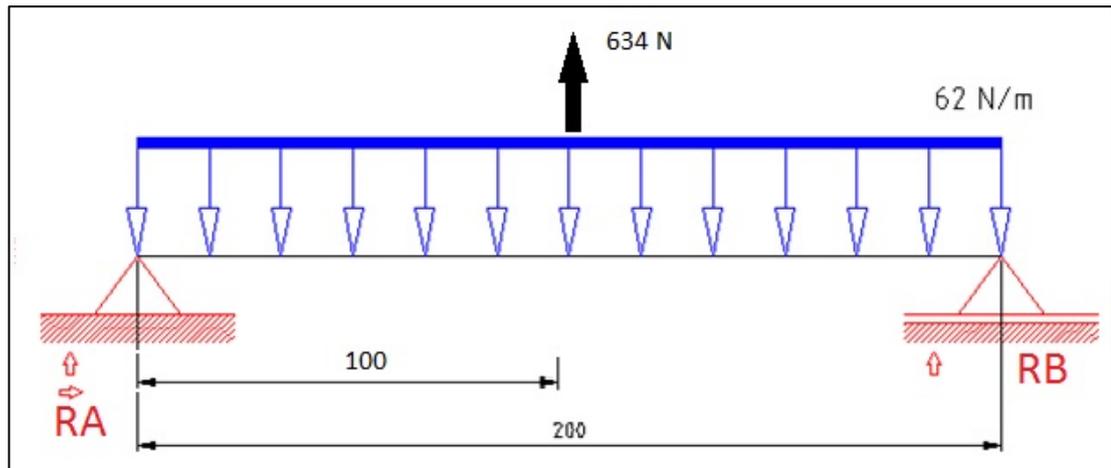


Figura 2.8 Diagrama de cuerpo libre Placa Soporte de Motor (Autores, 2014)

$$F = \text{Peso del motor} = 25 \text{ [Kg]} = 310 \text{ [N]}$$

$$b = \text{ancho de la placa} = 0,18 \text{ [m]}$$

$$L = \text{Longitud de la placa} = 0,2 \text{ [m]}$$

$$\sigma = 0,6 * S_y$$

$$\sigma = 0,6 * 310 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma = 186 \text{ [MPa]} = 186000 \text{ [KN/m}^2\text{]}$$

Según las formulas de la AISC, (AISC, 1997):

Viga con una carga distribuida y una carga puntual en el centro:

$$\text{Carga distribuida } W = 310 * 0,2$$

$$W = 62 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

### *Carga Puntual*

$P = \text{Esfuerzo producido por el tornillo} * \text{Superficie de la Tuerca}$

$$P = 0,22 * 10^6 * (0,08 * 0,036)$$

$$P = 634[N]$$

Cálculo:

- Reacciones

$$R_{A,B} = \frac{w * l}{2} + \frac{P}{2} \quad \text{Ec.29}$$

$$R_{A,B} = \frac{62 * 0,2}{2} + \frac{634}{2}$$

$$R_{A,B} = 323,2[N]$$

- Momento Máximo

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{w * l^2}{8} + \frac{P * l}{4} \quad \text{Ec.30}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{62 * 0,2^2}{8} + \frac{634 * 0,2}{4}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 32,01 [N * m] = 0,032[KN * m]$$

- M3dulo de secci3n

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_{max}} = \frac{I}{c}$$

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_{max}} = \frac{0,032}{186000}$$

$$S = 1,721 * 10^{-7} [m^3]$$

- Inercia

$$I = \frac{b * h^3}{12}$$

- Centroide

$$c = \frac{h}{2}$$

- Espesor de la placa

$$S = \frac{b * h^3 * 2}{12 * h}$$

$$S = \frac{b * h^2}{6}$$

$$h = \sqrt{\frac{S * 6}{b}}$$

$$h = \sqrt{\frac{1,721 * 10^{-7} * 6}{0,2}}$$

$$h = 0,00227 [m] = 2,27[mm]$$

$$h = 2,27[mm]$$

Se aplica un Factor de Seguridad de 2

$$h = 4,54[mm]$$

Por estética y facilidad de maquinado se escoge una placa de 10[mm] de espesor.

## 2.8 Diseño de la mesa porta cuchillas

La mesa porta cuchillas será diseñada con las dimensiones como se muestran en la Figura 2.9.

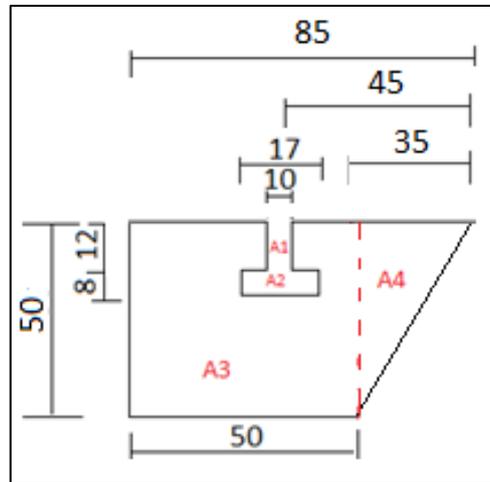


Figura 2.9 Dimensiones de mesa porta-cuchillas (Autores, 2014)

- Cálculo de Áreas y distancias

$$A_1 = B * h$$

$$A_1 = 10 * 12$$

$$A_1 = 120 [mm^2]$$

$$A_2 = B * h$$

$$A_2 = 17 * 8$$

$$A_2 = 136 [mm^2]$$

$$A_3 = B * h$$

$$A_3 = 50 * 50$$

$$A_3 = 2500 [mm^2]$$

$$A_4 = (B * h)/2$$

$$A_4 = (35 * 50)/2$$

$$A_4 = 875 [mm^2]$$

$$A_T = A_3 - A_1 - A_2 + A_4$$

$$A_T = 2500 - 120 - 136 + 875$$

$$A_T = 3119 [mm^2]$$

Longitud en x

$$A_3 * L_3x - A_1 * L_1x - A_2 * L_2x + A_4 * L_4x = A_T * Lx$$

$$Lx = \frac{(2500 * 25) - (120 * 40) - (136 * 40) + \left(875 * \left(\frac{2}{3} * 35\right) + 50\right)}{3119}$$

$$Lx = 37,33[mm]$$

Longitud en y

$$A_3 * L_3y - A_1 * L_1y - A_2 * L_2y + A_4 * L_4y = A_T * Ly$$

$$Ly = \frac{(2500 * 25) - (120 * 44) - (136 * 34) + \left(875 * \left(\frac{1}{3} * 35\right)\right)}{3119}$$

$$Ly = 20,14[mm]$$

- Cálculo de Inercias

Sección

1

$$I_1x = \frac{(B * h^3)}{12}$$

$$I_1x = \frac{(10 * 12^3)}{12}$$

$$I_1x = 1440[mm^4]$$

$$I_1y = \frac{(B^3 * h)}{12}$$

$$I_1y = \frac{(10^3 * 12)}{12}$$

$$I_1y = 1000[mm^4]$$

Sección 2

$$I_2x = \frac{(B * h^3)}{12}$$

$$I_2x = \frac{(17 * 8^3)}{12}$$

$$I_2x = 725,33[mm^4]$$

$$I_2y = \frac{(B^3 * h)}{12}$$

$$I_2y = \frac{(17^3 * 8)}{12}$$

$$I_2y = 3275,33[mm^4]$$

Sección 3

$$I_3x = \frac{(B * h^3)}{12}$$

$$I_3x = \frac{(50 * 50^3)}{12}$$

$$I_3x = 520833,3[mm^4]$$

$$I_3y = \frac{(B^3 * h)}{12}$$

$$I_3y = \frac{(50^3 * 50)}{12}$$

$$I_3y = 520833,3[mm^4]$$

Sección 4

$$I_4x = \frac{(B * h^3)}{36}$$

$$I_4x = \frac{(35 * 50^3)}{36}$$

$$I_4x = 121527,8[mm^4]$$

$$I_4y = \frac{(B^3 * h)}{36}$$

$$I_4y = \frac{(35^3 * 50)}{36}$$

$$I_4y = 59548,61[mm^4]$$

Inercia Total

$$I_Tx = I_3x - I_1x - I_2x + I_4x$$

$$I_Tx = 520833,3 - 1440 - 725,3 + 121527,8$$

$$I_Tx = 640195,77[mm^4]$$

$$I_Ty = I_3y - I_1y - I_2y + I_4y$$

$$I_Ty = 520833,3 - 1000 - 3275,3 + 59548,61$$

$$I_Ty = 576106,611[mm^4]$$

Se escoge la inercia menor:

$$I_Ty = 576106,611[mm^4] = 5,76 * 10^{-7}[m^4]$$

Según las formulas de la AISC, (AISC, 1997):

La mesa porta cuchillas de analiza como una viga con carga distribuida y carga puntual como se muestra en la figura 2.10:

