



Universidad
Nacional
de Loja

Universidad Nacional de Loja

Facultad de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables

Carrera de Ingeniería Electromecánica

Diseño de una mandrinadora portátil para la reparación de maquinaria pesada.

Trabajo de Titulación previo, a la
obtención del título de Ingeniero
Electromecánico.

AUTOR:

José Manuel Aguinésaca Guachanama

DIRECTOR:

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

Loja – Ecuador

2023

Certificación

Loja, 08 de septiembre de 2023

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

CERTIFICO:

Que he revisado y orientado todo proceso de la elaboración del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño de una mandrinadora portátil para la reparación de maquinaria pesada.**, previo a la obtención del título de **Ingeniero Electromecánico**, de la autoría del estudiante **José Manuel Aguinaca Guachanama**, con **cédula de identidad Nro. 1150592499**, una vez que el trabajo cumple con todos los requisitos exigidos por la Universidad Nacional de Loja, para el efecto, autorizo la presentación del mismo para su respectiva sustentación y defensa.

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Autoría

Yo, **José Manuel Aguiñaca Guachanama**, declaro ser autor del presente Trabajo de Titulación y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos y acciones legales, por el contenido del mismo. Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja la publicación de mí del Trabajo de Titulación en el Repositorio Digital Institucional – Biblioteca Virtual.

Firma:



Cédula de Identidad: 1150592499

Fecha: 5 de diciembre 2023.

Correo electrónico: jose.aguinsaca@unl.edu.ec

Teléfono: 0999543518

Carta de autorización por parte del autor, para la consulta, reproducción parcial o total, y/o publicación electrónica de texto completo del Trabajo de Titulación.

Yo **José Manuel Aguinaca Guachanama** declaro ser autor del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño de una mandrinadora portátil para la reparación de maquinaria pesada.** , como requisito para optar el título de **Ingeniero Electromecánico**; autorizo al sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos muestre la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Institucional.

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el Repositorio Institucional, en las redes de información del país y del exterior con las cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia del Trabajo de Titulación que realice un tercero. Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, a los cuatro días del mes de diciembre del dos mil veintitrés.



Firma:

Autor: José Manuel Aguinaca Guachanama

Cédula: 1150592499

Dirección: El Paraíso

Correo electrónico: jose.aguinaca@unl.edu.ec

Teléfono: 0999543518

DATOS COPLEMENTARIOS:

Director del Trabajo de Titulación: Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

Dedicatoria

El presente trabajo se lo dedico a dios que me ha brindado fortaleza y sabiduría para seguir adelante, a mis padres Luz y Armangel quienes me han guiado y formando con los valores que han de guiar mi camino, a mis hermanos Vinicio, Lorea, Luz, Cristina, Daniel, Nelson, que siempre estuvieron con las palabras de aliento para no decaer en el camino de mi formación profesional y seguir adelante con firmeza y decisión.

José Manuel Aguiñaca Guachanama

Agradecimientos

A mis formadores desde la niñez, adolescencia y adultez, quienes han compartido desinteresadamente su conocimiento para instruirme en ciencia y valores. A la Universidad Nacional de Loja, carrera de Ingeniería Electromecánica y toda su planta docente por enseñarme las bases del quehacer ingenieril para poder desempeñarme con ética y responsabilidad en la vida profesional.

Índice de contenidos

Portada	i
Certificación.....	ii
Autoría	iii
Carta de Autorización	iv
Dedicatoria	v
Agradecimientos	vi
Índice de contenidos.....	vii
Índice de tablas	xii
Índice de figuras.....	xiii
Índice de anexos.....	xv
Simbología	xvi
1.Título	1
2.Resumen.....	2
Abstract.....	3
3.Introducción	4
4.Marco teórico	6
4.1 Capítulo I: Fundamentos teóricos	6
4.1.1 Descripción de la maquinaria pesada.....	6
4.1.1.1 Partes de la maquinaria pesada	7
4.1.1.2 Materiales de los alojamientos.....	7
4.1.2 Máquinas herramientas	8
4.1.3 Mandrinado	8
4.1.3.1 Operaciones de la mandrinadora.....	9
4.1.4 Mandrinadoras portátiles	10
4.1.4.1 Mandrinadora eléctrica	10
4.1.4.2 Mandrinadora hidráulica.....	10
4.1.4.3 Mandrinadora neumática	11
4.1.2 Mecanizado de materiales.....	11

4.1.3	Tipo de materiales a mecanizar.....	11
4.1.4	Herramientas de corte	11
4.1.4.1	Características de las herramientas de corte.	12
4.1.4.2	Geometría de las herramientas de corte.....	14
4.1.3	Procedimientos del torneado.....	14
4.1.4	Velocidades de corte, de avance y profundidad de corte en el torneado	15
4.1.4.1	Velocidad de corte	15
4.1.4.2	Velocidad de avancé	18
4.1.4.3	velocidad angular.....	18
4.1.4.4	Profundidad de corte.....	18
4.1.5	Fuerzas y potencia de corte.....	19
4.1.5.1	Fuerza de corte.....	19
4.1.5.2	Fuerza de empuje	19
4.1.5.3	Fuerza radial.....	19
4.1.5.4	Fuerza específica de corte.....	20
4.1.6	Potencia de corte	21
4.1.7	Tiempo de mecanizado para el torneado	22
4.1.8	Sistema de fuerzas coplanares	24
4.1.9	Momento de una fuerza	25
4.1.9.1	Momento resultante	25
4.1.10	Diseño de ejes	25
4.1.11	Análisis de flexión	27
4.1.11.1	Rigidez de una viga.....	28
4.1.11.2	Flexiones de una viga con el método de la fórmula.....	29
4.1.12	Acoples mecánicos.....	29
4.1.12.1	Tipos de acoplamientos mecánicos.....	29
4.1.12.2	Criterios de selección de acople mecánico.	30
4.2	Capítulo II: Mecanismos de movimiento y Desbaste	31
4.2.1	Tipos de Mecanismos	31
4.2.1.1	Movimiento circular o rotatorio.....	31
4.2.1.2	Movimiento lineal.....	31
4.2.1.3	Movimiento alternativo.....	31
4.2.2	Mecanismo de transmisión de movimiento	31

4.2.3	Mecanismos que convierten el movimiento circular en uno lineal.....	31
5.2.4.	Paso de rosca.....	33
4.2.3.1	Tipos de rosca.....	34
4.2.3.2	Tornillos de potencia.....	36
4.2.3.3	Potencia de un tornillo.....	36
4.2.3.4	Fuerza de elevación.....	37
4.2.3.5	Cuerdas cuadradas ACME y reforzadas.....	37
4.2.3.6	Análisis de fuerza y torque en un tornillo de potencia.....	38
4.2.3.7	Esfuerzos en cuerdas.....	40
4.2.3.8	Eficiencia del tornillo.....	42
4.2.5	Métodos de desbaste.....	42
4.2.6	Rodamientos.....	45
4.2.7	Tipos de rodamientos.....	45
4.2.7.1	Rodamiento de bolas.....	45
4.2.7.2	Carga radial.....	46
4.2.7.3	Carga axial.....	46
4.2.7.4	Dimencionamiento de rodamientos.....	46
4.2.7.5	Vida nominal de un rodamiento.....	48
4.2.8	Rodamientos de rodillos cónicos.....	48
4.2.8.1	Características de los rodamientos cónicos.....	49
4.2.8.2	Capacidad de carga dinámica C para una pareja de rodamientos de rodillos cónicos.....	50
4.2.9	Rodamientos lineales.....	51
4.2.9.1	Factores que intervienen en los rodamientos lineales.....	52
4.2.9.2	Carga de seguridad estática.....	53
4.3	Capítulo III: Elementos eléctricos.....	54
4.3.1	Definición.....	54
4.3.2	Circuitos eléctricos.....	54
4.3.3	Tipos de circuitos eléctricos.....	54
4.3.4	Corriente eléctrica alterna.....	54
4.3.5	Circuitos eléctricos de mando o control.....	55
4.3.6	Motores eléctricos.....	56
4.3.7	Conexión y arranque de un motor trifásico.....	56

4.3.8	Potencia en sistemas trifásicos.....	57
4.3.9	Motores de velocidad gradual o de pasos	57
4.3.9.1	Tipos de motores de pasos.....	57
4.3.10	Motores de pasos y controles lineales.....	57
4.3.11	Elementos de control.....	58
4.3.11.1	Variador de frecuencia	58
4.3.11.2	Partes de un variador de frecuencia.....	58
4.3.12	Elementos de maniobra y control	59
4.3.12.1	Pulsadores.....	60
4.3.12.2	Microinterruptores	60
4.3.12.3	Selectores.....	60
4.3.13	Elementos de protección.....	61
4.3.13.1	Fusible.....	61
4.3.13.2	Interruptor magnetotérmico.....	61
4.3.14	Conductores eléctricos	61
4.3.14.1	Cálculo de secciones eléctricas.....	62
5.	Metodología	63
5.1	Área de Incidencia	63
5.2	Equipos y Materiales.....	63
5.2.1	Equipos	63
5.2.2	Materiales.....	63
5.3	Procedimiento	63
5.3.1	Primer objetivo.....	64
5.3.2	Segundo Objetivo.....	64
5.3.3	Tercer objetivo	65
5.4	Procesamiento y análisis de datos.....	68
5.4.1	Primer objetivo.....	68
5.4.2	Características mínimas del diseño.....	69
5.4.3	Diseños existentes en el mercado	70
5.4.3.1	Mandrinadora Maucotools OB 200 Dual System.....	70
5.4.3.2	Mandrinadora Sir WS1 Plus	71
5.4.3.3	Mandrinadora Climax BB 4500-5000	72

5.4.4	Matriz morfológica	74
5.4.5	Selección de la mejor alternativa	75
5.4.6	Desarrollo segundo objetivo	76
5.4.6.1	Mecanismo de Avance.....	76
5.4.6.2	Mecanismo de corte	77
5.4.7	Desarrollo Tercer objetivo	79
5.4.7.1	Potencia de corte.....	79
5.4.7.2	Fuerzas de corte	80
5.4.7.3	Fuerzas de avance	81
5.4.7.4	Fuerza radial.....	81
5.4.7.5	Velocidad de rotación de la herramienta	81
5.4.7.6	Barra portaherramientas.....	82
5.4.7.7	Cálculo del diámetro de la barra	87
5.4.7.8	Análisis de flexión de la barra	88
5.4.7.9	Selección de acople mecánico.	90
5.4.7.10	Selección de rodamientos.	91
5.4.7.11	Selección de rodamientos cónicos.	92
5.4.7.1	Sistema de avance.....	94
5.4.7.2	Guías del carro de avance.	96
5.4.7.3	Selección de rodamientos lineales.	99
5.4.7.4	Selección de acople mecánico.	100
5.4.7.5	Sistema eléctrico.	101
5.4.7.6	Tablero de control.....	102
6.	Resultados.....	104
6.1	Implementos.....	104
6.2	Costos.....	105
7.	Discusión	109
8.	Conclusiones	111
9.	Recomendaciones	112
10.	Bibliografía	113
11.	Anexos	116

Índice de tablas:

Tabla 1. Características de la barra perforada.....	8
Tabla 2. Propiedades de las cuchillas de corte.....	13
Tabla 3. Recomendaciones para operaciones de torneado.....	16
Tabla 4. Valores de fuerza específica de corte.....	20
Tabla 5. Valores para $S_m S$ en función de S	21
Tabla 6. Tiempos de mecanizado.....	23
Tabla 7. Tiempo de mecanizado manual	23
Tabla 8. Límite de flexión recomendados.....	27
Tabla 9. Dimensiones de las cuerdas ACME.....	38
Tabla 10. Intervalos de dureza Knoop para diversos materiales y abrasivos	44
Tabla 11. Procesos de maquinado avanzado.....	44
Tabla 12. Conductividad y resistividad para el aluminio y cobre.....	62
Tabla 13. Parámetros mínimos de diseño	69
Tabla 14. Matriz morfológica	74
Tabla 15. Criterios de comparación	75
Tabla 16. Criterios de comparación	75
Tabla 17. Criterios de evaluación	76
Tabla 18. Evaluación de criterios de comparación	77
Tabla 19. Criterios de evaluación	78
Tabla 20. Evaluación de criterios de comparación	78
Tabla 21. Intervalos aproximados de energía para las operaciones de corte	79
Tabla 22. Momentos máximos en las cuchillas C1 y C2, posiciones 1 y 2.....	86
Tabla 23. Valores mínimos de flexión.....	89
Tabla 24. Cargas en los apoyos.....	91
Tabla 25. Características de los elementos montados sobre el sistema de avance	97
Tabla 26. Carga de seguridad estática.....	100
Tabla 27. Características del motor de corte.....	101
Tabla 28. Características del motor de avance.....	102
Tabla 29. Elementos del sistema de control.....	102
Tabla 30. Materiales para el sistema de corte	104
Tabla 31. Materiales para el sistema de avance	104
Tabla 32. Materiales para el sistema eléctrico	105

Tabla 33. Costo del sistema de corte.....	106
Tabla 34. Coste del sistema de avance.....	106
Tabla 35. Costo del sistema eléctrico.....	107
Tabla 36. Costo de la mandrinadora	108

Índice de figuras:

Figura 1. Tipos y usos de la maquinaria pesada.	6
Figura 2. Partes de la pluma (aguilón) y el brazo.	7
Figura 3. Partes de una mandrinadora eléctrica, Mendoza (2018).	10
Figura 4. Mandrinadora hidráulica, Farmin S.A.C(2020).	10
Figura 5. Mandrinadora neumática, Clímax portable(2020)	11
Figura 6. Herramientas de corte, Mecanizado, (2021).	12
Figura 7. Designaciones de herramienta de corte derecho. El término derecho se refiere al avance de las herramientas de derecha a izquierda (Schmid, 2008).....	14
Figura 8. Operaciones de torneado (Schmid, 2008).	15
Figura 9. Fuerzas de torneado (Schmid, 2008).....	19
Figura 10. Diagramas de una viga (Mott, Resistencia de Materiales , 2009).....	28
Figura 11. Acoples mecánicos (Schwartz, 2020)	30
Figura 12. Movimiento del sistema Tornillo-Husillo (Salazar, 2017).....	32
Figura 13. Partes de un tornillo (Plata, 2020).....	32
Figura 14. Perfiles de rosca más comunes (Plata, 2020).	33
Figura 15. Paso e hilo de una rosca (González, 2020).....	33
Figura 16. Configuración de una rosca triangular ISO (Plata, 2020).	35
Figura 17. Usos de la rosca métrica (Plata, 2020).	35
Figura 18. Roscas para unión de tuberías (Plata, 2020).....	36
Figura 19. Cuerdas ACME. Norton,(2011)	37
Figura 20. Análisis de fuerzas en el punto de contacto tornillo-tuerca (Norton, 2011).....	39
Figura 21. Análisis de fuerzas en el punto de contacto tornillo-tuerca en una cuerda Acme (Norton, 2011).....	40
Figura 22. Variedad de abrasivos aglutinados que se utilizan en los procesos de maquinado abrasivo. (Norton Company 2008).	43
Figura 23. Rodamiento rígido de bolas y rodillos. (Fag, 2023).....	46
Figura 24. Líneas de proyección de rodadura SKF, (2019).....	49
Figura 25. Rodamientos cónicos (SKF, 2019).....	50

Figura 26. Rodamientos lineales (Idre-SA, 2023)	52
Figura 27. Onda alterna trifásica (Areatecnología, 2020)	55
Figura 28. Esquemas eléctricos fuerza-mando (Altamirano, 2019)	56
Figura 29. Partes de un variador de frecuencia (Electrotec, 2020).....	59
Figura 30. Elementos de control (Búa, 2014).....	59
Figura 31. Funcionamiento de los pulsadore (NA, NC) (Búa, 2014).....	60
Figura 32. Funcionamiento de un final de carrera (Búa, 2014).....	60
Figura 33. Diagrama de flujo de la metodología del presente trabajo de tesis.	67
Figura 34. Mandrinadora Maucotools (Maucotools, 2019).....	70
Figura 35. Mandrinadora Sir WS1 Plus (Sirmecanica, 2022)	71
Figura 36. Mandrinadora Climax BB 4500-5000(Manual BB 4500, 2020).....	73
Figura 37. Disposición de barra porta herramientas	82
Figura 38. Diagramas de cuerpo libre C1-C2	82
Figura 39. Diagramas C1-C2	83
Figura 40. Cargas en la C1.....	83
Figura 41. Cargas en el plano x-z C1.....	84
Figura 42. Diagramas de cortante y momento Posición 1 C1 plano X-Y	85
Figura 43. Diagramas de cortante y momento Posición 1 C1 plano X-Z.....	86
Figura 44. Sistema de corte	94
Figura 45. Sistema de avance	96
Figura 46. Disposición de los elementos	97
Figura 47. Diagrama de cuerpo libre de las guías.....	98
Figura 48. Diagrama de cuerpo libre	98

Índice de anexos:

Anexo 1. Ficha Técnica	116
Anexo 2. Cargas para cojinetes de bolas	121
Anexo 3. Factores de carga radial para cojinetes de bolas	121
Anexo 4. Motores Comerciales	122
Anexo 5. Chumaceras comerciales.....	122
Anexo 6. Características de los motores eléctrico	123
Anexo 7. Características eléctricas de los motores.....	123
Anexo 8. Cargas de los acoples mecánicos	124
Anexo 9. Factores de servicio de los acoples mecánicos	125
Anexo 10. Nomenclatura comercial de los acoples mecánicos	126
Anexo 11. Características de los acoples mecánicos.....	127
Anexo 12. Secciones de conductores eléctricos	128
Anexo 13. Planos eléctricos.....	129
Anexo 14. Planos Mecánicos.....	131
Anexo 15. Certificado de traducción del resumen.....	148

Simbología:

V_C : velocidad de corte [m/min]
 D_m : diámetro de mecanizado [mm]
 n : velocidad del husillo [rpm]
 F_t : fuerza de empuje [N]
 F_c : fuerza de corte [N]
 F_r : fuerza radial [N]
 K_s : fuerza específica de corte [N/mm²]
 S : sección de viruta del material [mm²]
 P_C : potencia de corte [W]
 P_A : potencia de avance [W]
 P : potencia total [KW]
 V_T : velocidad de avance [mm/rev]
 V_{mr} : volumen de material removido [mm³]
 a : profundidad de corte [mm]
 s : avance [mm/rev]
 f_s : factor de servicio
 P_{maq} : potencia de la máquina [W]
 M : momento [Nm]
 F : fuerza [N]
 T_m : torsión media [Nm]
 K_f : factor de concentración de esfuerzos
 S_e : límite de resistencia a la fatiga
 S_y : límite de resistencia a la fluencia
 d : diámetro [mm]
 K_c : factor de modificación por carga
 K_d : factor de temperatura
 K_e : factor de confiabilidad
 I : momento de inercia
 L : longitud de barras [m]
 E : módulo elástico del acero
 T_{motor} : torque nominal del motor [Nm]

d_p : diámetro de paso

μ : coeficiente de fricción

p: paso

ρ : resistividad

I_L : corriente de línea [A]

ΔV : caída de tensión [V]

U_L : tensión de línea [V]

$\cos \varphi$: factor de potencia

1. Título

Diseño de una mandrinadora portátil para la reparación de maquinaria pesada.

2. Resumen

El presente proyecto detalla el diseño de una máquina-herramienta para la reparación de maquinaria pesada, principalmente para alojamientos o articulaciones; esta máquina cuenta con un rango de mandrinado comprendido entre 60 mm y 120 mm, cuyo valor es determinado de acuerdo a los requerimientos de la localidad, en la fase de diseño es fundamental establecer los parámetros necesarios de la máquina mandrinadora mediante revisión bibliográfica y observación de equipos existentes.

La definición de parámetros de operación fueron el punto de partida para el diseño, una vez determinados los parámetros se llevó a cabo un análisis matemático y físico que sirvió para determinar las variables que gobernarán el diseño, esto se realizó mediante software como: AutoCAD, SolidWorks, y Matcad, herramientas que facilitan el modelado y procesamiento de datos.

Culminado el proceso sistemático, se logró el diseño de una máquina herramienta adaptada a los requerimientos planteados inicialmente, con los siguientes parámetros de trabajo: diámetro de mandrinado de 60-120 mm, profundidad de mandrinado 1.5 mm por pasada y potencia 750 W.

Tener los sistemas controlados forma parte del diseño esto puede hacerse mediante un variador de frecuencia que tendrá la función de controlar la velocidad de corte entre 120-250 rpm, de igual forma el sistema encargado del movimiento de avance gira a razón de 0.063 mm/rev, esto se logró gracias a la inclusión de un servomotor, el cual está equipado con una unidad de control incorporada que permite tener un manejo absoluto de la velocidad de avance.

El diseño puede ser implementando gracias a la tecnología disponible en la localidad y los elementos necesarios para su ejecución pueden adquirirse dentro del mercado nacional, adicional se crearon planos detallados de la máquina herramienta en donde se describen todos los elementos que componen la mandrinadora portátil.

Palabras clave: diseño, máquina-herramienta, mandrinadora, alojamientos, reparación.

Abstract

The present project details the design of a machine tool for the repair of heavy machinery, mainly for lodgings or joints; this machine counts with a boring range between 60 mm and 120 mm, whose value is determined according to the requirements of the locality, in the design phase it is essential to establish the necessary parameters of the boring machine through literature review and observation of existing equipment.

The definition of operating parameters was the starting point for the design, once the parameters were determined, a mathematical and physical analysis was carried out that served to determine the variables that would govern the design, this was done through software such as AutoCAD, SolidWorks, and Matcad, tools that facilitate modelling and data processing.

Completed the systematic process, it was achieved the design of a machine tool adapted to the requirements initially raised, with the following working parameters: boring diameter of 60-120 mm, boring depth of 1.5 mm per pass and power of 750 W.

Having the systems controlled is part of the design, this can be done by means of a frequency variator that will have the function of controlling the cutting speed between 120-250 rpm, likewise, the system in charge of the feed movement rotates at a rate of 0.063 mm/rev, this was achieved thanks to the inclusion of a servomotor, which is equipped with a built-in control unit that allows having absolute management of the feed speed.

The design can be implemented thanks to the technology available in the locality and the necessary elements for its execution can be acquired within the national market. Additionally, detailed drawings of the machine tool were created where all the elements that compose the portable boring machine are described.

Keywords: design, machine tool, boring machine, boring machine, housing, repair.

3. Introducción

El sector industrial cuenta con un gran número de actividades, entre ellas está, la reparación y el mantenimiento de maquinaria pesada; la cual cuenta con el desarrollo de nuevas tecnologías en máquinas y herramientas portátiles, eficaces, de fácil montaje y operación, permitiendo la restauración y mecanización de piezas; para poder cumplir con esta tarea se realiza un mecanizado por abrasión, en donde se desbasta el material poco a poco hasta alcanzar piezas con dimensiones más precisas y con menor rugosidad; este proceso se lo realiza individualmente en cada uno de los alojamientos de la máquina.

Varios países cuentan con mayor tecnología y mecanismos dentro de este sector, permitiendo realizar trabajos complejos, algunos de estos, se desarrollan en condiciones extremas de operación, minimizando los tiempos de espera y costos de mantenimiento.

Ecuador no es ajeno a este tipo de tecnología, sobre todo en el uso de la maquinaria pesada, empleada en algunos sectores como: minero, agrícola, y de construcción, destacando los: cargadores frontales, excavadoras, retroexcavadoras, motoniveladoras, perforadoras, entre otras. MENDOZA (2018). Sin embargo, es importante resaltar que, para obtener un correcto funcionamiento de la maquinaria pesada en los sectores mencionados, se debe dar mantenimiento a diversos elementos mecánicos, dentro de estos está, el equipo de trabajo conformado por: pluma, brazo, cucharón y los respectivos cilindros hidráulicos que le permiten a la máquina su movimiento.

Razón por la cual, la presente investigación tiene como objetivo principal plantear un diseño de mandrinadora portátil de fácil montaje y operación y tres objetivos específicos, el primero está orientado a determinar los parámetros de trabajo para el diseño de la mandrinadora, a través de una visita técnica a los talleres de mecánica industrial existentes en la ciudad de Loja, adicional a esto se obtuvo información de las máquinas mandrinadoras existentes en el mercado; el segundo abarca la definición de mecanismos de avance y corte para el mandrinado, mediante revisión bibliográfica se obtuvo los distintos procesos de desbaste, con la finalidad de establecer el mejor proceso que se acople al diseño establecido y; el tercero se enfoca en el diseño o selección de los componentes de la mandrinadora, por medio de trabajo matemático se logró llegar a las dimensiones correctas de cada pieza de bosquejo, que forma parte de la mandrinadora para su posterior diseño en 3D en el programa SolidWorks y planos en AutoCAD, de igual manera se seleccionó por medio de catálogo aquellas piezas que ya están disponibles en el mercado nacional.

Dentro del marco teórico se da a conocer los diferentes términos y definiciones que se emplearon en el desarrollo del presente trabajo; de igual manera en el apartado de metodología se da a conocer el proceso de cumplimiento de los objetivos planteados.

Dentro del apartado de resultados tenemos los procedimientos matemáticos y materiales que pueden ser empleados para la creación de una mandrinadora portátil en sus sistemas de: corte, avance y eléctrico.

El alcance de la investigación se centró en el diseño y selección de cada componente que permitan crear una mandrinadora portátil de menor costo de las que se encuentran en el mercado, y a su vez, ayude a minimizar la movilización de maquinaria pesada a los distintos talleres de mecánica industrial para el mantenimiento o reparación de sus partes.

Finalmente, el presente trabajo tiene la finalidad de dar a conocer el diseño del trabajo de tesis planteado como una alternativa para los talleres industriales de la localidad, frente a las propuestas del mercado que dentro de la localidad son escasas y costosas, por tal motivo el diseño a presentar debe cumplir con todos requerimientos técnicos de una mandrinadora portátil que permitan un buen desempeño de la propuesta que se planea desarrollar en el presente trabajo y sirva como una posible solución a los problemas a los cuales se enfrenta la industria mecánica local.

4. Marco teórico

4.1 Capítulo I: Fundamentos teóricos

4.1.1 Descripción de la maquinaria pesada

Hablamos de maquinaria diseñada para efectuar trabajos “pesados” o “difíciles”, que personal humano o vehículos normales no son capaces de realizar. Son vehículos automotores que se utilizan exclusivamente en obras industriales y debido a sus características no suelen o no deberían transitar por las vías públicas (CarSync, 2022). La maquinaria pesada puede ser de dos tipos: universal o especializada:

- Maquinaria pesada universal, es la que tiene la capacidad de adaptarse a dos o más industrias, como por ejemplo los montacargas, las retroexcavadoras, las excavadoras, los tractores, grúas, entre otros.
- Maquinaria pesada especializada, es la que solo funciona en un tipo específico de industria.

En la **figura 1** se detalla los tipos y usos de la maquinaria pesada:



Figura 1. Tipos y usos de la maquinaria pesada.

4.1.1.1 Partes de la maquinaria pesada

La maquinaria pesada está formada por diferentes partes, dentro de esto se encuentran las partes extensibles, que permiten realizar el trabajo para el cual han sido fabricadas; sus principales piezas son: la pluma, el brazo, y cucharón. En la **figura 2** se puede apreciar la estructura con las que cuenta la pluma y el brazo.

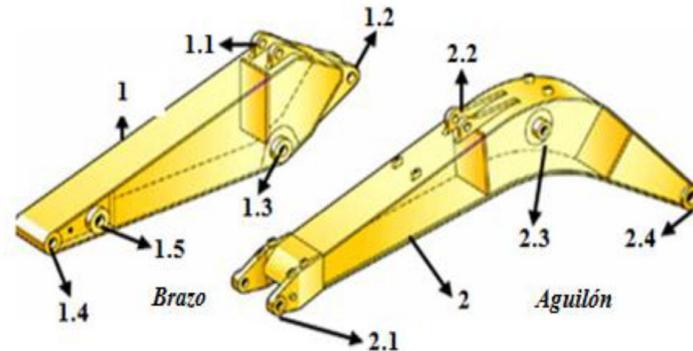


Figura 2. Partes de la pluma (aguilón) y el brazo.

1. Brazo:

- 1.1 Anclaje para el cáncamo del cilindro del cucharón
- 1.2 Anclaje para el cáncamo del vástago del cilindro hidráulico del brazo.
- 1.3 Cáncamo para el anclaje de la pluma.
- 1.4 Cáncamo para el anclaje del cucharón.
- 1.5 Cáncamo para el tirante mecánico.

2. Pluma (Aguilón)

- 2.1 Anclaje para el cáncamo del brazo.
- 2.2 Anclaje para el cáncamo del cilindro hidráulico del brazo.
- 2.3 Cáncamo del vástago del cilindro hidráulico de la pluma.
- 2.4 Cáncamo para el anclaje de la plataforma.

4.1.1.2 Materiales de los alojamientos

Las partes que conforman el tren de trabajo de las excavadoras están constituidas por diferentes elementos capaces de soportar las cargas a las cuales estos se someten, algunos de estos materiales son:

➤ **Planchas**

Existen diversidad de planchas que ofrece el mercado cada una de estas con diferente propósito diseñada específicamente para cada sector industrial.