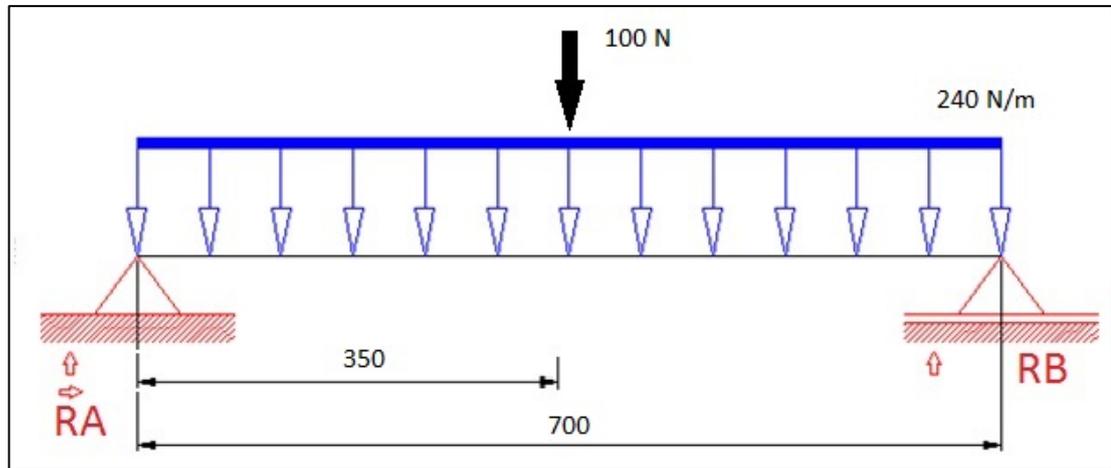


Figura 2.10 Diagrama de cuerpo libre de mesa porta-cuchillas (Autores, 2014)

$$W = 240 \left[ \frac{N}{m} \right]$$

$$P = 100[N]$$

$$L = 0,7 [m]$$

Material: AISI 1045,

$$E = 200 * 10^9 [N/m^2]$$

Cálculo:

- Momento

$$R_B = \frac{(100 * 0,35) + (240 * 0,7 * 0,35)}{0,7}$$

$$R_B = 135,4[N]$$

- Reacciones

$$R_A = 100 + (240 * 0,7) - 135,4$$

$$R_A = 132,6[N]$$

- Momento Máximo

$$M_{max} = \frac{W*X}{2} * (L - X) + \frac{P*L}{4} \quad \text{Ec.31}$$

$$M_{max} = \frac{240 * 0,35}{2} * (0,7 - 0,35) + \frac{100 * 0,7}{4}$$

$$M_{max} = 32,2 [N * m]$$

- Deflexión máxima

$$\Delta_{max} = \frac{5*W*L^4}{384*E*I} + \frac{P*L^3}{48*E*I} \quad \text{Ec.32}$$

$$\Delta_{max} = \frac{5 * 240 * (0,7)^4}{384 * 200 * 10^9 * 5,76 * 10^{-7}} + \frac{100 * (0,7)^3}{48 * 200 * 10^9 * 5,76 * 10^{-7}}$$

$$\Delta_{max} = 1,27 * 10^{-5} [m] = 0,012 [mm]$$

Sin tener deflexión excesiva se concluye que la barra está bien dimensionada.

## 2.9 Diseño de Columnas.

Para poder realizar el diseño de columnas se toma las siguientes cargas:

$P = \text{Carga de Mantenimiento} + \text{Carga de Diseño} + \text{Carga de Impacto}$

$$P = 650 [Kg] = 6370 [N]$$

Según las formulas de la AISC, (AISC, 1997):

Se asume el perfil C3x4.1

Datos del perfil:

$$I_x = 1,66 [\text{plg}^4]$$

$$S_x = 1,10 [\text{plg}^3]$$

$$I_y = 0,197 [\text{plg}^4]$$

$$S_y = 0,202 \text{ [plg}^3\text{]}$$

$$A = 1,21 \text{ [plg}^2\text{]}$$

$$L = 900 \text{ mm} * \frac{1 \text{ plg}}{25,4 \text{ mm}} = 35,43 \text{ [plg]}.$$

$K = 2.1$  (Tablas de la AISC, Punto fijo y extremo libre), (AISC, 1997)

Material Acero AISI 1020

$n = 3$  (Factor de Seguridad)

$$E = 207 * 10^9 \frac{N}{m^2} * \frac{lb}{4,45 N} * \frac{m^2}{(39,37 \text{ plg})^2} = 30 * 10^6 \text{ [psi]}$$

$$S_y = 441 \text{ [MPa]}.$$

- Longitud Efectiva.

$$L_e = K * L \tag{Ec.33}$$

$$L_e = 2,1 * 35,43$$

$$L_e = 74,41 \text{ [plg]}$$

- Radio de giro mínimo.

$$r = \sqrt{\frac{I_{\min.}}{A}} \tag{Ec.34}$$

$$r = \sqrt{\frac{0,197}{1,21}}$$

$$r = 0,403 \text{ [plg]}.$$

- Máxima razón de Esbeltez:

$$S_r = \frac{L_e}{r} \tag{Ec.35}$$

$$S_r = \frac{74,41}{0,403}$$

$$S_r = 18464$$

- Constante de Columna.

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{S_y}} \quad \text{Ec.36}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * (207 * 10^9)}{(441 * 10^6)}} = 96,25$$

Comparación: Máximo razón de Esbeltez con la Constante de Columna

$$C_c < S_r$$

En conclusión tenemos una columna larga y se aplica la ecuación de Euler.

- Carga Crítica.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * A}{\left(\frac{L_e}{r}\right)^2} \quad \text{Ec.37}$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * 30 * 10^6 * 1,21}{(184,64)^2}$$

$$P_{cr} = 10,52 * 10^6 \text{ lb} * \frac{4,45 \text{ N}}{\text{lb}}$$

$$P_{cr} = 46,78 \text{ [KN]}$$

- Carga Admisible.

$$P_s = \frac{P_{cr}}{n} \quad \text{Ec.38}$$

$$P_s = \frac{46,78}{3}$$

$$P_s = 15,59 \text{ KN}$$

$$\therefore (P = 6,37 \text{ [KN]} < P_s = 15,59 \text{ [KN]})$$

*Entonces la columna soporta la carga satisfactoriamente*

## 2.10 Diseño de Vigas.

Se toma en cuenta las siguientes cargas para el diseño, y la figura 2.11 muestra la distribución de las mismas para el análisis.

$P = \text{Carga de Mantenimiento} + \text{Carga de Diseño} + \text{Carga de Impacto}$

$$P = 650 \text{ [Kg]} = 6370 \text{ [N]}$$

Componentes (Sistema de Afilado) = 80 [Kg] = 784[N]

Según las fórmulas de la AISC, (AISC, 1997):

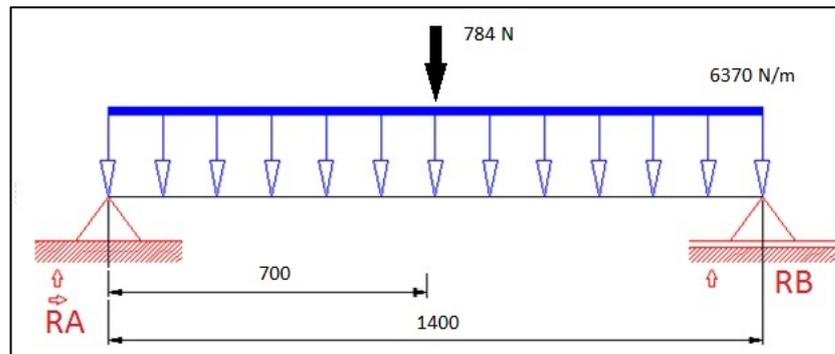


Figura 2.11 Diagrama de cuerpo libre de la viga (Autores, 2014)

Cálculo:

- Momento

$$R_B = \frac{(784 * 0,7) + (6370 * 1,4 * 0,7)}{1,4}$$

$$R_B = 4851 \text{ [N]}$$

- Reacciones

$$R_A = 784 + (6370 * 1,4) - 4851$$

$$R_A = 4851 \text{ [N]}$$

- Momento Máximo

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{W * X}{2} * (L - X) + \frac{P * L}{4} \quad \text{Ec.39}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{6370 * 0,7}{2} * (1,4 - 0,7) + \frac{784 * 1,4}{4}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 1835,05 [N * m]$$

## 2.11 Cálculo de Soldadura.

- Placa Vertical Soporte T.