- Planchas laminadas en caliente

- Planchas laminadas en frío
- Planchas galvanizadas
- Planchas inoxidables
- Planchas antideslizantes
- Planchas anti abrasivas
- Plancha naval
- Planchas para tanques
- Planchas para puentes

➤ ***Barras perforadas***

Las barras perforadas son ejes huecos que son utilizados para la fabricación de los alojamientos de maquinaria pesada. Estas barras son de acero de gran resistencia con aleación de vanadio (0.12%), que le otorga una mayor resistencia que otros aceros de bajo carbono en estado natural, de fácil maquinado y soldabilidad (Dipac, 2020). En la **tabla 1** se muestra las características del material:

Tabla 1.

Características de la barra perforada

Propiedades mecánicas			
Resistencia mecánicas	Punto de fluencia	Elongación min %	Dureza HB
650/800	<16mm – 480		
	>16-30 mm – 460	18	-240
	>30mm - 440		

Fuente: Dipac (2020)

4.1.2 Máquinas herramientas

Reyna (2020), menciona que las máquinas herramientas son instrumentos que nos permiten dar una forma definida a sólidos, y se distinguen por las funciones que desempeñan, así como el tipo de piezas que pueden producir y en general se pueden dividir tomando en consideración los movimientos que efectúan durante el maquinado de las piezas.

4.1.3 Mandrinado

El mandrinado es un trabajo de mecanizado que consiste en dar acabados a orificios previamente realizados mediante otra operación. Las herramientas son similares a las del torneado, se montan en la denominada barra de mandrinado. Algunas operaciones de

mandrinado en piezas pequeñas se pueden realizar en torno. En caso de orificios más profundos, piezas pesadas y voluminosas se puede trabajar con máquinas herramienta específicas, "mandrinadoras". En estas máquinas la pieza permanece fija y es la herramienta quien realiza todos los movimientos, según lo expuesto por Reyna, (2020).

4.1.3.1 Operaciones de la mandrinadora

Las mandrinadoras se emplean principalmente para ampliar agujeros previamente abiertos, sobre todo en piezas de formas irregulares como cilindros de máquinas de vapor, soportes de bielas, y en general, piezas que deben permanecer fijas y hacer girar la herramienta de acuerdo a lo indicado por Sitenordeste mecánica, (2020). Algunas de las tareas que se pueden realizar con una mandrinadora son:

- **Mandrinado**

Se realiza con herramientas en voladizo cuando son mandrinados cortos. Si se trata de mandrinados largos, se utiliza la barra de mandrinar.

- **Taladrado**

Aunque no es un trabajo propio de la mandrinadora, se realizan con frecuencia taladros utilizando brocas con mangos cónicos.

- **Escariado**

Se repasan los orificios con escariadores fijos o regulables.

- **Refrentado**

Se realiza esta operación utilizando el plato con el portaherramientas desplazable radialmente.

- **Roscado**

En algunos tipos de mandrinadoras pueden darse avances al husillo, igual a los pasos normalizados de las roscas.

- **Fresado**

Es una operación frecuente en las mandrinadoras y se realiza con fresas montadas sobre el eje cuando son de pequeños diámetros o sobre el plato cuando se trata de fresas grandes. Utilizando un portaherramientas orientable especial puede fresarse en cualquier ángulo.

- **Torneado**

Si la mandrinadora va equipada con mesa circular dotada de rotación independiente puede realizarse torneados (Sitenordeste mecánica, 2020).

4.1.4 Mandrinadoras portátiles

Las mandrinadoras portátiles son máquinas herramientas de gran versatilidad que permiten realizar el mantenimiento de maquinaria pesada en el lugar donde esta se encuentra, una de sus principales virtudes es la que nos permite montar la herramienta sobre la pieza a mecanizar, dando la oportunidad de rectificar alojamientos de gran tamaño o difícil acceso.

4.1.4.1 Mandrinadora eléctrica

Mendoza (2018) define como principal virtud de la mandrinadora eléctrica, su fuente de alimentación que es la electricidad, ya que esta es muy barata y casi se encuentra en cualquier parte, en la **figura 3** se puede apreciar las principales partes de esta:

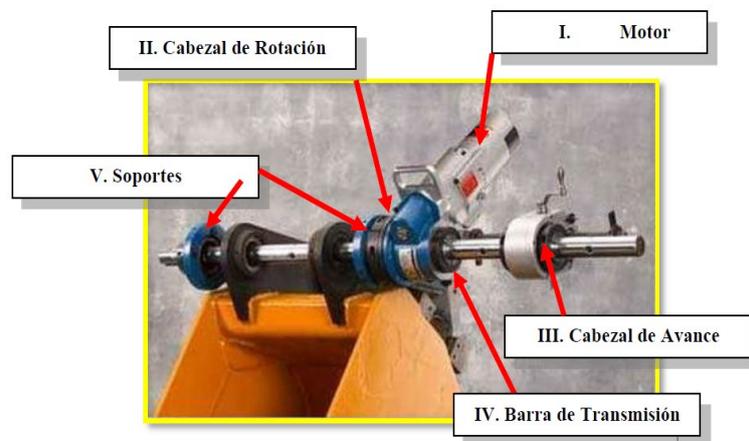


Figura 3. Partes de una mandrinadora eléctrica, Mendoza (2018).

4.1.4.2 Mandrinadora hidráulica

La mandrinadora hidráulica tiene como fuente de alimentación el aceite hidráulico éste a su vez es impulsado por una pequeña bomba hidráulica, esta característica no la hace la mejor opción para su transporte y manejo fuera de un taller, por compleja forma de funcionamiento. En la **figura 4** se puede apreciar un modelo con sus elementos principales:



Figura 4. Mandrinadora hidráulica, Farmin S.A.C(2020).

4.1.4.3 Mandrinadora neumática

Está diseñada para hacer el trabajo más rápido en las condiciones más duras y en espacios demasiado reducidos para la mayoría de las mandrinadoras. Su principal deficiencia es su fuente de alimentación para la cual se debe contar con una conexión neumática para su funcionamiento. En la **figura 5** se muestra una mandrinadora neumática:



Figura 5. Mandrinadora neumática, Clímax portable(2020)

4.1.2 Mecanizado de materiales

El mecanizado es el conjunto de procesos industriales (corte, marcado, prensado, agujereado, etc.) realizados en una pieza de materia prima (generalmente metálica, pero también puede ser de cerámica, madera o plástico, entre otros) para darle una forma y tamaño final deseados limando el material sobrante de forma controlada (Planes, 2019).

4.1.3 Tipo de materiales a mecanizar

Los materiales a mecanizar constan de múltiples características de vital importancia para los fines a los cuales son implementados dentro del sector industrial, los materiales de uso común para este propósito son: acero, hierro fundido, cobre, bronce, latón, aluminio, titanio, plásticos técnicos, grafitos.

4.1.4 Herramientas de corte

Un instrumento de corte para mecanizado es el elemento utilizado para extraer material de una pieza cuando se quiere llevar a cabo un proceso de mecanizado. Hay muchos tipos para cada máquina, pero todas se basan en un proceso de arranque de viruta. Es decir, al haber una elevada diferencia de velocidades entre la herramienta y la pieza, al entrar en contacto la arista de corte con la pieza, se arranca el material y se desprende la viruta.

Existen diferentes formas de cuchillas de corte que son empleadas en diferentes procesos de mecanizado como son el refrentado, roscado, cilindrado interior y exterior lo cual se detalla en la **figura 6**.

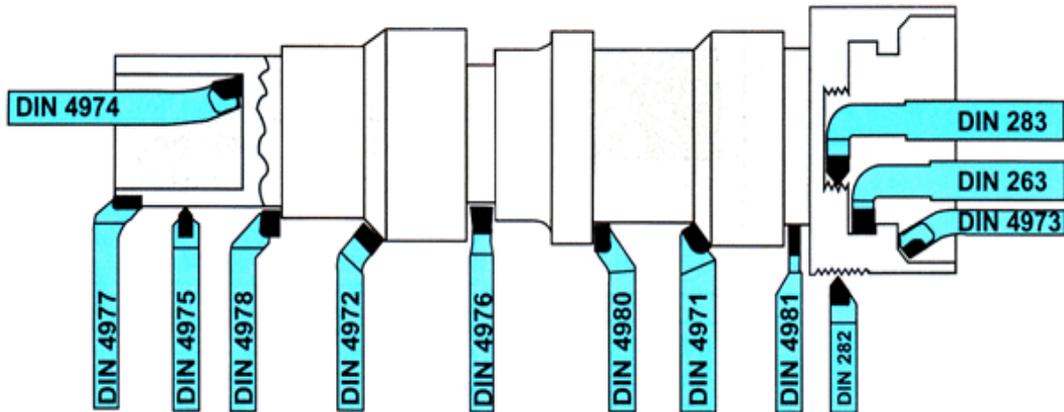


Figura 6. Herramientas de corte, Mecanizado, (2021).

4.1.4.1 Características de las herramientas de corte.

Las herramientas de corte se someten a: a) temperaturas elevadas; b) esfuerzos de contacto elevados; c) rozamiento a lo largo de la interfaz herramienta-viruta y a lo largo de la superficie maquinada. En consecuencia, el material de la herramienta de corte debe poseer las siguientes características:

Dureza en caliente: para que se mantengan la dureza, resistencia y resistencia al desgaste de la herramienta a las temperaturas habituales en las operaciones de maquinado.

Tenacidad y resistencia al impacto (impacto mecánico): para que las fuerzas de impacto sobre la herramienta, que se repiten en operaciones de corte interrumpido (como el fresado, torneado de una flecha estriada en un torno, o debido a la vibración y el traqueteo durante el maquinado), no astillen o fracturen la herramienta.

Resistencia al impacto térmico: para soportar los ciclos rápidos de temperatura encontrados en el corte interrumpido.

Resistencia al desgaste: para obtener una vida útil aceptable de la herramienta antes de reemplazarla.

Estabilidad química y neutralidad: con respecto al material a maquinarse, para evitar o minimizar cualquier reacción adversa, adhesión y difusión en la herramienta-viruta que pudiera contribuir al desgaste de la herramienta.

Para determinar el manejo de algunas de estas características, a lo largo del tiempo se ha desarrollado diversas combinaciones físicas, químicas y mecánicas capaces de abarcar la mayoría de requerimientos para el maquinado, como se muestra en la **tabla 3**:

Tabla 2.

Propiedades de las cuchillas de corte

Propiedades generales de los materiales para herramientas				
Propiedad	Aceros de alta velocidad	Aleaciones de cobalto fundido	Carburos	
			WC	TiC
Dureza	83-86 HRA	82-84 HRA	90-95 HRA	91-93 HRA
		46-62 HRC	1800-2400 HK	1800-3200 HK
Resistencia a la compresión				
MPa	4100-4500	1500-2300	4100-5850	3100-3850
Psi*10³	600-650	220-335	600-850	450-560
Resistencia a la ruptura transversal				
MPa	2400-4800	1380-2050	1050-2600	1380-1900
Psi*10³	350-700	200-300	150-375	200-275
Resistencia al impacto				
J	1.35-8	0.34-1.12	0.34-1.35	0.79-1.24
Pulg-lb	12-70	3-11	3-12	7-11
Módulo de elasticidad				
GPa	200	-	520-690	310-450
Psi*10⁶	30	-	75-100	45-65
Densidad				
Kg/m³	8600	8000-8700	10000-15000	5500-5800
Lb/pulg³	0.31	0.29-0.31	0.36-0.54	0.2-0.22
Temperatura de fusión o de descomposición				
°C	1300	-	1400	1400
°F	2370	-	2550	2550

Fuente: Schmid (2008)

4.1.4.2 Geometría de las herramientas de corte

De acuerdo a lo mencionado por Schmid (2008) dentro de este apartado se debe considerar los siguientes aspectos de vital importancia:

El ángulo de ataque: para controlar la dirección del flujo de las virutas y la resistencia de la punta de la herramienta. Los ángulos de ataque positivos mejoran la operación de corte, reduciendo las fuerzas y temperaturas; sin embargo, también producen un ángulo pequeño comprendido en la punta de la herramienta que puede hacer que ésta se astille y falle de manera prematura, dependiendo de la tenacidad de su material.

El ángulo de ataque lateral: es más importante que el ángulo de ataque posterior, aunque generalmente este último controla la dirección del flujo de las virutas. Para maquinarse metales y utilizar insertos de carburo, por lo común estos ángulos van de -5° a 5° .

El ángulo de filo de corte: afecta la formación de virutas, la resistencia de la herramienta y las fuerzas de corte en varios grados. Por lo general, son de alrededor de 15° .

El ángulo de alivio: controla la interferencia y fricción en la interfaz de la herramienta y la pieza de trabajo. Si es demasiado grande, la punta de la herramienta se puede astillar; si es demasiado pequeño, el desgaste del flanco puede ser excesivo. Por lo general, los ángulos de alivio son de 5° .

El radio de punta: afecta el acabado superficial y la resistencia de la punta de la herramienta. Cuanto más pequeño sea este radio (herramienta filosa), el acabado superficial de la pieza de trabajo será más rugoso y la resistencia de la herramienta será inferior. Sin embargo, los radios de punta grandes pueden hacer que la herramienta traqueteé.

En la **figura 7** se aprecia los diferentes ángulos desde una vista lateral derecha:

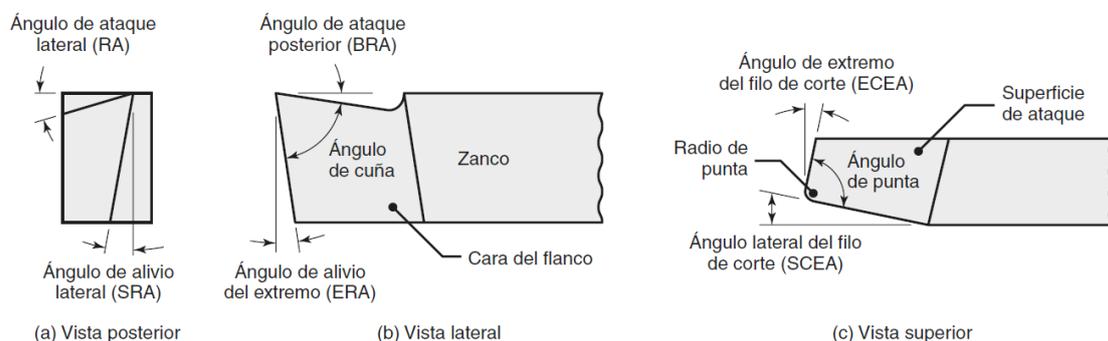


Figura 7. Designaciones de herramienta de corte derecho. El término derecho se refiere al avance de las herramientas de derecha a izquierda (Schmid, 2008).

4.1.3 Procedimientos del torneado

Una de las maneras de conformar los sólidos por revolución es mediante el procedimiento del torneado, existen consideraciones desde el punto de vista de este proceso,

como, por ejemplo: el torneado interior o exterior, las piezas longitudinales se las obtiene a partir de un torneado cilíndrico y las superficies planas mediante el refrentado, estos y otros procesos se los puede apreciar en la **figura 8**:

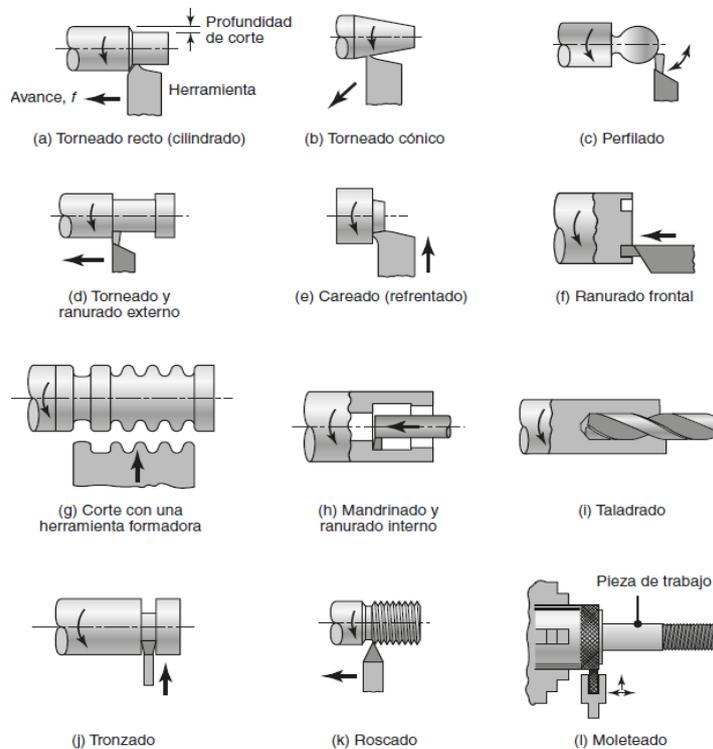


Figura 8. Operaciones de torneado (Schmid, 2008).

4.1.4 Velocidades de corte, de avance y profundidad de corte en el torneado

El tiempo empleado en el mecanizado es fundamental es importante tener en claro los conceptos de velocidad de corte y avance con la finalidad de obtener el mejor rédito económico de la máquina.

4.1.4.1 Velocidad de corte

La velocidad de corte para el torneado de una pieza de trabajo se determina mediante la **ecuación 1**:

$$V_c = \frac{\pi * D_m * n}{1000} \left(\frac{m}{mim} \right) \quad (1)$$

Donde:

V_c = velocidad de corte (m/mim)

D_m = diámetro de mecanizado (mm)

n = velocidad del husillo (rpm)

Las velocidades de corte para los diferentes materiales se presentan en la **tabla 4**, donde se muestra un extracto de los materiales empleados en el torneado.

Tabla 3.*Recomendaciones para operaciones de torneado*

Recomendaciones generales para operaciones de torneado									
Materiales de la pieza de trabajo	Herramientas de corte		Condiciones iniciales de propósito general			Intervalo para rectificado y acabado			
			Profundidad de corte (mm)	Avance (mm/rev)	Velocidad de corte (m/mim)	Profundidad de corte (mm)	Avance (mm/rev)	Velocidad de corte (m/mim)	
Aceros de bajo Carburo y de libre maquinado	Carburo	sin recubrimiento	1.5-6.3	0.35	90	0.5-7.6	0.15-1.1	60-135	
	Carburo	con recubrimiento de cerámico	"	"	245-275	"	"	120-425	
	Carburo	con triple recubrimiento	"	"	185-200	"	"	90-245	
	Carburo	con recubrimiento de TiN	"	"	105-150	"	"	60-230	
		Cerámico de Al ₂ O ₃		"	0.25	395-440	"	"	365-550
		Cermet		"	0.30	215-290	"	"	105-455
	Aceros de medio y alto carbono	Carburo	sin recubrimiento	1.2-4	0.30	75	2.5-7.6	0.15-0.75	45-120

	Carburo con recubrimiento de cerámico	"	"	185-230	"	"	120-410
	Carburo con triple recubrimiento	"	"	120-150	"	"	75-215
	Carburo con recubrimiento de TiN	"	"	90-200	"	"	45-215
	Cerámico de Al ₂ O ₃	"	0.25	335	"	"	245-455
	Cermet	"	0.25	170-245	"	"	103-305
Fundición de hierro gris	Carburo sin recubrimiento	1.25-6.3	0.32	90	0.4-12.7	0.1-0.75	75-185
	Carburo con recubrimiento de cerámico	"	"	200	"	"	120-365
	Carburo con recubrimiento de TiN	"	"	90-135	"	"	60-215
	Cerámico de Al ₂ O ₃	"	0.25	455-490	"	"	365-855
	Cerámicos de SiN	"	0.32	730	"	"	200-990

Fuente: Schmid, (2008)

4.1.4.2 Velocidad de avancé

De acuerdo con Cormant (2017), el avance en mm/r (pulg./r) es el movimiento de la herramienta en relación a la pieza que está girando. Se trata de un valor clave para determinar la calidad de la superficie que se está mecanizando y para garantizar que la formación de viruta esté dentro del alcance de la geometría de la herramienta. Este valor incluye, no solo en el grosor de la viruta, sino también en cómo se forma esta contra la plaquita, este valor se lo determina mediante la **Ecuación 2**:

$$v_L = S * n \quad (2)$$

Donde:

S: avance

n: revoluciones (rpm)

4.1.4.3 velocidad angular.

Cuando un cuerpo rígido gira alrededor de un eje fijo, cada partícula del cuerpo se mueve alrededor de un círculo cuyo centro es el eje de giro, una partícula de un cuerpo rígido en rotación se mueve en un círculo de radio r alrededor de un eje Hibbeler, (2010).

Por lo tanto, la velocidad lineal se determina mediante la **Ecuación 3**:

$$v_L = r * \omega \quad (3)$$

Donde:

v_L : velocidad de avance o lineal

r: radio

4.1.4.4 Profundidad de corte

La profundidad de corte en mm (pulg.) es la mitad de la diferencia entre el diámetro sin cortar y el diámetro cortado de la pieza, siempre se mide en ángulos rectos en relación a la dirección de avance de la herramienta, y determina las dimensiones finales de la pieza, Coromant (2017). En el torneado, con avance axial, la profundidad de corte es una medida directa de la disminución en el radio de la pieza, y con avance radial la profundidad de corte es igual a la disminución en la longitud de la pieza.

El avance y la profundidad de corte deben corresponder a lo que pueda soportar la herramienta, la pieza de trabajo o la máquina, sin que se originen esfuerzos indebidos.

De acuerdo a lo mencionado con Márquez & Martín (2001), la velocidad de avance para el desbaste tiene que ser de una quinta parte a un tercio de la profundidad de corte.

4.1.5 Fuerzas y potencia de corte

La potencia neta requerida según Coromant (2017), para el mecanizado de metal es importante sobre todo en operaciones de desbaste, donde es imprescindible que la máquina tenga la potencia suficiente para la operación. Se mide en kW o CV. El factor de eficiencia de la máquina también es muy importante. En la **figura 9** se puede apreciar las fuerzas que actúan en el proceso de torneado.

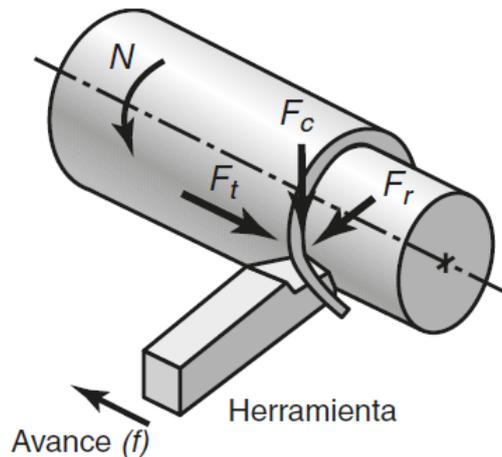


Figura 9. Fuerzas de torneado (Schmid, 2008).

4.1.5.1 Fuerza de corte

La fuerza de corte (F_c) según Schmid (2008) es aquella que actúa hacia abajo sobre la punta de la herramienta y, por lo tanto, tiende a desviar ésta hacia abajo y la pieza de trabajo hacia arriba. La fuerza de corte suministra la energía requerida para la operación de corte.

4.1.5.2 Fuerza de empuje

La fuerza de empuje o avance (F_t) según Schmid (2008) es aquella que actúa en la dirección longitudinal, porque ocurre en la dirección de avance de la herramienta; esta fuerza tiende a empujar la herramienta hacia la derecha y a alejarla del plato, experimentalmente de acuerdo a la **Ecuación 4** es el 50% de la F_c .

$$F_t = 50\%F_c \quad (4)$$

Donde:

F_c : fuerza de corte

4.1.5.3 Fuerza radial

La fuerza radial (F_r) según Schmid (2008) es aquella que actúa en la dirección radial y tiende a alejar la herramienta de la pieza de trabajo. Debido a los muchos factores comprendidos en el proceso de corte de manera experimental de acuerdo a la **Ecuación 5** es el 50% de la F_t .

$$F_r = 50\%F_t \quad (5)$$

Donde:

F_t : fuerza de avance

4.1.5.4 Fuerza específica de corte

Es la fuerza que se requiere para desbastar 1 mm² de sección. Esta fuerza es mayor cuanto menor es la sección total de la viruta y depende de la clase de material a mecanizar, la sección de viruta, geometría de la herramienta, ángulo de desprendimiento y su posición.

La **ecuación 6** nos permite determinar los valores de K_s :

$$K_s = \frac{K_1}{m\sqrt{S}} \quad (6)$$

Donde:

K_s : fuerza específica de corte (N/mm²)

K_1 : coeficiente, en función de la clase de material a mecanizar

S : sección de viruta mm²

m : coeficiente que fluctúa entre 4 y 8, según la clase de material

En la **tabla 5**, se especifican valores para la fuerza específica de corte para un espesor de viruta de 1 mm.

Tabla 4.

Valores de fuerza específica de corte

Fuerza específica de corte	
Material	K_s (N/mm ²)
Acero (P)	1500-3100
Acero inoxidable (M)	1800-2850
Fundición (K)	790-1350
Aluminio (N)	350-1350
Aleaciones termorresistentes (S)	1300-3100
Acero templado (H)	2550-4870

Fuente: (Coromant, 2017)

Con valores de la fuerza específica de corte determinados en la tabla 5 se puede determinar la fuerza de corte con la **ecuación 7**:

$$F_c = K_s * S = K_1 * \frac{S}{m\sqrt{S}} = K_s * p * a \quad (7)$$

Donde:

F_C : fuerza de corte

K_S : fuerza específica de corte

S: p(paso) *a (avance) sección de viruta mm²

En la tabla 6 se presentan algunos valores para $\frac{S}{m\sqrt{S}}$ en función de S.

Tabla 5.

Valores para $\frac{S}{m\sqrt{S}}$ en función de S

	Acero							Fundición						
S	2	3	4	5	10	15	20	2	3	4	5	10	15	20
$\frac{S}{m\sqrt{S}}$	1.75	2.4	3.1	3.6	6.4	8.1	11.2	1.8	2.6	3.3	4	7.3	10.4	13.3

Fuente: (Márquez & Marín, 2001)

4.1.6 Potencia de corte

La potencia de corte según Coromant (2017) es la potencia que la máquina debe poder suministrar a los filos para impulsar la acción de mecanizado. Debe tenerse en cuenta la eficiencia mecánica y eléctrica de la máquina al seleccionar los datos de corte.

La potencia total es la suma de todas las potencias necesarias de avance que corresponden a cada una de las fuerzas de corte, empuje y radial.

PC: potencia de corte correspondiente a la fuerza de corte tangencial F_c .

PA: potencia para el avance correspondiente a la fuerza de avance F_T .

PR: potencia radial correspondiente a la fuerza de penetración F_r .

Si V_T es la velocidad tangencial, la potencia de corte tangencial se expresa mediante la **ecuación 8**:

$$P_C = F_C * V_T \quad (8)$$

Si V_A es la velocidad de avance, la potencia de avance de acuerdo con la **ecuación 9**:

$$P_A = F_T * V_A \quad (9)$$

Como la fuerza radial no se mueve no produce una potencia, por lo tanto, la potencia total estará dada la **ecuación 10**:

$$P = P_C + P_A \quad (10)$$

Como la potencia P_A de avance es muy pequeña e inferior al 5% de P_C , puede ser despreciada, en un cálculo aproximado; la potencia necesaria para el desbaste requerido se

lo determina de acuerdo a la **ecuación 11**; lo cual da como resultado la potencia que es absorbida en el corte.

$$P_C = F_C * V_T \quad (11)$$

Al calcular la potencia de corte requerida durante la planeación de un determinado proceso de maquinado, no siempre es conveniente o posible calcular la potencia requerida partiendo de la teoría mecánica de las fuerzas que actúan en la punta de la herramienta. Por lo anterior, se ha desarrollado un método de cálculo más simple a través de investigaciones experimentales, registrando sus resultados en tablas de potencia unitaria para diferentes tipos de materiales. La potencia puede calcularse utilizando la **ecuación 12**:

$$P_C = \text{energía específica} * \text{volumen de material rev.} \quad (12)$$

El volumen de material removido es la cantidad de material que se desbasta por pasada y la cual se la determina mediante la **ecuación 13**:

$$V_{mr} = a * s * v_c \quad (13)$$

Donde:

a: profundidad de corte

s: avance

v_c : velocidad de corte

La potencia de la máquina se la puede obtener de acuerdo a la **ecuación 14**:

$$P_{maq} = P_c * f_s \quad (14)$$

Donde:

P_c : potencia de corte

f_s : factor de servicio

4.1.7 Tiempo de mecanizado para el torneado

El tiempo de mecanizado de una pieza está fundamentado en tres elementos según Vindondo et al., (1979), tiempo de corte o de máquina, tiempo de preparación y tiempo de maniobra.

En la **tabla 6** se presentan el tiempo de preparación para el trabajo en algunas de las máquinas herramientas más comunes presentes dentro de los talleres de mecánica industrial:

Tabla 6.*Tiempos de mecanizado*

Máquinas herramientas	Tiempo (min)
Cepilladoras medianas	60
Cepilladoras grandes	100
Limadoras normales	30
Mortajadoras normales	30
Tornos cilíndricos medianos	30
Tornos cilíndricos grandes	45
Tornos verticales	60
Taladradoras normales	30
Mandrinadoras pequeñas	45
Mandrinadoras grandes	45
Rectificadoras normales	30
Fresadoras normales	45

Fuente: (Márquez & Marín, 2001)

Dentro de la **tabla 7** se puede observar los valores del tiempo de manipulación (maniobra y verificación) para las operaciones más corrientes.