Electrodo 6013, (Shigley, 2008)

$$S_y = 50 [Kpsi]$$

$$S_{ut} = 62 [Kpsi]$$

Soldadura de filete de 3/8"=0,325 [plg]

$$F = 156,8 \frac{N}{m} * \frac{lb}{4,45N} * \frac{m}{1000mm} * \frac{25,4mm}{plg} = 0,895 \frac{lb}{plg}$$

$$L = 300 \text{ mm} * \frac{plg}{25,4 \text{ mm}} = 11,81 [plg]$$

$$b = 120 \text{ mm} * \frac{plg}{25,4 \text{ mm}} = 4,724 [plg]$$

$$d = 0,625 [plg]$$

De las propiedades flexionantes de las soldaduras de filete se escoge patrón 3, (Shigley, 2008)

$$\text{Para un electrodo 6013 el } \tau_{permi} = 18[Kpsi]$$

Por Patrón 3:

$$A = 1,414 * h * b$$

$$A = 1,414 * 4,724 * 0,625$$

$$A = 2,505 [plg^2]$$

$$I_u = \frac{b * d^2}{2}$$

$$I_u = \frac{4,724 * 0,625^2}{2}$$

$$I_u = 0,923 plg^3$$

$$I = 0,707 * h * I_u$$

$$I = 0,707 * 0,375 * 0,923$$

$$I = 0,245 [plg^4]$$

- Cortante Primario:

$$\tau' = \frac{F}{A} \quad \text{Ec.40}$$

$$\tau' = \frac{0,895 * 11,81}{2,51}$$

$$\tau' = 4,21 [psi]$$

- Cortante Secundario:

$$\tau'' = \frac{1,414 M}{b*d*h} \quad \text{Ec.41}$$

$$\tau'' = \frac{1,414 * 10,57 * 5,91}{4,724 * 0,625 * 0,375}$$

$$\tau'' = 79,78 [psi]$$

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2}$$

$$\tau = \sqrt{4,21^2 + 79,78^2}$$

$$\tau = 79,78 \approx 80 [psi] = 0,08 [Kpsi]$$

$$\therefore \tau = 0,080 [Kpsi] < \tau_{permi} = 18 [Kpsi]$$

*En conclusión la soldadura es satisfactoria*

## 2.12 Selección de Rodamientos

### 2.12.1 Selección de Rodamientos en Placas laterales

Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas soportan cargas radiales y axiales, son apropiadas para revoluciones elevadas, su adaptabilidad angular es relativamente pequeña, los rodamientos rígidos de bolas obturados son exentos de mantenimiento por sus tapas de acero selladas con lubricación para sus horas de vida. (SKF, 2010)

- Capacidad de Carga Dinámica, (Ula.ve, 2010)

$$C_y = \frac{f_L}{f_n * f_t} * F \quad \text{Ec.42}$$

Dónde:

$C_y$ : Capacidad de carga dinámica

$f_L$ : Coeficiente de esfuerzo dinámico

$f_n$ : Coeficiente de velocidad

$f_t$ : Coeficiente de Temperatura

$F$ : Fuerza Equivalente

Datos: (Ula.ve, 2010)

- Coeficiente de esfuerzo dinámico, está en función del montaje de las clases de esfuerzos.  $f_L = 3$  Corresponde para aplicaciones de trasportación.
- Coeficiente de Velocidad, está en función de las rpm a trabajar:

$$\text{Velocidad de avance} = 0,2 \left[ \frac{m}{seg} \right]$$

$$\text{Diámetro Piñon conductor} = 101,6 \text{ [mm]}$$

$$n = \frac{V * 60000}{d * \pi} = \frac{0,2 * 60000}{101,6 * \pi} = 37,6 \text{ [rpm]}$$

$$\therefore f_n = 0,958$$

- Coeficiente de temperatura, está en función de la temperatura de servicio.  $f_t = 1$   
Corresponde para temperaturas de 150°C a 190°C.
- Fuerza Equivalente

$$F = (X * F_r) + (Y * F_a) \quad \text{Ec.43}$$

Dónde

$$\text{Fuerza radial } F_r = 80 \text{ [Kp]}$$

$$\text{Coeficiente radial } X = 1$$

$$\text{Fuerza axial } F_a = 1 \text{ [Kp]}$$

$$\text{Coeficiente axial } Y = 0,55$$

Cálculo:

$$F = (1 * 80) + (0,55 * 1)$$

$$F = 80,55 \text{ [Kp]}$$

- Capacidad de Carga Dinámica,

$$C_y = \frac{3}{0,958 * 1} * 80,55$$

$$C_y = 252,24 \text{ [Kp]}$$

Aplicando un factor de Seguridad de 2 y transformando a unidades de [KN]

$$C_y = 4,95 \text{ [KN]}$$

En las tablas de Rodamientos SKF se escoge:

Rodamiento 16101, (SKF, 2010)

$$d = 12 \text{ [mm]}$$

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

$$B = 8 \text{ [mm]}$$

$$C_y = 5,07 \text{ [KN]}$$

$$\therefore C_{y \text{ calculado}} = 4,95 \text{ [KN]} < C_{y \text{ del rodamiento seleccionado}} = 5,07 \text{ [KN]}$$

En conclusión el rodamiento soporta la carga dinámica aplicada.

- Duración Nominal

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \text{Ec.44}$$

Dónde:

Capacidad de Carga Dinámica.

$$C_y = 5,07[KN] = 516,82 [Kp]$$

Carga Dinámica.

$$P = 252,24[Kp]$$

Coefficiente de rodamiento rígido de bolas.

$$p = 3$$

Cálculos:

$$L_{10} = \left(\frac{516,82}{252,24}\right)^3$$

$$L_{10} = 8,601 \text{ Revoluciones}$$

- Tiempo de servicio en horas, (Ula.ve, 2010)

$$L_h = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} \quad \text{Ec.45}$$

Dónde:

$$n = \text{Velocidad de trabajo}[rpm]$$

Cálculos:

$$L_h = \frac{10^6}{60 * 37,60} * 8,601$$

$$L_h = 38130[h]$$

∴ El Rodamiento seleccionado tiene una vida útil infinito.

### 2.12.2 Selección de Rodamientos en la mesa

La carga se considera estática, cuando el rodamiento está en reposo o ejecuta movimientos muy lentos de giro o vaivén. (Ula.ve, 2010)

- Carga Estática Equivalente,

$$C_o = F_r \quad \text{Ec.46}$$

Dónde:

Fuerza Radial.

$F_r = \text{Fuerza aplicada sobre la mesa} + \text{Peso de la mesa}$

$$F_r = 2[\text{KN}]$$

Cálculos:

$$C_o = 2[\text{KN}]$$

Aplicando un factor de Seguridad de 2

$$C_o = 4[\text{KN}]$$

En las tablas de Rodamientos SKF se escoge:

Rodamiento 6301, (SKF, 2010)

$$d = 12[\text{mm}]$$

$$D = 37[\text{mm}]$$

$$B = 12[\text{mm}]$$

$$C_o = 4,15[\text{KN}]$$

∴ El Rodamiento seleccionado tiene una carga estática mayor a la carga estática calculada

En conclusión el rodamiento soporta la carga estática aplicada.

### 2.13 Diseño de soportes para mesa

Para el diseño de soportes para mesa la distribución de cargas de diseño son como se muestran en la Figura 2.12.

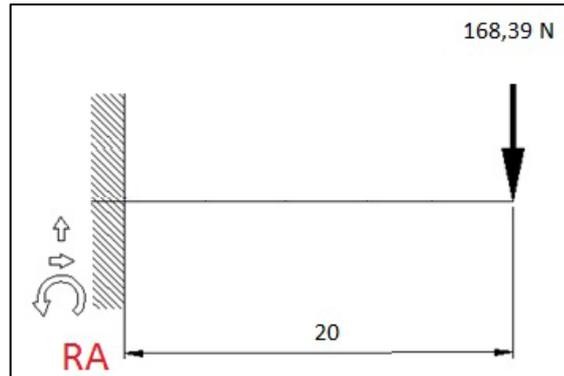


Figura 2.12 Diagrama de cuerpo libre del soporte (Autores, 2014)

$$F = 168,39 [N]$$

$$L = \text{Longitud del pin} = 0,02 [m]$$

Material AISI 1045

$$S_y = 310 [MPa]$$

$$n = \text{Factor de seguridad} = 2$$

Según las formulas de la AISC, (AISC, 1997):

Viga empotrada en un extremo con carga puntual:

Cálculo:

- Reacción en el Pto A Fijo

$$R_A = P$$

$$R_A = 168,39[N]$$

- Momento Máximo

$$M_A = P * l$$

$$M_A = 168,39 * 0,02$$

$$M_A = 3,37 [N * m]$$

- Diámetro del Pin

$$\sigma = \frac{S_y}{n} = \frac{310}{2} = 155 [MPa] \approx 155 * 10^6 \left[ \frac{N}{m^2} \right]$$

$$\sigma = \frac{32 * M_A}{\pi * d^3}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * M_A}{\pi * \sigma}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * 3,37}{\pi * 155 * 10^6}}$$

$$d = 0,0061 [m] \approx 6,1 [mm]$$

El diámetro a construir es de 12mm para acoplar al rodamiento calculado.