Tabla 7.*Tiempo de mecanizado manual*

Detalle de las operaciones	Tornos de 1 m.	Tornos de 2 a 4 m.	Tornos grandes
Fijar útil y centrarlo	0.3-0.5	0.5-0.7	0.3-1
Acercar útil, iniciar pasada y medir	0.1-0.2	0.2-0.3	0.3-0.4
Acercar herramienta para roscar exterior	0.2	0.2	0.2
Acercar herramienta para roscar interior	0.3	0.3	0.3
Fijar broca al cabezal móvil	0.3	0.4	0.5
Fijar escariador al cabezal móvil	0.4	0.5	0.6

Fijar las herramientas de roscar:			
Roscado interior	1	1.5	1.5
Roscado exterior	1.5	2	2
Fijar herramientas para acabar	0.5-0.7	0.7-0.8	1-1.5

Fuente: (Márquez & Marín, 2001)

El tiempo de torneado de una pieza está definida por el tiempo que es empleado en cada pasada hasta conseguir las dimensiones deseadas, esta se la determina de acuerdo con la **ecuación 15**:

$$t = \frac{L}{a * n} \quad (15)$$

Donde:

L: longitud de pasada

a: avance en mm

n: número de revoluciones por minuto

Si la pieza necesita de múltiples pasadas con iguales características todas ellas entonces en tiempo de maquinado de acuerdo con la **ecuación 16** será:

$$T = N * t \quad (16)$$

Si las pasadas son de distintas profundidades o avance, se determinan los tiempos de cada pasada y finalmente se halla el tiempo total sumando los tiempos parciales.

4.1.8 Sistema de fuerzas coplanares

Una fuerza puede descomponerse en componentes rectangulares a lo largo de los ejes x, y en el trabajo práctico estas componentes pueden ser representadas de forma escalar o notación vectorial cartesiana.

Para determinar la resultante de estas fuerzas se suman las componentes mediante la ley del paralelogramo entonces podemos representar en forma simbólica las componentes de la fuerza resultante de cualquier número de fuerzas coplanares mediante la suma algebraica de las componentes x y y de todas las fuerzas, Hibbeler, (2010) mediante la **ecuación 17**:

$$\sum F = 0 \quad (17)$$

4.1.9 Momento de una fuerza

Cuando una fuerza se aplica a un cuerpo, ésta producirá una tendencia a que el cuerpo gire alrededor de un punto que no está en la línea de acción de la fuerza. Esta tendencia a girar se conoce en ocasiones como par de torsión, pero con mayor frecuencia se denomina el momento de una fuerza o simplemente el momento Hilbbeler, (2010).

Para determinar la magnitud del momento se lo realiza mediante la **ecuación 18**:

$$M = F * d \quad (18)$$

Donde d es el brazo de momento o distancia perpendicular desde el eje en un punto O hasta la línea de acción de la fuerza. Las unidades de la magnitud del momento son el producto de la fuerza multiplicada por la distancia, es decir, Nm o lbpie.

4.1.9.1 Momento resultante

El momento resultante se determina partir de la suma algebraica de todos los momentos causados por todas las fuerzas del sistema mediante la **ecuación 19**:

$$\sum M = 0 \quad (19)$$

El momento interno resultante en cualquier sección a lo largo de un eje se expresa mediante la **ecuación 20**:

$$M_{max} = \sqrt{(M_{xy_{max}})^2 + (M_{xz_{max}})^2} \quad (20)$$

Donde:

M_{max} : momento máximo

$M_{xy_{max}}$: momento máximo en el plano X-Y

$M_{xz_{max}}$: momento máximo en el plano X-Z

4.1.10 Diseño de ejes

Los ejes de transmisión, o sólo ejes, se usan prácticamente en todas las piezas giratorias de las máquinas para transmitir movimiento de giro y torque de una ubicación a otra. La carga sobre ejes de transmisión giratorios es de dos tipos principales: torsión debida al torque transmitido o flexión por una carga transversal sobre los engranes y las ruedas dentadas.

A continuación, se utilizará el diseño por esfuerzos de ejes para una posición crítica, descrita en el libro de diseño de ingeniería mecánica de Shigley de Budynas & Nisbett, (2008) para ello se considera la siguiente **ecuación 21**:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (21)$$

Considerando un eje giratorio con flexión y torsión constantes, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante. Por tal razón la ecuación puede simplificarse al igualar M_m y T_a a 0, lo cual elimina algunos de los términos, quedando expresada de la siguiente manera.

La **ecuación 22** consta de diversos parámetros que influyen directamente en las características del diámetro de eje los cuales se describen a continuación:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (22)$$

Donde:

M_a : momento flexionante alternante

T_m : torsión media

K_f : factor de concentración de esfuerzos por fatiga de la flexión

K_{fs} : factor de concentración de esfuerzos por fatiga de la torsión

n : factor de seguridad

S_e : límite de resistencia a la fatiga

S_y : límite de resistencia a la fluencia

Para determinar los valores de K_f y K_{fs} hay que tener en cuenta que el factor q (sensibilidad a la muesca) se toman valores de 0 cuando no hay discontinuidades y 1 cuando existen discontinuidades a lo largo de la barra de acuerdo con la **ecuación 23**.

$$\begin{aligned} K_f &= 1 + q (K_f - 1) \\ K_{fs} &= 1 + q (K_{fs} - 1) \end{aligned} \quad (23)$$

El límite de resistencia a la fatiga en la posición crítica de la barra portaherramientas se describe mediante la siguiente **ecuación 24**:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S_e' \quad (24)$$

Factor de modificación por la condición superficial Ka , para los valores de sus coeficientes se toma con la condición de maquinado o laminado en frío bajo el criterio de la **ecuación 25**.

$$Ka = aSut^b \quad (25)$$

Kb : factor de modificación por el tamaño (para cargas de torsión y flexión) para cargas axiales no hay efecto del tamaño.

Kc : factor de modificación por la carga

Kd : factor de temperatura

Ke : factor de confiabilidad

Se' límite de resistencia a la fatiga que se lo determina de acuerdo con la **ecuación 26**:

$$Se' = 0.5 * Sut \quad (26)$$

Par obtener el valor del par de torsión medio se lo realice con la **ecuación 27**:

$$T_m = F_c * L_c \quad (27)$$

4.1.11 Análisis de flexión

Dentro de las máquinas herramientas en donde el husillo de un torno o un taladro de banco y el árbol de una fresadora disponen de herramientas de corte para maquinar metales. La flexión del husillo o árbol tendría un efecto adverso en la precisión de la máquina. El tipo de carga y apoyo de estos elementos de máquina indican que son vigas. La flexión provocada por la aplicación de estas fuerzas reduce la precisión de la medición deseada, conforme lo citado por Mott (2009).

Es responsabilidad del diseñador especificar las flechas máximas de una viga de máquina, chasis o estructura, se presentan en la **tabla 8** algunos valores referenciales mínimos de flexión para vigas.

Tabla 8.

Límite de flexión recomendados

Parte general de una máquina	$y_{\text{máx}} = 0.0005$ a 0.003 in/in o mm/mm de longitud de viga.
Precisión moderada	$y_{\text{máx}} = 0.00001$ a 0.0005 in/in o mm/mm de longitud de viga.
Alta precisión	$y_{\text{máx}} = 0.000001$ a 0.00001 in/in o mm/mm de longitud de viga.

Fuente: (Mott, Resistencia de Materiales , 2009)

Para definir de manera gráfica la condición de una viga se utilizan cinco diagramas: de carga, fuerza cortante, momento flexionante, de flexión y pendiente como se muestra en la **figura 10**:

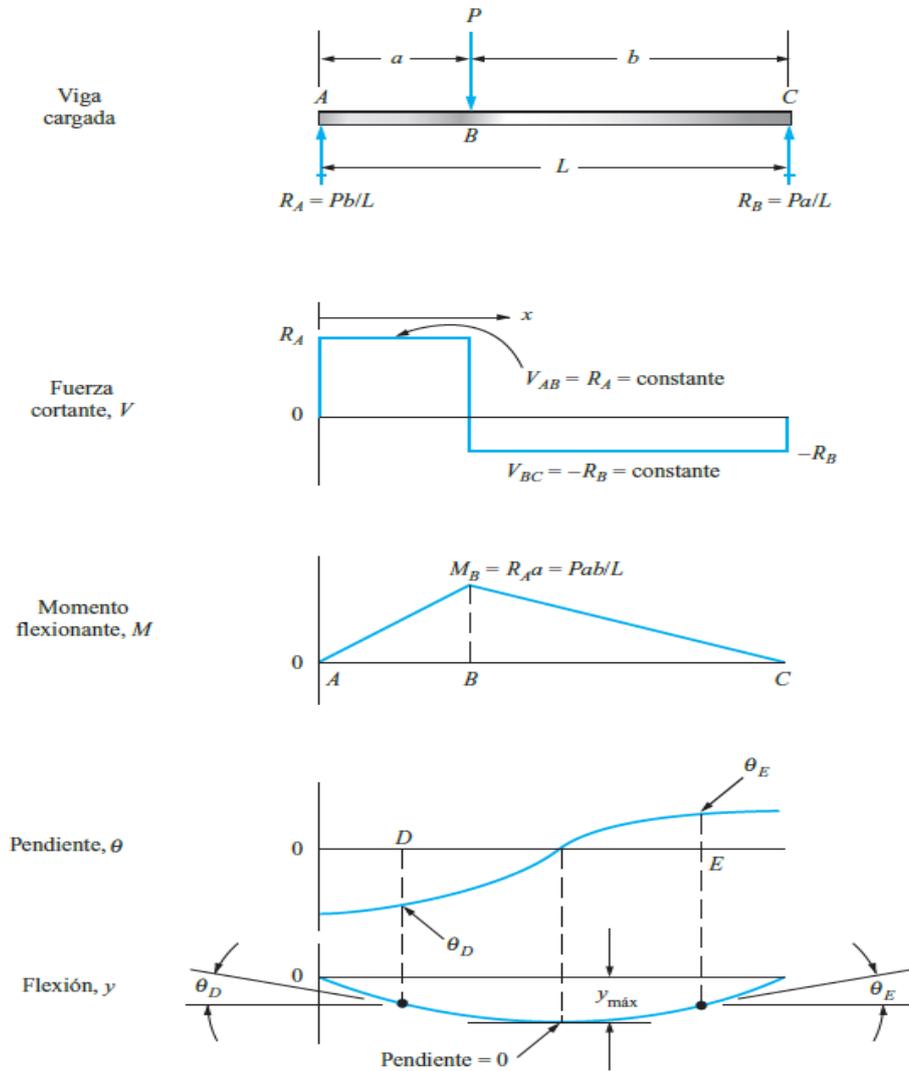


Figura 10. Diagramas de una viga (Mott, Resistencia de Materiales , 2009)

4.1.11.1 Rigidez de una viga.

La cantidad de flexión de una viga es inversamente proporcional a su rigidez, indicada por el módulo EI, el módulo de elasticidad es la rigidez del material e I es el momento de inercia. Para reducir al mínimo la flexión de una viga se debe elegir un material que tenga el módulo de elasticidad alto, es importante mencionar que el material que pueda reducir al mínimo los esfuerzos flexionantes también se consideran buenos para reducir al mínimo las flexiones en la viga Mott, Resistencia de Materiales , (2009).

4.1.11.2 Flexiones de una viga con el método de la fórmula.

Existen múltiples configuraciones de apoyos y fuerzas que actúan en una viga para ello se ha desarrollado ecuaciones para los casos más comunes, para el cálculo de flexión en cualquier punto de la viga.

Hay que tener en cuenta que estas fórmulas son válidas cuando la sección transversal de la viga es uniforme a todo el largo de ella.

Para una viga simplemente apoyada con carga en el centro tenemos la **ecuación 28**:

$$f_{max} = \frac{-PL^3}{48EI} \quad (28)$$

Donde:

P: carga

L: longitud de la barra

I: momento de inercia

E: módulo elástico del acero

El momento de inercia para una barra sólida se calcula mediante la **ecuación 29**:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (29)$$

Donde:

d: diámetro de la barra

4.1.12 Acoples mecánicos

Según: Schwartz, (2020) un acople mecánico es un elemento de una máquina que sirve para prolongar líneas de transmisión de ejes o conectar tramos de diferentes ejes en planos diferentes o con dirección paralela, para transmitir energía.

4.1.12.1 Tipos de acoplamientos mecánicos.

La industria ha desarrollado una gran variedad de acoplamientos mecánicos y los cuales se los ha clasificado en tres grupos que son: rígidos, flexibles y especiales o articulados, la **figura 11** nos ilustra los acoples mecánicos descritos.



Figura 11. Acoples mecánicos (Schwartz, 2020)

Existen infinidad de acoples mecánicos los cuales pueden ser diseñados de acuerdo a un caso específico para la industria de este tipo tenemos: de platillos, por sujeción cónica y de manguito o con prisionero.

De igual forma los acoplamientos pueden ser visto desde el tipo de trabajo para el cual se los construya por ejemplo el método de desalineación, están fabricados de plásticos y solo pueden absorber desalineación angular y se dividen en: de tipo engranaje, de cadena, de rejilla de acero y acoplamientos de elementos flexionantes.

4.1.12.2 Criterios de selección de acople mecánico.

Para la selección de un acople mecánico hay que tener claro:

- Tipo de función que vaya a cumplir
- Si los ejes son iguales o de diferente diámetro
- El funcionamiento que va a tener
- Las cargas que debe soportar
- El tipo de trabajo a realizar

Todas estas características hay que tener en cuenta a la hora de elegir un acople mecánico, de acuerdo a los fabricantes se puede determinar el par recomendado para la selección de los acoples mecánicos mediante la **ecuación 30**:

$$T = T_{motor} * f_s \quad (30)$$

Donde:

T_{motor} : torque nominal del motor (Nm)

f_s : factor de servicio determinado en los catálogos de fabricantes

4.2 Capítulo II: Mecanismos de movimiento y Desbaste

Para una clara comprensión de lo que es un mecanismo según SadiTransmisiones, (2020) que un mecanismo es aquel artilugio o maquinaria encargados de convertir el movimiento realizado gracias a un elemento impulsor (fuerza de entrada), como podría ser el caso de un motor, en un movimiento dirigido (fuerza de salida) al que se llama elemento conducido o dirigido.

4.2.1 Tipos de Mecanismos

Como hemos dicho, tanto los mecanismos de transmisión del movimiento como los de transformación del movimiento cuentan con diferentes movimientos o posiciones.

4.2.1.1 Movimiento circular o rotatorio

Este movimiento se basa en un desplazamiento circular y girando, como sería el movimiento de una rueda.

4.2.1.2 Movimiento lineal

La principal característica de este movimiento es que se desplaza siempre en línea recta y de forma continua.