## 2.14 Selección de Pernos en la Placa Base

Para el diseño y distribución de Pernos se toma referencia de la Norma EC3 de Uniones atornilladas que se clasifican en función de la manera de trabajar de los tornillos, nuestro caso es de categoría A, en donde los pernos trabajan a cortadura y aplastamiento, para esta categoría se permiten tornillos de cualquier calidad, incluso de alta resistencia sin pretensar o pretensados pero sin controlar su par de apriete. Para esta categoría se debe realizar la siguiente comprobación: (upcommons, 2009)

- Resistencia a Cortante:  $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$
- Resistencia al aplastamiento:  $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$

- Resistencia a Cortante

$$F_{v,Rd} = \frac{\alpha_v * f_{ub} * A_s * n}{\gamma_{M2}} \quad \text{Ec.47}$$

Dónde:

$\alpha_v$ : Coeficiente de los Pernos = 0,6

$f_{ub}$ : Resistencia a tracción del tornillo =  $0,83 \left[ \frac{KN}{mm^2} \right]$ , corresponde grado 8.8

$A_s$ : Area Resistente del tornillo =  $84,3 [mm^2]$ , corresponde a M12

$n$ : Número de planos de corte = 2

$\gamma_{M2}$ : Coeficiente parcial de Seguridad = 1,25

Cálculos:

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 * 830 * 84,3 * 2}{1,25}$$

$$F_{v,Rd} = 67,17 [KN]$$

- Número de Pernos

$$\#pernos = \frac{F}{F_{v,Rd}} \quad \text{Ec.48}$$

Dónde:

$F$ : Carga soportar = 250 [KN]

$F_{v,Rd}$ : Resistencia a Cortante = 67,17 [KN]

Cálculos:

$$\#pernos = \frac{250}{67,17}$$

$$\#pernos = 3,72 \approx 4 \text{ Pernos M12}$$

- Esfuerzo Cortante cada Perno

$$F_{v,Ed} = \frac{F}{\#pernos} \quad \text{Ec.49}$$

Dónde:

$F_{v,Ed}$ : Valor del esfuerzo cortante en cada tornillo

$F$ : Carga soportar = 250[KN]

Cálculos:

$$F_{v,Ed} = \frac{250}{4}$$

$$F_{v,Ed} = 62,5[KN]$$

$$\text{Por lo tanto: } F_{v,Ed} = 62,5[KN] \leq F_{v,Rd} = 67,17[KN]$$

- Resistencia al aplastamiento

$$F_{b,Rd} = \frac{\alpha_b * K_1 * f_u * d * t}{\gamma_{M2}} \quad \text{Ec.50}$$

Dónde:

$\alpha_b$ : Coeficiente min = 1

$K_1$ : Coeficiente = 2,5

$f_u$ : Resistencia Última del acero de la chapa =  $0,341 \left[ \frac{KN}{mm^2} \right]$

$d$ : Diámetro del vástago del tornillo = 12[mm]

$t$ : espesor de la chapa = 8[mm]

Cálculos:

$$F_{b,Rd} = \frac{1 * 2,5 * 0,341 * 12 * 8}{1,25}$$

$$F_{b,Rd} = 65,47[KN]$$

Por lo tanto:

$$F_{v,Ed} = 62,5[KN] \leq F_{b,Rd} = 65,47[KN]$$

En conclusión, al haber admitido los valores de comprobación, el diseño de pernos es de 4 pernos M12 grado 8.8

## 2.15 Selección de Cadena y Catalina

Por experiencia de máquinas del mercado se utiliza un motor-reductor con una potencia de 1/3[HP], Se escoge un motor-reductor CMGIS002 del catálogo de la marca Transtecno, con la potencia indicada se obtiene los siguientes datos:

$$H_{nom} = 0,27 [Kw] \approx 0,25 [Kw] * \left[ \frac{1 hp}{0,75 Kw} \right] = 0,333[hp] = \frac{1}{3}[hp]$$

$$n = 36 [rpm]$$

$$Mn = 70 [N * m]$$

Cálculos:

- Velocidad de la cadena Número 35:

$$V = \frac{N * p * n}{12} \quad \text{Ec.51}$$

Datos de Catalina.

$$p = 0,375 [plg]$$

$$N = 34 [dientes]$$

$$D = 4,3125 [plg]$$

Cálculo:

$$V = \frac{34 * 0,375 * 36}{12}$$

$$V = 38,25 \frac{pie}{min} * \frac{0,305 m}{pie}$$

$$V = 11,67 \left[ \frac{m}{min} \right]$$

- Velocidad máxima:

$$v_{m\acute{a}x} = \frac{\pi * D * n}{12} \quad \text{Ec.52}$$

$$v_{m\acute{a}x} = \frac{\pi * 4,3125 * 36}{12}$$

$$v_{m\acute{a}x} = 40,64 \frac{pie}{min} * \frac{0,305 m}{pie}$$

$$v_{m\acute{a}x} = 12,4 \left[ \frac{m}{min} \right] = V_{m\acute{a}x} \text{ de corte de la muela}$$

- Potencia nominal de la cadena limitada por las placas:

$$H1 = 0,004 * N^{1,08} * n1^{0,9} * p^{(3-0,07p)} \quad \text{Ec.53}$$

$$H1 = 0,004 * 35^{1,08} * 36^{0,9} * 0,375^{(3-(0,07*0,375))}$$

$H1 = 0,25 [hp] \therefore$  La cadena soporta la potencia a transmitir.

## 2.16 Selección de la Bomba

Las bombas centrifugas agregan energía al fluido, el fluido se lleva al centro del impulsor y después es lanzado hacia afuera por las aspas. Al salir del impulsor, el fluido pasa por una voluta en forma de espiral, donde baja en forma gradual y ocasiona que parte de la energía cinética se convierta en presión de fluido. (McNaughton, 1992)

- Caudal

$$Q = V * A \quad \text{Ec.54}$$

Dónde:

Velocidad.  $V = 0,01[m/s]$

Área  $A = 0,0254[m^2]$

Cálculos:

$$Q = 0,01 * 0,0254$$

$$Q = 0,000254 \left[ \frac{m^3}{seg} \right]$$

$$Q = 15,24 \left[ \frac{lt}{min} \right] = 914 \left[ \frac{lt}{h} \right]$$

De la figura 2.13 se escoge la curva de operación correspondiente al caudal calculado y con una altura dinámica de 2,5 m

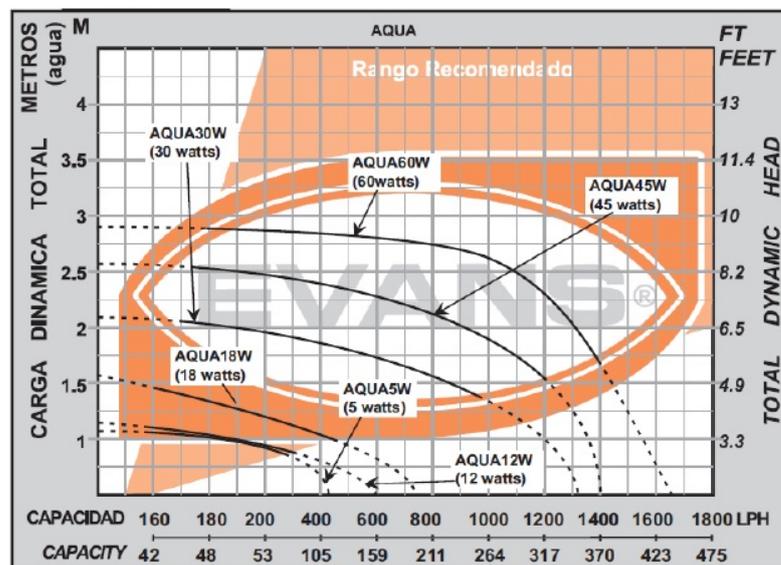


Figura 2.13 Curva de Operación (EVANS, 2014)

Según tablas de la Bomba Sumergible marca Evans tiene los siguientes datos:

Carga Dinámica en metros de agua.

$$H = 2,5[m]$$

Bomba Tipo: Sumergible

$$\text{Potencia del Motor} = 30 [Watts]$$

La empresa A.H.CORP facilita una bomba sumergible de 0,125 [HP] para el montaje de la máquina.

## **2.17 Análisis de Vibraciones**

### **2.17.1 Deducción Teórica**

En el presente estudio de análisis de vibraciones se tiene una Vibración Propia del Sistema, para el caso mencionado se tiene las siguientes condiciones:

- Pérdida de energía despreciable.
- Amortiguamiento despreciable.
- Velocidad angular constante.
- Masa del cuerpo constante.
- Velocidad de avance de trabajo despreciable.
- Constante de rigidez de un solo material AISI 1045

De forma ideal se define que la torreta compuesta de varias placas y elementos constitutivos para subir y bajar el motor es un solo cuerpo porque la única vibración producida es por la fuerza del motor y esta vibración se transmite entre elementos.

De esta manera la masa es constante debido a que se compone de los elementos de la torreta, conjuntamente con el motor y la muela abrasiva, es por eso que la constante de rigidez se considera de un solo tipo de material.

Al intervenir la variable de velocidad de avance se obtiene una pérdida de energía, entre la cuchilla de acero rápido y la muela abrasiva de esta forma el sistema se considera como una vibración forzada con amortiguamiento, en este tipo de sistema se puede realizar un análisis enfocado en la pérdida de energía y el amortiguamiento

que produce los elementos en contacto, como resultante se puede observar en la simulación que la vibración propia del sistema disminuye en un tiempo determinado hasta llegar a una vibración constante debido a una pérdida de energía, masa y velocidad. Bajo ésta deducción se concluye que se puede realizar un estudio muy exhaustivo enfocado en el cambio de las variables, que para este estudio han sido despreciables y otras constantes, de esta manera se puede observar el comportamiento de la amplitud de la vibración con respecto al tiempo en función de la alteración de las variables.

El presente estudio está concentrado en desarrollar un modelo matemático que se pueda representar y simular el comportamiento de una vibración forzada sin amortiguamiento en función del tiempo.

Esta vibración es el resultado de una excitación armónica que está compuesta por la fuerza producida por el sistema, en este caso por la fuerza que produce en el interior del motor la inducción eléctrica, también tiene el factor de una frecuencia natural que está en función de la constante de rigidez de los materiales y la inercia de los elementos constitutivos, y una frecuencia de excitación producida por el motor, estas frecuencias están en función del tiempo.

La función armónica que se desarrolla a continuación es un modelo matemático cosenoidal porque la amplitud de la vibración es una variable horizontal en función del tiempo.

### **2.17.2 Desarrollo del Modelo Matemático**

Una función armónica se puede representar por el coseno, seno o con una función exponencial compleja. La Figura 2.14 muestra la representación gráfica de función  $F(t)$ .

$$F(t) = F_o * \cos(wt) \qquad \text{Ec.55}$$

Dónde:

$F(t) = \text{Funcion Armónica}$

$F_0 = \text{Fuerza máxima}$

$w = \text{La frecuencia de entrada}$

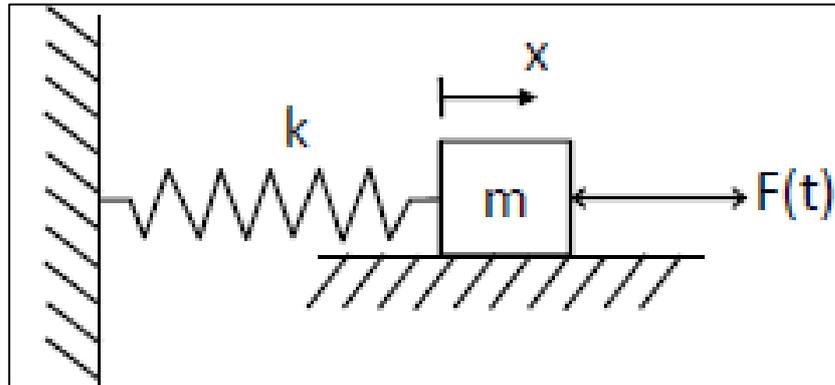


Figura 2.14 Diagrama de cuerpo libre. (Autores, 2014)

De la figura 2.14 se deduce la siguiente ecuación:

$$\sum F = F(t)$$

$$F_1 + F_2 = F(t)$$

$$(m * a) + (k * x) = F(t)$$

Reemplazando  $F(t) = F_0 * \cos(wt)$  definición función armónica.

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = F_0 * \cos(wt) \quad \text{Ec.56}$$

Reemplazando la aceleración  $a = \frac{F_0}{m}$  definición del movimiento armónico simple

Dividiendo la ecuación para  $m$ , y reemplazando la frecuencia natural

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \rightarrow \quad \omega_n^2 = \frac{k}{m}, \text{ se obtiene la siguiente Ecuación Diferencial:}$$

$$\ddot{x}(t) + \omega_n^2 x(t) = a * \cos(wt) \quad \text{Ec.57}$$

El resultado de esta ecuación diferencial está compuesto por la suma de la solución homogénea y la solución particular.

Para la Solución particular

$$x_p(t) = X * \cos(\omega t) \quad \text{Ec.58}$$

Donde

$X = \text{amplitud de la respuesta forzada}$

Se calcula la primera derivada de la solución particular:

$$\dot{x}(0) = -X * \text{sen}(\omega t) * \omega$$

Se calcula la segunda derivada:

$$\ddot{x}(0) = -X * \cos(\omega t) * \omega * \omega$$

$$\ddot{x}(0) = -\omega^2 * X * \cos(\omega t)$$

Sustituyendo esta respuesta de la solución particular en la ecuación diferencial se obtiene:

$$-\omega^2 X * \cos(\omega t) + \omega_n^2 X * \cos(\omega t) = a * \cos(\omega t) \quad \text{Ec.59}$$

Factorizando e igualando a cero:

$$(-\omega^2 X + \omega_n^2 X - a) * \cos(\omega t) = 0$$

Despejando X se obtiene:

$$X = \frac{a}{\omega_n^2 - \omega^2} \quad \text{Ec.60}$$

Siempre que la frecuencia de excitación  $\omega$  y la frecuencia natural  $\omega_n$  sean distintas,

La solución particular será de la forma:

$$x_p(t) = \frac{a}{\omega_n^2 - \omega^2} \cos(\omega t) \quad \text{Ec.61}$$

La solución homogénea se expresa de la siguiente manera:

$$x(t) = A_1 \text{sen}(\omega_n t) + A_2 \cos(\omega_n t) \quad \text{Ec.62}$$

La solución homogénea más la solución particular

$$\therefore x(t) = A_1 \text{sen}(w_n t) + A_2 \text{cos}(w_n t) + \frac{a}{w_n^2 - w^2} \text{cos}(wt) \quad \text{Ec.63}$$

Los coeficientes  $A_1$  y  $A_2$  corresponden a  $x_0$  (desplazamiento) y  $v_0$  (velocidad inicial)

Para lo cual, se reemplaza  $x(0)$  en la solución de la E.D. y se obtiene:

$$x(0) = A_2 + \frac{a}{w_n^2 - w^2} = x_0 \quad \text{Ec.64}$$

También, se deriva la solución de la E.D. y se obtiene:

$$\dot{x}(t) = A_1 \text{cos}(w_n t) * w_n - A_2 \text{sen}(w_n t) * w_n - \frac{a}{w_n^2 - w^2} \text{sen}(wt) * w \quad \text{Ec.65}$$

Reemplazando  $x(0)$  en la ecuación se obtiene:

$$\dot{x}(0) = w_n * A_1 = v_0 \quad \text{Ec.66}$$

Despejando  $A_1$  ;  $A_2$  de las ecuaciones encontradas y reemplazando en el resultado de la Ecuación Diferencial, se obtiene la ecuación correspondiente a la excitación armónica

$$x(t) = \frac{v_0}{w_n} * \text{sen}(w_n t) + \left(x_0 - \frac{a}{w_n^2 - w^2}\right) * \text{cos}(w_n t) + \frac{a}{w_n^2 - w^2} * \text{cos}(wt) \quad \text{Ec.67}$$

Esta solución es válida para el caso de que la frecuencia de excitación NO es igual a la frecuencia Natural.

### 2.17.3 Cálculos para Simulación

Simulación del Modelo Matemático de la vibración en un tiempo t.

Condiciones iniciales:

$$v_0 = 0 ; x_0 = 0,000001[m]$$

Por lo tanto:

$$x(t) = \left(x_0 - \frac{a}{w_n^2 - w^2}\right) * \text{cos}(w_n t) + \frac{a}{w_n^2 - w^2} * \text{cos}(wt)$$

Dónde las variables para el modelo matemático son:

$x$  = Desplazamiento de la vibración

$a$  = Aceleración

$W_n$  = Frecuencia Natural del Sistema

$W$  = Frecuencia de Excitación

En el presente estudio, se analiza el siguiente comportamiento:

La torreta compuesta por el sistema de movimiento del motor de trabajo es un solo cuerpo, de esta manera el sistema presenta una vibración que se le denomina como Vibración Propia del Sistema, ésta vibración se da cuando el motor de trabajo está encendida y producen amplitudes de vibración expresadas en milímetros, en la simulación se representa el desplazamiento de la vibración en cada segundo.