4.2.1.3 Movimiento alternativo

El desplazamiento de este tipo de movimiento se caracteriza por realizar un trayecto de ida y vuelta, oscilando o dando bandazos, de manera controlada.

4.2.2 Mecanismo de transmisión de movimiento

Para entrar más en profundidad sobre los mecanismos de transmisión del movimiento destacamos los dos tipos característicos que le pertenecen. El mecanismo lineal, donde sus componentes de entrada y salida transcurren en un movimiento lineal y el mecanismo circular, donde sus elementos transcurren en movimiento circular SadiTransmisiones (2020).

4.2.3 Mecanismos que convierten el movimiento circular en uno lineal

Existen movimientos que nos permiten convertir el movimiento circular en uno lineal, esto se aplica para diferentes dispositivos mecánicos capaces de producir grandes cantidades de esfuerzo, entre ellos tenemos:

- **Tornillo- Husillo:** consta de un tornillo y una tuerca que tienen como objeto transformar el movimiento circular en lineal.

Si se hace girar el tornillo (elemento motriz), la tuerca avanza por fuera con movimiento rectilíneo (elemento conducido), si se hace girar la tuerca (elemento motriz), el tornillo avanza por dentro con movimiento rectilíneo (elemento conducido) Wordpress (2013), como se representa en la **figura 12**.



Figura 12. Movimiento del sistema Tornillo-Husillo (Salazar, 2017)

Este mecanismo está formado por diferentes partes las cuales se las puede apreciar en la **figura 13**:

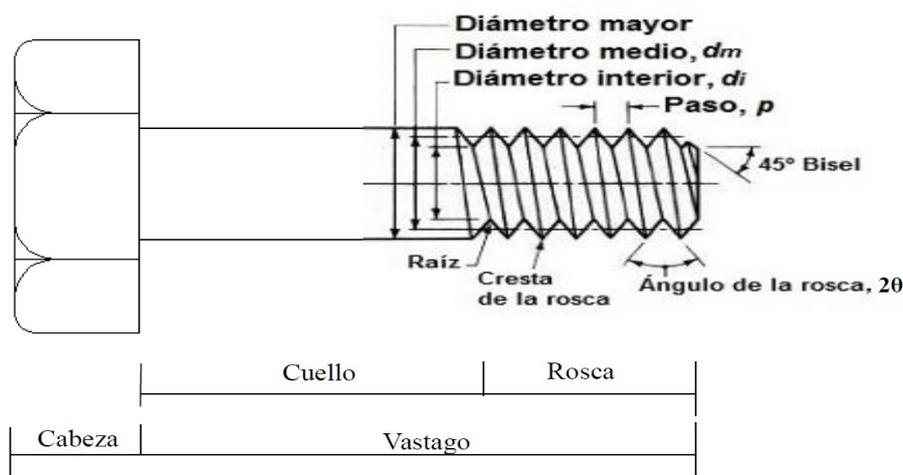


Figura 13. Partes de un tornillo (Plata, 2020)

En el mercado existen diversos tipos de rosca en función de la forma de perfil del filete, el número de filetes que tenga, del paso de rosca y el sentido de giro de avance del tornillo. Generalmente el perfil de una rosca es de forma triangular también existen otras formas capaces de adaptarse a ciertas áreas de trabajo como son: roscas de perfil cuadrado, trapecial y diente de sierra, los tipos de rosca más comunes se los describe en la **figura 14**.

En cuanto al sentido de giro de la rosca, normalmente el avance se produce girando la rosca a la derecha, mientras que el retorno se produce girando la rosca a la izquierda. También existen tornillos y tuercas que funcionan en sentido inverso.



Figura 14. Perfiles de rosca más comunes (Plata, 2020).

5.2.4. Paso de rosca.

Una rosca puede estar conformada por uno o más filetes, estos se encuentran distribuidos paralelamente alrededor del núcleo del tornillo, el número de filetes de una rosca se lo denomina como número de entradas (e), y se denomina paso(p) a la distancia entre dos filetes consecutivos, en la **figura 15** se puede apreciar la forma de constitución de estos elementos:

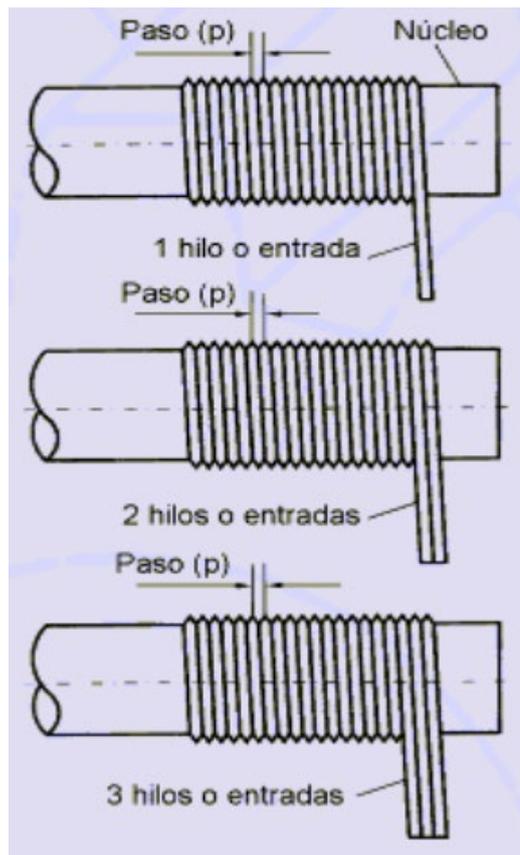


Figura 15. Paso e hilo de una rosca (González, 2020).

Conforme lo mencionado por González (2020), para la construcción de roscas interiores (tuercas) se utilizan los machos de roscar, que son unos tornillos de acero muy duro (templado) provistos de unas ranuras longitudinales que permiten desalojar la viruta que se

genera en el tallado de la rosca. Para la fabricación de roscas exteriores (tornillos) se utilizan las terrajas de roscar que están formadas por una tuerca de acero templado provistas de unas ranuras o paletas longitudinales que permiten desalojar la viruta que se genera en el tallado de la rosca.

Los pasos de rosca más comunes son el fino y grueso cada uno con sus respectivas ventajas para el trabajo que se vaya a desempeñar:

Paso fino

- Mayor resistencia a la tracción, porque presenta una sección resistente más grande.
- Tendencia mínima a aflojar por vibraciones.
- Reglajes más precisos.

Paso grueso

- Menor sensibilidad a los choques.
- Ensamblado más sencillo y rápido.
- Posibilidad de revestimientos de mayor espesor debido al juego de tolerancias, porque los pasos son más amplios.
- Menor riesgo de desgarro del roscado.
- Resiste mejor la fatiga, ya que a medida que aumenta el paso disminuye la carga en el fondo del hilo de rosca.

4.2.3.1 Tipos de rosca.

Los tipos de rosca que ofrece el mercado están configurados de acuerdo al uso que se le vaya a dar o para los fines de trabajo que se desee, por ende, se los ha clasificado en roscas de unión para uso general y roscas para tubería.

- **Rosca triangular-rosca métrica ISO de uso general**

Es de diseño cilíndrico y está formada por un filete helicoidal en forma de triángulo equilátero con crestas truncadas y valles redondeados. El ángulo que forman los flancos del filete es de 60° y el paso, medido en milímetros, es igual a la distancia entre los vértices de dos crestas consecutivas Plata (2020) esto se puede apreciar en la **figura 16**.

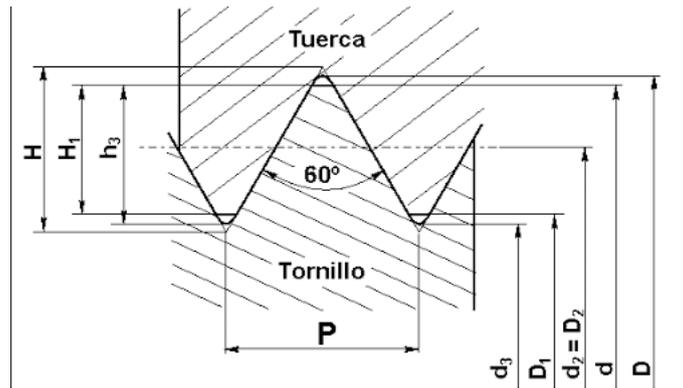


Figura 16. Configuración de una rosca triangular ISO (Plata, 2020).

Se denominan según normas ISO 68-1 e ISO 965-1. Si es de paso griego, se designa con la letra M seguida del valor del diámetro nominal en milímetros. Por ejemplo: M6, si es de paso fino, la letra M va seguida del diámetro nominal en milímetros y el paso en milímetros separados por el signo “x”. Por ejemplo: M6x0.25 si la rosca es a izquierda se añade “izq”. Si es de dos entradas se añade “2 ent” o si es de tres “3 ent”.

Plata. (2020), recalca que la rosca métrica también puede usarse para unir tuberías, siempre y cuando cuenten con las características que se muestran en la **figura 17**; va montada en el mismo roscado cilíndrico y la estanqueidad queda asegurada por una junta tórica o arandela.

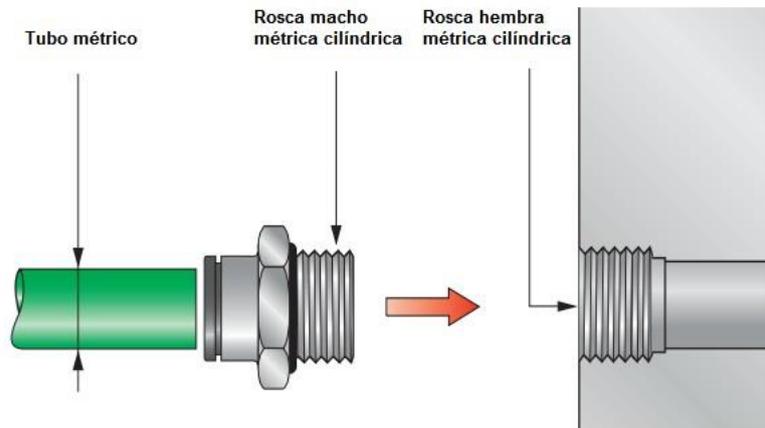


Figura 17. Usos de la rosca métrica (Plata, 2020).

- **Roscas para unión de tuberías**

Rosca normal británica para tubería (BSP) o rosca “gas” Derivada de la rosa Whitworth original (con poco uso en la actualidad) tiene forma de triángulo isósceles y el ángulo que forman los flancos de los filetes es de 55°. El lado menor del triángulo es menor al paso, y las crestas y los valles son redondeados. El diámetro nominal o exterior de la rosca se expresa en pulgadas y el paso está dado por el número de hilos contenidos en una pulgada, por lo que se expresa en hilos por pulgada, en la **figura 18** se presentan las características que conforman este tipo de rosca.

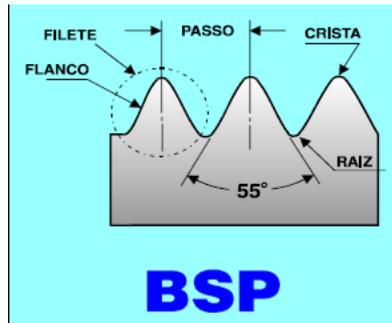


Figura 18. Roscas para unión de tuberías (Plata, 2020)

4.2.3.2 Tornillos de potencia

Los tornillos de potencia, llamados también tornillos de avance, convierten el movimiento giratorio en movimiento lineal en actuadores, máquinas de producción y gatos mecánicos, entre muchas otras aplicaciones. Son capaces de obtener ventajas mecánicas muy grandes; por consiguiente, pueden elevar o mover grandes cargas. En estos casos, se necesita un perfil de cuerda muy fuerte. Mientras que los perfiles estándares de cuerdas están bien adaptados para utilizarse en sujetadores, quizá no sean lo suficientemente fuertes para todas las aplicaciones de tornillos de potencia. Se han estandarizado otros perfiles de cuerda para dichas aplicaciones Norton, (2011).

4.2.3.3 Potencia de un tornillo

Para determinar la potencia de un tornillo de potencia se parte del principio de potencia en donde se expresa como el producto de la velocidad por la fuerza requerida, en la **Ecuación 31** se expresa los factores a tener en cuenta para determinar la potencia de un tornillo:

$$P_t = F_t * V_t \quad (31)$$

Donde:

P_t : potencia de avance

F_t : fuerza de avance

V_t : velocidad de avance

4.2.3.4 Fuerza de elevación.

Para el caso de elevación de carga, se suman las fuerzas en las direcciones x y y: donde μ es el coeficiente de fricción entre el tornillo y la tuerca. la expresión para la fuerza F necesaria para levantar una carga se determina la **ecuación 32**:

$$F = P \frac{(\mu \cos \lambda + \sin \lambda)}{(\cos \lambda - \mu \sin \lambda)} \quad (32)$$

4.2.3.5 Cuerdas cuadradas ACME y reforzadas

La cuerda cuadrada mostrada en la figura 19 literal a, proporciona las mayores eficiencias y resistencias; asimismo, elimina las componentes radiales de fuerza entre el tornillo y la tuerca. Sin embargo, es más difícil cortarla debido a la perpendicularidad de su cara. Se fabrica también una cuerda, que es una modificación de la cuadrada (no mostrada) con un ángulo incluido de 10° para facilitar su fabricación.

La cuerda Acme, de la **figura 19** literal b, tiene un ángulo incluido de 29° , lo cual la hace más fácil de fabricar y, asimismo, permite el uso de una tuerca dividida que se apriete

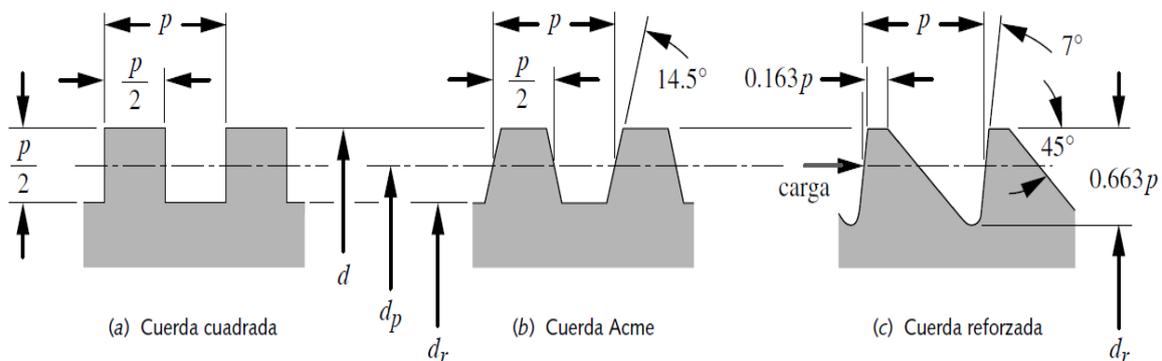


Figura 19. Cuerdas ACME. Norton,(2011)

radialmente contra el tornillo para reducir el desgaste. También existe una cuerda Acme de perno (no mostrada), con dientes de $0.3p$ de altura, en vez del estándar de $0.5p$. Tiene la ventaja de un tratamiento térmico más uniforme. La cuerda Acme es una selección común para tornillos de potencia que deben transportar cargas en ambas direcciones. Si la carga axial sobre el tornillo es unidireccional, la cuerda reforzada figura 19 literal c, se podría usar para obtener una mayor resistencia en la raíz que cualquier otra de las mostradas por Norton, (2011).