Datos

La frecuencia de excitación viene dada por la frecuencia del motor:

$$w = 60 \text{ Hz} = 60 \left[ \frac{1}{\text{seg}} \right]$$

La frecuencia natural se obtiene de la ecuación:

$$W_n = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad \text{Ec.68}$$

Dónde:

$K$  = Constante de Rigidez

$m$  = Masa del bloque = 80[kg]

La Constante de Rigidez se obtiene de la ecuación:

$$K = \frac{192 * E * I}{L^3} \quad \text{Ec.69}$$

La Inercia se obtiene de la ecuación:

$$I_x = \frac{b * h^3}{12} \quad ; \quad I_y = \frac{h * b^3}{12}$$

Dimensiones de la placa móvil del motor:

$L$  = Longitud de la placa = 200 [mm]

$h =$  ancho de la placa = 180 [mm]

$b =$  espesor de la placa = 12 [mm]

Cálculos

$$I_x = \frac{0,012 * 0,18^3}{12} = 5,832 * 10^{-6} [m^4]$$

$$I_y = \frac{0,18 * 0,012^3}{12} = 2,592 * 10^{-8} [m^4]$$

Para un Material: AISI 1045 la constante de rigidez se obtiene:

$E =$  Módulo de Elásticidad =  $200 * 10^9$  [Pa]

$$\therefore K = \frac{192 * 200 * 10^9 * 2,592 * 10^{-8}}{0,2^3} = 124,4 * 10^6 \left[ \frac{N}{m} \right]$$

Por lo tanto la frecuencia Natural es:

$$\therefore Wn = \sqrt{\frac{124,4 * 10^6}{80}}$$

$$Wn = 1247,08 \left[ \frac{1}{seg} \right]$$

De esta manera la aceleración se obtiene de la ecuación:

$$a = \frac{F}{m} \tag{Ec.70}$$

Dónde

$a =$  Aceleración del motor

$M =$  Fuerza del motor producido

$m =$  Masa del motor

La fuerza del motor se obtiene de la ecuación:

$$F = \frac{M}{r} \tag{Ec.71}$$

Dónde:

$F$  = Fuerza del motor Producido

$M$  = Torque del motor

$r$  = Radio del eje

La velocidad angular del motor = 3600 [rpm]

$$\bar{w} = 3600 \frac{rev}{min} * \frac{1 min}{60 seg} = 60 \left[ \frac{1 ciclo}{seg} \right]$$

La Potencia del motor = 2 [Hp]

$$Pot = 2 Hp * \frac{736 w}{1 Hp} = 1472[w] = 1472 \left[ \frac{N * m}{seg} \right]$$

El Momento se obtiene de la siguiente ecuación:

$$Pot = M * \bar{w} \quad \text{Ec.72}$$

$$M = \frac{Pot}{\bar{w}} = \frac{1472}{60} = 24,53[N * m]$$

El diámetro del eje del motor es 3/4 [plg] por lo tanto  $R=0,009525[m]$

∴ La Fuerza del motor es:

$$F = \frac{M}{r} = \frac{24,53}{0,009525} = 2575,68[N]$$

Por lo tanto la aceleración es:

$$a = \frac{F}{m}$$

$$a = \frac{409,93}{80} = 32,20 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

Por lo tanto en el estudio realizado con las condiciones iniciales establecidas, en la simulación se obtiene el desplazamiento  $x$  de la amplitud de la vibración expresada en  $m$ .

$$x(t) = \left( x_o - \frac{a}{\omega_n^2 - \omega^2} \right) * \cos(\omega_n t) + \frac{a}{\omega_n^2 - \omega^2} * \cos(\omega t)$$

Aplicando los resultados de la aceleración, frecuencia natural y frecuencia de excitación en el modelo matemático en un tiempo de 2 minutos, dentro de una programación de Excel se obtiene

#### **2.17.4 Simulación**

La tabla 2.2 contiene todos los datos necesarios de las variables que intervienen en el análisis de la vibración producida por el motor, que dan como resultado una onda sinusoidal que se encuentra representada por la Figura 2.15.

CÁLCULOS				
Variables	Valores	Unidades	valores	Unidades
Frecuencia excitación W	60	Hz	60,0	1/seg
Longitud de la placa L	200	Mm	0,2	m
ancho de la placa h	180	Mm	0,18	m
espesor de la placa b	12	Mm	0,012	m
Inercia x	5,832E-06	m4		
Inercia y	2,592E-08	m4		
Modulo Elasticidad E	200,0E+9	Pa		
Constante Rigidez K	124,4E+6	N/m		
Masa del sistema m	80	Kg		
Frecuencia Natural Wn	1247,08	1/seg	1247,1	Hz

Velocidad angular Rpm	3600	Rpm	60,0	1cicl/seg
Potencia P	2	Hp	1472	w(Nm/s)
Momento M	24,53	Nm/rad		
Diámetro eje motor d	0,75	Plg	0,01905	m
Radio eje motor r	0,38	Plg	0,00953	m
Fuerza del motor fo	2575,68	N		
Aceleración del motor a	32,20	m/s2		

Tabla 2.2 Cálculos Excel. (Autores, 2014)



Figura 2.15 Simulación de Vibración. (Autores, 2014)

## CAPÍTULO III

### CÁLCULO DE COSTOS

#### 3.1 Generalidades.

El costo se define como la medida en términos monetarios de la cantidad de recursos utilizados en la generación de un proyecto.

Por tal motivo en este capítulo, se realizará un estudio económico necesario para el diseño, construcción y puesta en marcha de una Esmeriladora para filos de cuchillas rectas con automatización del cabezal de trabajo.

Es decir toda la erogación económica de recursos necesarios para completar este proyecto será detallado y analizado a continuación.

Para este estudio se dividirá los costos generados en:

- Costos Directos.
- Costos Indirectos.

Los mismos que se detallan en el desarrollo del capítulo y que llevará a determinar el costo total de la máquina que se ha desarrollado en todo este proyecto.

## **3.2 Cálculo de Costos.**

### **3.2.1 Costos Directos.**

Los costos directos son aquellos que influyen directamente en el desarrollo de la producción del proyecto, estos costos son aquellos que son fáciles de cuantificar y que en este estudio serán divididos en:

- Costos de insumos y materiales mecánicos.
- Costos de mecanizado y montaje.
- Costos de insumos y materiales eléctricos.
- Costos de insumos y materiales de acabado.

#### **3.2.1.1 Costos de insumos y materiales mecánicos.**

Los insumos y materiales se detallan a continuación en la tabla 3.1 de costos de insumos mecánicos. Son todos aquellos que se encuentran en la estructura y conforman la máquina, colaborando para el correcto funcionamiento.

Denominación	Cantidad	Especificaciones	Costo Unit	Costo Total
UPN	2	UPN 80x6m	\$ 80,36	\$ 160,72
Placa	1	(185x70x12)mm	\$ 2,23	\$ 2,23
Placa	1	(300x160x12)mm	\$ 6,29	\$ 6,29
Placa	1	(220x155x12)mm	\$ 5,89	\$ 5,89
Barra	2	(205x42x38)mm	\$ 4,71	\$ 9,42
Barra	2	(320x42x38)mm	\$ 7,35	\$ 14,70
Placa	1	(185x205x12)mm	\$ 6,55	\$ 6,55
Placa	1	(155x325x12)mm	\$ 8,70	\$ 8,70
Placa	1	(70x65x25)mm	\$ 1,63	\$ 1,63
Placa	2	(352x152x10)mm	\$ 7,70	\$ 15,40
Barra	1	(90x700x50)mm	\$ 45,36	\$ 45,36
Placa	2	(60x120x20)mm	\$ 2,07	\$ 4,14
Plancha	2	(87x52x20)mm	\$ 1,30	\$ 2,60
Placa	1	(350x400x10)mm	\$ 20,16	\$ 20,16
Placa	1	(425x180x10)mm	\$ 13,61	\$ 13,61
Placa	1	(430x350x10)mm	\$ 21,67	\$ 21,67
Kilogramos de electrodos 6011	2	E6011x1/8"	\$ 2,90	\$ 5,80
Kilogramos de electrodos 6013	2	E6013x1/8"	\$ 2,80	\$ 5,60
Disco de Corte	2	7 1/2"x1/8	\$ 1,60	\$ 3,20
Disco de Desbaste	2	7 1/2"x3/8	\$ 2,20	\$ 4,40
Eje	1	d 40x50	\$ 2,25	\$ 2,25
Eje	1	d 25x280	\$ 5,82	\$ 5,82
			<b>Total</b>	\$ 366,14

Tabla 3.1 Costos de Insumos Mecánicos

### 3.2.1.2 Costos de mecanizado y montaje.

Los costos de mecanizado y montaje están enfocados al costo de confección de cada una de las piezas, partes y conjuntos, de los cuales se encuentra constituida la máquina. Es así que se han tomado cuatro operaciones principales de mecanizado que son:

- Taladrado.
- Fresado.
- Torneado.
- Soldadura.

De acuerdo al convenio llegado con el taller en el que se realizó la confección, montaje y pruebas preliminares de la máquina, se establece un precio estándar por hora de cada uno de los procesos anteriormente mencionados, los mismos que en la tabla 3.2 se detallan en función de cada parte maquinada.

Descripción	Proceso	Costo Hora / máquina	Horas	Hora / Costo Hombre	Costo Total
Estructura	Soldadora	\$ 8,00	2	\$ 3,00	\$ 22,00
Porta cuchillas	Fresadora	\$ 20,00	4	\$ 3,00	\$ 92,00
	Taladrado	\$ 15,00	1	\$ 3,00	\$ 18,00
Placa Base	Fresadora	\$ 20,00	0,5	\$ 3,00	\$ 11,50
	Taladrado	\$ 15,00	0,25	\$ 3,00	\$ 4,50
Placas Laterales	Fresadora	\$ 20,00	0,25	\$ 3,00	\$ 5,75
	Taladrado	\$ 15,00	0,25	\$ 3,00	\$ 4,50
	Soldadora	\$ 8,00	0,25	\$ 3,00	\$ 2,75
Placa Base T	Fresadora	\$ 20,00	0,25	\$ 3,00	\$ 5,75
	Taladrado	\$ 15,00	0,15	\$ 3,00	\$ 2,70
Placa Soporte T	Fresadora	\$ 20,00	0,25	\$ 3,00	\$ 5,75
	Taladrado	\$ 15,00	0,15	\$ 3,00	\$ 2,70
	Soldadora	\$ 8,00	0,15	\$ 3,00	\$ 1,65
Tirante	Fresadora	\$ 20,00	0,5	\$ 3,00	\$ 11,50
	Taladrado	\$ 15,00	0,25	\$ 3,00	\$ 4,50

Placa Mecanismo	Soporte	Fresadora	\$ 20,00	0,5	\$ 3,00	\$ 11,50
		Taladrado	\$ 15,00	0,5	\$ 3,00	\$ 9,00
Guías mecanismo	Fijas	Fresadora	\$ 20,00	1	\$ 3,00	\$ 23,00
		Taladrado	\$ 15,00	0,5	\$ 3,00	\$ 9,00
Guías mecanismo	Móviles	Fresadora	\$ 20,00	1	\$ 3,00	\$ 23,00
		Taladrado	\$ 15,00	0,5	\$ 3,00	\$ 9,00
Placa soporte motor		Fresadora	\$ 20,00	0,25	\$ 3,00	\$ 5,75
		Taladrado	\$ 15,00	0,25	\$ 3,00	\$ 4,50
		Soldadora	\$ 8,00	0,25	\$ 3,00	\$ 2,75
Collarín		Fresadora	\$ 20,00	0,5	\$ 3,00	\$ 11,50
		Taladrado	\$ 15,00	0,5	\$ 3,00	\$ 9,00
		Torneado	\$ 25,00	0,75	\$ 3,00	\$ 21,00
Tornillo		Torneado	\$ 25,00	1	\$ 3,00	\$ 28,00
		Taladrado	\$ 15,00	0,25	\$ 3,00	\$ 4,50
Tuerca		Fresadora	\$ 20,00	0,5	\$ 3,00	\$ 11,50
		Torneado	\$ 25,00	1	\$ 3,00	\$ 28,00
		Taladrado	\$ 15,00	0,25	\$ 3,00	\$ 4,50
Soporte porta cuchilla	hembra	Fresadora	\$ 20,00	1	\$ 3,00	\$ 23,00
		Taladrado	\$ 15,00	0,5	\$ 3,00	\$ 9,00
Soporte porta cuchilla	macho	Fresadora	\$ 20,00	1	\$ 3,00	\$ 23,00
		Taladrado	\$ 15,00	0,5	\$ 3,00	\$ 9,00
Bridas		Fresadora	\$ 20,00	2	\$ 3,00	\$ 46,00
		Taladrado	\$ 15,00	0,65	\$ 3,00	\$ 11,70
Bandeja		Soldadora	\$ 8,00	0,5	\$ 3,00	\$ 5,50
		Dobladora	\$ 5,00	0,5	\$ 0	\$ 2,50
Soportes de anclaje		Taladrado	\$ 15,00	0,25	\$ 3,00	\$ 4,50
		Soldadora	\$ 8,00	0,5	\$ 3,00	\$ 5,50
<b>Total</b>						\$ 550,75

Tabla 3.2 Costos de Mecanizado

### 3.2.1.3 Costos de insumos y materiales eléctricos.

En esta sección están indicados los costos de los materiales eléctricos utilizados en la confección de la máquina. Los precios mostrados en la tabla 3.3 se selecciona por conveniencia económica y facilidad de proveedor/es existente/s en el mercado.

Denominación	Cantidad	Especificaciones	Costo Unit.	Costo Total
Motor eléctrico	1	1 Hp - 3600rpm	\$ 152,46	\$ 152,46
Gabinete de control	1	400x400x200	\$ 50,00	\$ 50,00
Bomba de Refrigeración	1	1/4 de Hp	\$ 170,00	\$ 170,00
Contactores	4	Schneider 220v 9ª	\$ 33,18	\$ 132,72
Pulsador Verde	3	NO	\$ 2,20	\$ 6,60
Pulsador Rojo	3	NC	\$ 2,20	\$ 6,60
Luces Piloto	2	22 mm/ verde y rojo	\$ 3,50	\$ 7,00
Borneras	5	40 mm	\$ 0,50	\$ 2,50
Cable eléctrico	1	20 m	\$ 23,50	\$ 23,50
Fines de Carrera	2	Tipo rodillo	\$ 25,46	\$ 50,92
Acomodadoras	1	2m	\$ 2,50	\$ 2,50
Motor reductor	1	1/4 hp trifásico	\$ 35,00	\$ 35,00
Paro de emer.	1	Tipo hongo	\$ 5,00	\$ 5,00
Plc Schneider	1	Zelio 24vdc	\$ 200,00	\$ 200,00
			<b>Total</b>	\$ 844,80

Tabla 3.3 Costos Materiales Eléctricos

### 3.2.1.4 Costos de insumos y materiales de acabado.

En la tabla 3.4 se describe los materiales adquiridos para proporcionar un acabado visual adecuado a la máquina y a la vez poder evitar la corrosión que pudiera existir por las condiciones ambientales.

Denominación	Cantidad	Especificaciones	Costo Unit.	Costo Total
Pintura Fondo	1	Galón Plomo	\$ 9,50	\$ 9,50
Pintura Fondo	1	Galón Azul	\$ 10,96	\$ 10,96
Thinner	1	Galón Acrílico	\$ 5,10	\$ 5,10
Masilla	1	Mustang Epóxica	\$ 3,80	\$ 3,80
Lija	3	Pliego 80/220/400	\$ 2,70	\$ 8,10
Franela	3	Tela gamuza	\$ 3,00	\$ 9,00
			<b>Total</b>	\$ 46,46

Tabla 3.4 Costos Materiales de Acabado

### 3.2.2 Costos Indirectos.

Son aquellos que no se toman en cuenta en el inicio del análisis, es decir, son costos administrativos y de movilización de los costos directos antes analizados.

En tal razón se aplicará un 10% a cada uno de los valores antes analizados para poder asumir los costos que en la tabla 3.5 se detalla.

Denominación	Costo
Insumos y Materiales Mecánicos	\$ 56,25
Mecanizado y Montaje	\$ 61,68
Insumos y Materiales Eléctricos	\$ 94,62
Insumos y Materiales de Acabado	\$ 4,65
<b>TOTAL</b>	\$ 217,20

Tabla 3.5 Costos Indirectos

### 3.2.3 Costo Total de Construcción.

A continuación al sumar los rubros antes calculados se obtiene el costo total de la construcción de la máquina como se detalla en la tabla 3.6

<b>Especificaciones</b>	<b>Costo Total</b>
Costos de Insumos y materiales mecánicos	\$ 366.14
Costos de Mecanizado y Montaje	\$ 550.75
Costos de Insumos y materiales eléctricos	\$ 844.80
Costos de Insumos y materiales de acabado	\$ 46.46
Costos de Imprevistos	\$ 217.20
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 2.025.35</b>

Tabla 3.6 Costo Total 1

Para fijar un costo de diseño se determina el 30% del valor total de construcción, y sumar a dicho costo para poder obtener el costo total de la máquina como se detalla en la tabla 3.7

<b>Especificaciones</b>	<b>Costo Total</b>
Costo de Construcción	\$ 2.025.35
Costo de Diseño	\$ 607.61
<b>Total</b>	<b>\$ 2632.955</b>

Tabla 3.7 Costo Total 2

## **Conclusiones.**

- El desarrollo y fabricación de una “Esmeriladora para filos de cuchillas rectas con automatización del cabezal de trabajo”, ha sido satisfactoriamente concluida de acuerdo a los objetivos planteados al inicio del proyecto y las expectativas de nuestro auspiciante.
- Durante el desarrollo del proyecto existió un tema bastante interesante, el mismo que es el “Análisis de vibraciones a partir de un modelo matemático”. De este análisis existe una infinidad de información que en este proyecto se ha dado el punto de inicio para que nuevos futuros profesionales puedan ampliar el desarrollo del análisis antes mencionado.
- El Autodesk AutoCAD Mechanical 2014 y Autodesk Inventor Professional son dos herramientas tecnológicas fundamentales para el desarrollo mecánico de este proyecto, gracias a sus facilidades de dibujo, cálculos, simulaciones, etc., son softwares muy útiles que cada vez siguen evolucionando más
- La vibración forzada sin amortiguamiento encontrada en este proyecto, es fundamental para el diseño de los materiales que conforman la máquina. Debido a que la selección incorrecta del material se refleja en el módulo de rigidez, que afecta la vibración natural de la estructura y en consecuencia existiría un incremento de la vibración forzada sin amortiguamiento del sistema.