La **tabla 9**, muestra las dimensiones principales de las cuerdas estándares Acme:

Tabla 9.*Dimensiones de las cuerdas ACME*

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

Fuente: (Norton, 2011)

4.2.3.6 Análisis de fuerza y torque en un tornillo de potencia

- Cuerdas cuadradas

La cuerda de un tornillo es esencialmente un plano inclinado que se enrolla alrededor de un cilindro para crear una hélice. Si enrollamos una revolución de la hélice, luciría como en la **figura 20** literal a, la cual muestra un bloque que representa una tuerca que se desliza por el

plano inclinado de la cuerda cuadrada. También se presenta el diagrama de cuerpo libre con las fuerzas que actúan sobre la tuerca. La figura 20 literal b, ilustra el diagrama de cuerpo libre de la misma tuerca, conforme se desliza hacia abajo del plano. La fuerza de fricción, desde luego, siempre se opone al movimiento. La inclinación del plano se conoce como el ángulo de avance λ de acuerdo a lo presentado por Norton, (2011).

En la **ecuación 33** se expresa el ángulo de avance para el plano inclinado en una cuerda ACME:

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi * d_p} \quad (33)$$

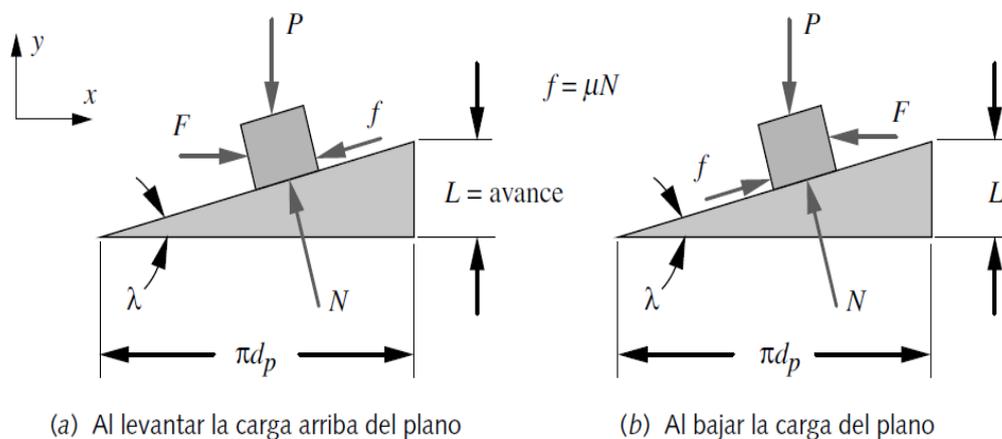


Figura 20. Análisis de fuerzas en el punto de contacto tornillo-tuerca (Norton, 2011).

Tras un análisis de estas fuerzas y cargas presentes en la tuerca y tornillo se procede a desarrollar la **ecuación 34** que nos permite determinar el torque total necesario con una cuerda cuadrada para levantar una carga:

$$T = \frac{P * d_p}{2} \left(\frac{\mu \pi d_p + L}{\pi d_p - \mu L} \right) \quad (34)$$

- **Cuerdas ACME**

El ángulo radial de una cuerda Acme (o cualquiera otra) introduce un factor adicional en las ecuaciones de torque. La fuerza normal entre el tornillo y la tuerca está angulada en dos planos, en el ángulo de avance λ , como se muestra en la figura 20, y en el ángulo $\alpha = 14.5^\circ$ de la cuerda Acme, como se indica en la **figura 21**. Se hace una deducción similar a la de la cuerda cuadrada para obtener las expresiones de los torques de elevación y descenso Norton, (2011).

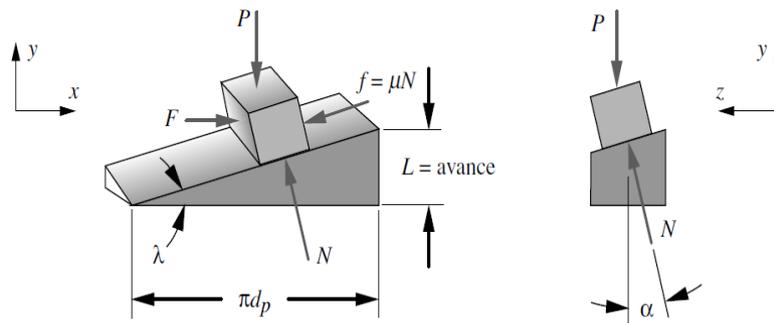


Figura 21. Análisis de fuerzas en el punto de contacto tornillo-tuerca en una cuerda Acme (Norton, 2011)

Para las cuerdas ACME las fuerzas que actúan se puede ver en la figura 21, con estos detalles la ecuación para determinar los valores de torque para levantar una carga se expresa en la **ecuación 35**:

$$T = \frac{P * d_p}{2} \left(\frac{\mu \pi d_p + L \cos \alpha}{\pi d_p \cos \alpha - \mu L} \right) \quad (35)$$

Donde:

P: carga (P/2)

d_p : diámetro de paso

μ : coeficiente de fricción

L: avance

Para determinar el diámetro de paso se emplea la **ecuación 36** para cuerdas ISO:

$$d_p = d - 0.649 * p \quad (36)$$

Donde:

d: diámetro mayor

p: paso

4.2.3.7 Esfuerzos en cuerdas.

Cuando una tuerca se enrosca en una cuerda, teóricamente todas las cuerdas en contacto deberían compartir la carga. En realidad, las imprecisiones en el espaciado de la cuerda ocasionan que toda la carga prácticamente esté soportada por el primer par de cuerdas. Por lo tanto, un enfoque conservador en el cálculo de los esfuerzos en la cuerda es suponer el peor de los casos de un par de cuerdas que soportan la carga completa. El otro extremo es suponer que todas las cuerdas en contacto comparten la carga en la misma medida. Es posible utilizar ambos supuestos para calcular los esfuerzos en la cuerda. El esfuerzo verdadero estará entre tales extremos, pero quizá más cerca al supuesto de una cuerda. Los tornillos y sujetadores de potencia para aplicaciones con cargas grandes usualmente se hacen con acero de alta resistencia

y, por lo general, se endurecen. Las tuercas para tornillos de potencia también pueden ser de material endurecido para mejorar la resistencia y la resistencia al desgaste. Las tuercas de sujetadores, por otro lado, con frecuencia se hacen de material blando; por consiguiente, suelen ser más débiles que el tornillo. Lo anterior facilita la fluencia local en las cuerdas de la tuerca cuando el sujetador está muy ajustado, lo cual puede mejorar el ajuste de la cuerda y facilitar la capacidad para compartir carga entre las cuerdas. Las tuercas endurecidas se usan en pernos endurecidos de alta resistencia Norton, (2011).

Esfuerzo axial

Un tornillo de potencia puede experimentar cargas axiales de tensión o de compresión. Un sujetador roscado generalmente experimenta sólo tensión axial.

Esfuerzo cortante

Una posible falla por cortante interviene en el barrido de las cuerdas de la tuerca o del tornillo. Lo cual, si ocurre cualquiera de estos dos escenarios, depende de las resistencias relativas de los materiales de la tuerca y del tornillo.

El área cortante por barrido A_s para la cuerda del tornillo es el área del cilindro de su diámetro menor d_r se determina mediante la **ecuación 37**:

$$A_s = \pi d_r w_i p \quad (37)$$

Donde:

d_r : diámetro menor

w_i : factor de área para áreas de cortante de barrido en las cuerdas (menor)

p : paso de la cuerda

Para el barrido de la tuerca en su diámetro mayor, el área de cortante de la cuerda de un tornillo se determina mediante la **ecuación 38**:

$$A_s = \pi d_r w_0 p \quad (38)$$

Donde:

d_r : diámetro menor

w_0 : factor de área para áreas de cortante de barrido en las cuerdas (mayor)

p : paso de la cuerda

El esfuerzo cortante τ_s para el barrido de la cuerda se determina mediante la **ecuación 39**:

$$\tau_s = \frac{F}{A_s} \quad (39)$$

Para determinar el esfuerzo mínimo del material recomendable se lo determina mediante la **ecuación 40**:

$$\tau_{mat} = 0.5\sigma_y \leq \tau_s \quad (40)$$

Donde:

τ_{mat} : esfuerzo de material

σ_y : esfuerzo normal

El criterio de la ecuación nos dice que el material a usar debe ser menor que el esfuerzo de material para que sea segura su construcción.

4.2.3.8 Eficiencia del tornillo

La eficiencia para el trabajo se define como el trabajo saliente/ trabajo entrante. El trabajo realizado por un tornillo de potencia es el producto entre el torque y su desplazamiento angular para determinar este valor se procede con la **ecuación 41**:

$$W_e = 2\pi T \quad (41)$$

El trabajo entregado en una revolución es la carga por el avance como se expresa en la **ecuación 42**:

$$W_s = PL \quad (42)$$

A partir de esto la eficiencia de un tornillo será se determina de acuerdo a la **ecuación 43**:

$$e = \frac{PL}{2\pi T} \quad (43)$$

La eficiencia del tornillo es una función que se encuentra ligada netamente a la geometría del tronillo esta se define mediante la **ecuación 44**:

$$e = \frac{\cos \alpha - \mu \tan \lambda}{\cos \alpha + \mu \cot \lambda} \quad (44)$$

4.2.5 Métodos de desbaste

Existen muchas situaciones de manufactura en las cuales los procesos de manufactura comunes no pueden proporcionar la precisión dimensional y el acabado superficial requeridos, por una parte, o el material de la pieza de trabajo es demasiado duro o quebradizo para procesarlo, por ende, uno de los métodos desarrollados para poder cumplir con estos propósitos es el maquinado abrasivo.

El maquinado abrasivo tiene la capacidad de remover pequeñas cantidades de material de una superficie mediante un proceso de corte que genera virutas diminutas. Muchos estamos familiarizados con el uso de discos o piedras abrasivas (abrasivos aglutinados), como se muestra en la **figura 22**, para afilar cuchillos y herramientas, y con el uso de lijas de papel y tela de esmeril para alisar superficies y eliminar esquinas puntiagudas, los abrasivos también sirven para hornear, lapear, abrillantar y pulir piezas de trabajo. Con el empleo de máquinas controladas por computadora, en la actualidad los procesos abrasivos tienen la capacidad de producir una amplia variedad de geometrías según lo mencionado por Schmid, (2008).



Figura 22. Variedad de abrasivos aglutinados que se utilizan en los procesos de maquinado abrasivo.
(Norton Company 2008).

Los abrasivos que más se utilizan en las operaciones de desbaste son:

Abrasivos convencionales

- Óxido de aluminio (Al_2O_3)
- Carburo de silicio (SiC)

Superabrasivos

- Nitruro de boro cúbico (cBN)
- Diamante

Una característica básica de los abrasivos es su friabilidad, es decir los granos abrasivos tienen la capacidad de fracturarse (romperse) en piezas más pequeñas. Ésta es una propiedad importante que proporciona a los abrasivos sus cualidades de autoafilado, que son esenciales para mantener su filo durante el uso.

La alta friabilidad indica baja resistencia a la fractura del abrasivo. Por lo tanto, un grano abrasivo altamente friable se fragmenta con mayor rapidez bajo el efecto de las fuerzas de

rectificado, que uno con baja friabilidad. Por ejemplo, el óxido de aluminio tiene menos friabilidad que el carburo de silicio y, en consecuencia, menos tendencia a fragmentarse.

En la **tabla 10**, se muestran las características de los materiales abrasivos, así como la dureza que poseen:

Tabla 10.

Intervalos de dureza Knoop para diversos materiales y abrasivos

Intervalos de dureza Knoop para diversos materiales y abrasivos			
Vidrio común	350–500	Nitruro de titanio	2000
Pedernal, cuarzo	800–1100	Carburo de titanio	1800–3200
Óxido de zirconio	1000	Carburo de silicio	2100–3000
Aceros endurecidos	700–1300	Carburo de boro	2800
Carburo de tungsteno	1800–2400	Nitruro de boro cúbico	4000–5000
Óxido de aluminio	2000–3000	Diamante	7000–8000

Fuente: (Schmid, 2008)

A continuación en la tabla 12 se presentan algunos procesos de maquinado que a diferencia de los procesos de maquinado y rectificado no generan viruta como el resultado de su operación, estos procesos se empezaron su desarrollo en la década de 1940, una de las características es que no tienen a consideración la dureza del material a maquinar, cuando se seleccionan y aplican apropiadamente, los procesos de maquinado avanzado ofrecen ventajas técnicas y económicas sobre los métodos de maquinado más tradicionales.

Tabla 11.

Procesos de maquinado avanzado

Características generales de los procesos de maquinado avanzado		
Proceso de corte	Características	Parámetros de proceso y velocidad característica de remoción de material o velocidad de corte
Maquinado químico (CM)	Remoción poco profunda en superficies grandes planas o curvas; troquelado de láminas delgadas; bajo costo de herramental y equipo; adecuado para corridas cortas de producción.	0.0025–0.1 mm/min.
Maquinado electroquímico (ECM)	Formas complejas con cavidades profundas; la velocidad más alta de remoción de material entre otros procesos no tradicionales; herramental y equipo costoso; alto consumo de potencia; cantidades de producción medias a altas.	V: 5-25 CD; A: 1.5-8 A/mm ² ;

		2.5-12 mm/min, dependiendo de la densidad de corriente.
Rectificación electroquímica (ECG)	Corte y afilado de materiales duros, como herramientas de carburo de tungsteno; también se utiliza como proceso de horneado; velocidad de remoción más alta que la rectificación.	A: 1-3 A/mm ² ; comúnmente 25 mm ³ /s por 1000 A.
Maquinado por descarga eléctrica (EDM)	Formado y corte de partes complejas fabricadas con materiales duros; puede producir algún daño superficial; también se usa como proceso de rectificación y corte; herramental y equipo costoso.	V: 50-380; A: 0.1-500; comúnmente 300 mm ³ /min.
EDM con alambre	Corte de contornos de superficies planas o curvas; equipo costoso.	Varía con el material y el espesor.
Maquinado por rayo láser (LBM)	Corte y producción de orificios en materiales delgados; zona afectada por el calor; no requiere vacío; equipo costoso; consume mucha energía.	0.50-7.5 m/min.
Maquinado por haz de electrones (EBM)	Corte y producción de orificios en materiales delgados; orificios y ranuras muy pequeñas; zona afectada por el calor; requiere vacío; equipo costoso.	1-2 mm ³ /min.
Maquinado por chorro de agua (WJM)	Corte de todo tipo de materiales no metálicos; adecuado para el corte de contornos en materiales flexibles; no causa daño térmico; ruidoso.	Varía de manera considerable con el material.
Maquinado por chorro de agua abrasivo (AWJM)	Corte de una o varias capas de materiales metálicos y no metálicos.	Hasta 7.5 m/min.
Maquinado por chorro abrasivo (AJM)	Corte, ranurado, rebabe, ataque y limpieza de materiales metálicos y no metálicos; tiende a redondear las aristas afiladas, puede ser peligroso.	Varía de manera considerable con el material.