## **Recomendaciones.**

- A la universidad recomendamos que esta tesis sea el inicio para que otros compañeros se apasionen con el tema de análisis de vibraciones se ha realizado y que si lo creen conveniente profundicen el análisis en esta máquina, ya que existe una gran cantidad de análisis que se puede hacer en la misma que no fue realizada debido a que en el alcance inicial de la tesis también estuvo contemplado el diseño y construcción del equipo; lo cual ya limitó el avance del análisis hasta “Vibración forzada sin amortiguamiento” que es la base de estudio de las demás vibraciones que pueden existir en esta máquina y en muchas máquinas que existen en el campo laboral de esta bella profesión.
- A AHCORP una empresa de excelente prestigio recomendamos capacitar al operario de este equipo en las normas adecuadas técnicas ya que aunque la máquina que ha sido diseñada-construida es bastante versátil y de operación sencilla; necesita de cuidados y mantenimientos mínimos pero necesarios para preservar la vida útil de la máquina y de las herramientas que en esta esmerilamos. También debemos tener en cuenta las seguridades básicas que debe tener el operario para poder minimizar el riesgo que puede existir en la máquina y en el proceso que la misma realiza, que dará como resultados beneficios para ambas partes (operario-empresa).
- Por último de igual manera para la empresa beneficiaria tomar en cuenta que la máquina que estará en su disposición fue construida con materiales e insumos de proveedores locales que pueden satisfacer sus necesidades e inquietudes que en un futuro pudieran necesitarse, además de que por el mismo hecho de ser una máquina versátil pueden elegir los proveedores que la empresa mejor lo considere.

## Lista de Referencias

- AISC, M. (1997). *Steel Construcción, Beam Diagrams and formulas*.
- Atlantic, M. a. (s.f.). *corpuri\_abrazive*. Obtenido de [http://www.atlantic-mueelas-abrasivas.es/corpuri\\_abrazive.html](http://www.atlantic-mueelas-abrasivas.es/corpuri_abrazive.html)
- Autores. (2014). Quito, Ecuador.
- Cabrera, F. M. (1984). *uclm.es*. Obtenido de *uclm.es*: [http://www.uclm.es/ab/educacion/ensayos/pdf/revista17/17\\_18.pdf](http://www.uclm.es/ab/educacion/ensayos/pdf/revista17/17_18.pdf)
- Degarmo, P. (1982). *Materiales y Procesos de Fabricación*. En P. Degarmo, *Materiales y Procesos de Fabricación* (pág. 796). Reverte.
- FAG, R. (2000). *Catálogo de Rodamientos FAG*. Barcelona.
- Harper, E. (2004). *Elementos de diseño de las instalaciones eléctricas industriales*. México: Limusa.
- Kalpakjian, S. (2002). *Manufactura, Ingeniería y Tecnología*. Barcelona: Ed. Reverte.
- Loskutov, V. (1982). *Rectificación de Metales*. En V. Loskutov, *Rectificación de Metales* (pág. 207). Moscú: Mir.
- McNaughton, K. J. (1992). *Bombas*. México: McGraw Hill.
- metalmecanicos, C. B. (s.f.). *Producción*. Obtenido de Producción: [http://www.produccion.cps.unizar.es/info/tec\\_fabr/.../mec%20abrasivo.pps](http://www.produccion.cps.unizar.es/info/tec_fabr/.../mec%20abrasivo.pps)
- Perez, M. (s.f.). *Materiales II*. En M. Perez, *Materiales II*.
- Rossi, M. (1971). *Máquinas-Herramientas Modernas*. En M. Rossi, *Máquinas-Herramientas Modernas* (pág. 811). Barcelona: Hopeli.
- Shigley, J. (2008). *Manual de diseño Mecánico, diseño de tornillos, sujetadores y uniones*. Mexico: Ed. Mc Graw Hill.
- SKF, P. (2010). Obtenido de <http://www.skf.com/es/index.html>
- Sumiteccr. (2010). *Sumiteccr*. Obtenido de <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201045.pdf>
- Vanegas, L. (08 de 2011). *blog.utp.edu.co*. Obtenido de <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Tablas.pdf>
- Williams, S. (1970). *Vibraciones Mecánicas*. México D.F.: Mc Graw Hill.
- *www.swaty.com.si*. (s.f.).
- Yanus, C. (2007). *Termodinámica*. México: Ed. Mc Graw Hill.

## ANEXO 1 (Manuales)

### Manual de Operación

El presente manual está orientado para preservar la integridad del operario, conservar la funcionalidad del equipo y obtener una alta calidad del proceso.

Los pasos que se detallan a continuación están diseñados para el correcto funcionamiento de la máquina Esmeriladora de cuchillas:

1. Inspeccionar visualmente que el cable de energía principal no se encuentre deteriorado o con algún daño que pueda causar un choque eléctrico.
2. Colocar el switch principal de la máquina en posición de ON, para energizar todo el equipo.
3. Colocarse el equipo de protección personal EPP (protector visual, auditivo, guantes y la vestimenta adecuada)
4. Verificar el montaje y el estado de la muela abrasiva. (montaje correcto y sin fisuras o roturas parciales)
5. Al montar las cuchillas hacerlo cuidadosamente procurando no sujetarla por el filo cortante, distribuir adecuadamente el número de bridas de acuerdo al tamaño, y verificar el ajuste de las bridas contra la cuchilla.
6. Levantar la muela a una distancia de 10 mm para evitar cualquier choque antes del proceso.
7. Graduar el ángulo de corte deseado para la cuchilla
8. Retirar cualquier herramienta u otro objeto que se encuentre en la máquina que pueda caerse durante el proceso y pueda causar un trabamiento o cualquier otro incidente.
9. Encender el motor de la muela abrasiva y verificar q no exista ningún ruido extraño de funcionamiento.
10. Encender el motor de avance del carro de afilado y observar que el avance en vacío no tenga ninguna interrupción en toda su carrera.
11. Calibrar los fines de carrera del carro de avance de acuerdo al tamaño de la cuchilla que se vaya a trabajar.

12. Bajar el sistema de afilado hasta hacer rozar la muela abrasiva con la cuchilla.
13. Dar la profundidad deseada.
14. Encender el sistema de refrigeración y regular el caudal.
15. Encender el carro de avance para q el proceso de afilado comience.
16. Después de terminado el proceso de afilado hay que seguir los pasos que se detallan a continuación:
17. Detener completamente el carro de avance del sistema de afilado.
18. Detener la bomba de refrigerante y cerrar la válvula reguladora.
19. Detener completamente el motor de la muela abrasiva y esperar a que deje de girar la muela.
20. Enclavar el paro de emergencia de la máquina.
21. Con una brocha retirar la viruta producida en el proceso y el refrigerante existente sobre la cuchilla.
22. Aflojar las bridas que sujetan la cuchilla.
23. Con mucho cuidado retirar la cuchilla desde sus extremos, teniendo mucho cuidado con el filo cortante de la misma.
24. Colocar la cuchilla en su estuche de transporte.
25. Limpiar toda la mesa porta cuchillas y los demás elementos de la máquina.
26. Levantar el motor de la piedra de afilado.
27. Colocar en la posición OFF el switch principal de la máquina.
28. Después de cada proceso realizado ingresar la información necesaria en la bitácora de la máquina, la fecha, descripción del trabajo realizado y las debidas observaciones que puedan haber ocurrido.

## **Manual de Mantenimiento.**

La máquina está diseñada para ser versátil y confiable, razón por la cual el mantenimiento que se recomienda a continuación es de fácil desarrollo que permite mantener el equipo en óptimas condiciones.

- Diariamente.

Limpieza general de la máquina para evitar incrustaciones de polvo, u otras partículas que puedan afectar los mecanismos del equipo.

Limpiar y secar la mesa porta cuchillas al término de la jornada de trabajo, y agregar una película de aceite a la misma para evitar corrosión.

Lubricar con una pequeña y delgada capa de aceite las guías de la torreta del motor de la muela de afilado.

- Semanalmente.

Revisar el tanque de almacenamiento de refrigerante. (para remplazarlo si es necesario o completarlo si lo amerita)

- Mensualmente.

Revisar el consumo general de cada uno de los motores del equipo.

Limpiar, lubricar la cadena con grasa multipropósito.

- Semestralmente

Tensar la cadena de arrastre del carro principal si existe desgaste y lo amerita.

Ajustar el juego producido por las Ruedas Guías del carro principal.

Limpiar los filtros que retienen impurezas en la recirculación del sistema de refrigeración.

- Anualmente.

Desmontar y realizar mantenimiento preventivo del motor de la piedra de afilado.

Revisar el nivel y estado del aceite del variador mecánico del carro de avance del sistema.

Realizar mantenimiento preventivo de la bomba.

Realizar reajuste de las cañerías del sistema de refrigeración.

Realizar limpieza y reajuste del tablero y demás componentes eléctricos.

Revisar estado de la bandeja de recolección de refrigerante.

Revisar ruedas y rodamientos del carro principal, cambiar si lo amerita.

Revisar cadena y piñones. Cambiar si lo amerita.

Los mantenimientos antes descritos han sido escogidos para un periodo de trabajo en una jornada de 8 horas diarias y 5 días a la semana, en ambientes aceptables y condiciones estándar (porcentajes de humedad, polvo, agentes químicos, etc.).

El aumento de hostilidades o agentes externos pueden variar los tiempos de dichos mantenimientos y el personal del departamento de mantenimiento puede adecuar este manual de acuerdo a su criterio para mejorar la preservación del equipo.

## **ANEXO 2 (Planos)**