Fuente: (Schmid, 2008).

4.2.6 Rodamientos

Para permitir el giro de los ejes sobre sus alojamientos, éstos se montan sobre rodamientos. Los rodamientos reducen el rozamiento y el desgaste facilitando el giro y alargando los periodos de mantenimiento de los componentes Galarza Villafuerte, (2014).

4.2.7 Tipos de rodamientos

4.2.7.1 Rodamiento de bolas

El programa de suministro FAG contiene una multitud de tipos de rodamientos que permite al proyectista seleccionar el tipo más apropiado para sus necesidades. Rodamientos de

bolas y rodamientos de rodillos se distinguen por el tipo de elementos rodantes, de acuerdo a la página web de Fag, (2023), de igual forma en la **figura 23** se puede apreciar lo antes mencionado.

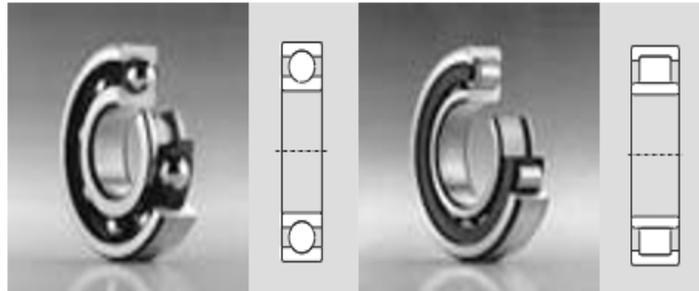


Figura 23. Rodamiento rígido de bolas y rodillos. (Fag, 2023)

Antes de decidirse por un cierto tipo de rodamiento, se debe considerar muchos criterios; por ejemplo; algunas exigencias pueden alcanzarse con rodamientos rígidos de bolas, pueden soportar cargas radiales y axiales medias, son apropiados para muy elevadas velocidades y giran silenciosamente. Además, están disponibles rodamientos rígidos de bolas con tapas de protección y tapas de obturación.

4.2.7.2 Carga radial

Los rodamientos que principalmente han de soportar cargas radiales, se llaman rodamientos radiales. Tienen un ángulo de contacto nominal de $\alpha_0 \leq 45^\circ$. Los rodamientos de rodillos soportan mayores cargas radiales que los rodamientos de bolas de igual tamaño. Los rodamientos de rodillos cilíndricos tipo N y NU únicamente resisten cargas radiales. Los otros tipos de rodamientos radiales soportan cargas radiales y axiales.

4.2.7.3 Carga axial

Los rodamientos axiales soportan cargas que actúan, principalmente, de manera axial a lo largo del eje según su diseño, los rodamientos axiales pueden soportar cargas axiales puras en uno o en ambos sentidos, y algunos pueden también soportar cargas radiales (cargas combinadas). Los rodamientos axiales no admiten velocidades tan elevadas como los rodamientos radiales del mismo tamaño SKF, (2019). Los rodamientos que principalmente han de soportar cargas axiales (rodamientos axiales), tienen un ángulo de contacto nominal $\alpha_0 \geq 45^\circ$, alegado en Fag, (2023).

4.2.7.4 Dimencionamiento de rodamientos

Muchas veces el diámetro del agujero de los rodamientos viene especificado por el diseño general de la máquina o dispositivo. Sin embargo, para determinar finalmente las demás medidas principales y el tipo de rodamiento, conviene averiguar mediante un cálculo de

dimensionado, si las exigencias de vida, seguridad estática y rentabilidad quedan satisfechas. En este cálculo se hace una comparación entre la sollicitación del rodamiento y su capacidad de carga, según Fag, (2023).

Para la selección de elementos rodantes se tuvo en cuenta las cargas dinámicas y las cargas estáticas, una carga estática tiene lugar si el movimiento relativo entre los aros de los rodamientos es nulo o muy lento. La mayoría de los rodamientos se solicitan dinámicamente. Sus aros giran relativamente entre sí. Con el cálculo de dimensionado se examina la seguridad contra la fatiga prematura del material de los caminos de rodadura y de los cuerpos rodantes.

Los rodamientos pueden ser solicitados de dos formas estática o dinámicamente, bajo una sollicitación a carga estática, se calcula el factor de esfuerzos estáticos f_s , para demostrar que se ha elegido un rodamiento con suficiente capacidad de carga.

La carga estática equivalente P_0 (kN) es un valor teórico. Es una carga radial en rodamientos radiales y una carga axial y centrada en los rodamientos axiales. P_0 origina la misma sollicitación en el punto de contacto más cargado entre cuerpos rodantes y camino de rodadura que la carga combinada real, esta se determina mediante la **ecuación 45**:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad (45)$$

Donde:

P_0 : carga estática equivalente

X_0 : factor radial

Y_0 : factor axial

F_r : carga radial

F_a : carga axial

En el método de cálculo normalizado (DIN/ISO 281) para rodamientos solicitados dinámicamente, se parte de la fatiga del material (formación de pitting) como causa del deterioro del rodamiento. La carga dinámica equivalente P [kN] es un valor teórico. Es una carga radial en rodamientos radiales y una carga axial en rodamientos axiales, que es constante en magnitud y sentido. P produce la misma vida que la combinación de cargas, está se la determina mediante la **ecuación 46**:

$$P = X F_r + Y F_a \quad (46)$$

Donde:

P : carga dinámica equivalente

X : factor radial

Y : factor axial

F_r : carga radial

F_a : carga axial

Los valores X e Y así como información sobre el cálculo de la carga dinámica equivalente para los distintos tipos de rodamientos están indicados en las tablas de rodamientos o en los textos preliminares.

4.2.7.5 Vida nominal de un rodamiento

Si considera únicamente la carga y la velocidad, puede utilizar la vida nominal básica, L_{10} .

La vida nominal básica de un rodamiento según la normativa ISO 281 se puede determinar mediante la **ecuación 47**:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (47)$$

Donde:

L_{10} : vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) [millones de revoluciones]

C: capacidad de carga dinámica básica (kN)

P: carga dinámica equivalente del rodamiento (kN)

p: exponente de la ecuación de la vida (3 para rodamientos de bola o 10/3 para rodamientos de rodillo)

Si la velocidad es constante, es preferible calcular la vida expresada en horas de funcionamiento utilizando la **ecuación 48**:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} \quad (48)$$

Donde:

L_{10h} : vida nominal básica (con una confiabilidad del 90%) [horas de funcionamiento]

4.2.8 Rodamientos de rodillos cónicos

Los rodamientos de rodillos cónicos tienen caminos de rodadura en los aros interior y exterior, así como rodillos cónicos. Estos rodamientos han sido diseñados para soportar

cargas combinadas, es decir, cargas radiales y axiales simultáneas. Las líneas de proyección de los caminos de rodadura convergen en un mismo punto en el eje del rodamiento como se puede apreciar en la **Figura 24**, para proporcionar un rodamiento preciso y, por lo tanto, un funcionamiento con momentos de fricción reducidos. La capacidad de carga axial de los rodamientos de rodillos cónicos aumenta cuando se incrementa el ángulo de contacto α . El tamaño del ángulo de contacto, que suele ser de entre 10° y 30° , está relacionado con el factor de cálculo e : cuanto mayor sea el valor de e , mayor será el ángulo de contacto SKF, (2019).

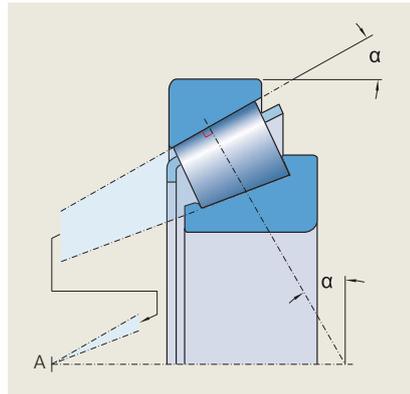


Figura 24. Líneas de proyección de rodadura SKF, (2019).

4.2.8.1 Características de los rodamientos cónicos.

- **Baja fricción**

El diseño optimizado en los extremos de los rodillos y su acabado favorecen la formación de una película de lubricante que reduce la fricción.

- **Vida útil prolongada**

Los perfiles abombados de los caminos de rodadura de los rodamientos de diseño básico y los perfiles logarítmicos de los caminos de rodadura de los rodamientos SKF Explorer optimizan la distribución de la carga a lo largo de las superficies de contacto, reducen los picos de tensión en los extremos de los rodillos, y reducen la sensibilidad a la desalineación y a la flexión del eje en comparación con los perfiles rectos de los caminos de rodadura convencionales SKF, (2019).

- **Desmontables e intercambiables**

Según el diseño, los rodamientos de rodillos cónicos son desmontables y los componentes de los rodamientos del mismo tamaño son totalmente intercambiables como se muestra en la **Figura 25**.

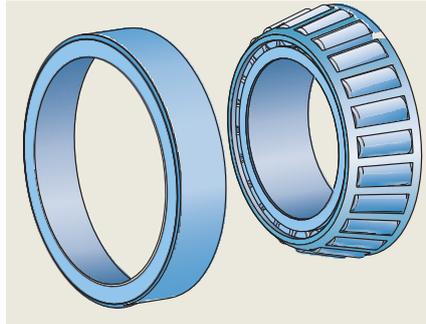


Figura 25. Rodamientos cónicos (SKF, 2019)

4.2.8.2 Capacidad de carga dinámica C para una pareja de rodamientos de rodillos cónicos.

Si dos rodamientos de rodillos cónicos de igual tamaño y ejecución, están montados uno contra el otro según las disposiciones en O ó en X, la capacidad de carga de la pareja de rodamientos se obtiene a partir de la **ecuación 49**:

$$C = 1.715 * C_{rodamiento\ individual} \quad (49)$$

De acuerdo a los fabricantes Fag, (2023), la capacidad de carga de la pareja de rodamientos se obtiene a partir de los criterios descritos en la **Ecuación 50**:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \text{ o } \frac{F_a}{F_r} > e \quad (50)$$

La capacidad de carga dinámica se establece de acuerdo a la posición en la que vayan a ser instalados la pareja de rodamientos de esta manera tenemos determinados mediante la **Ecuación 51**:

$$P = F_r \quad (kN) \text{ para } \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (51)$$

Si no cumple el valor anterior entonces la carga dinámica para un rodamiento cónico individual estará determinada de acuerdo a la **Ecuación 52**:

$$P = 0.4F_r + YF_a \quad (kN) \text{ para } \frac{F_a}{F_r} > e \quad (52)$$

Los valores para Y, y e están estipulados en las tablas de los fabricantes de rodamientos. La disposición de rodamientos en determinada posición determina el tipo de criterio de

selección que se lleva a cabo para un correcto desempeño estas disposiciones se clasifican en O ó en X para determinar cuál de los criterios se debe emplear usaremos la **Ecuación 53**:

$$P = F_r + 1.12YF_a \quad (kN) \text{ para } \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (53)$$

Si la condición anterior no satisface los criterios entonces se usará el siguiente criterio descrito por la **Ecuación 54**:

$$P = 0.67F_r + 1.68YF_a \quad (kN) \text{ para } \frac{F_a}{F_r} > e \quad (54)$$

Para F_r y F_a se toman las fuerzas que actúan sobre la pareja de rodamientos. Los valores Y , e se toman de las tablas de rodamientos Fag, (2023).

4.2.9 Rodamientos lineales

Un rodamiento lineal, es un tipo específico de cojinete que se emplea para movimientos de traslación (en vez de rotativos). Se compone de una jaula y segmentos de rodadura de acero y bolas de ese mismo material.

En el mercado existen una gran variedad de rodamientos lineales tales como:

Rodamiento de bolas estándar cerrados, cumplen con la norma ISO 10285, y son empleados en múltiples aplicaciones gracias a su ejecución precisa y su buena calidad.

Rodamiento de bolas estándar abiertos, para suprimir la deformación del eje, se puede utilizar un eje con soporte de eje. En este caso, se montan rodamientos lineales de bolas abiertos. Especialmente adaptado para las aplicaciones con cargas elevadas.

Rodamientos lineales de bolas, ajustables ranurados pueden montarse en un cuerpo de soporte con alojamiento ajustable, permitiendo de este modo optimizar el juego entre el eje y el rodamiento lineal.

Rodamientos lineales de bolas con brida, de la serie BBER son un complemento de los rodamientos lineales de bolas estándar que ofrecen otro principio de fijación.

Presentan las siguientes ventajas:

- La brida permite reducir la longitud del diámetro interior y el espacio general que ocupa el soporte.
- El montaje de este tipo permite reducir el número de piezas necesarias para el montaje.
- La fijación mediante atornillado reduce los costes de montaje y permite una sustitución fácil durante las operaciones de mantenimiento.

Rodamientos lineales de bolas en tándem poseen las dimensiones y tolerancias de los rodamientos lineales estándar cerrados (BBE), con el doble de longitud. Su utilización es interesante en las aplicaciones donde existan pares de fuerzas altos.

Este tipo de rodamientos lineal de bolas puede permitir sustituir dos rodamientos lineales estándar. La concentricidad es la misma, lo cual garantiza una mejor precisión de guiado, una concepción simplificada y costes de montaje optimizados.

Rodamientos lineales de bolas en tándem con brida, combinan las ventajas del rodamiento lineal de bolas con brida y las del rodamiento de bolas en tándem. Su longitud aumentada garantiza un guiado rígido y preciso, lo cual puede permitir prescindir de un segundo rodamiento lineal.

Rodamientos lineales de bolas con brida cuentan con una brida de fijación central, han sido especialmente desarrollados para las situaciones de montaje en las que el guiado es perpendicular a la superficie de apoyo. Estos rodamientos pueden permitir prescindir de un soporte y simplificar la aplicación Rexroth Bosch, (2007).

Existen múltiples variaciones de rodamientos lineales diseñados para trabajos en específico o soportar mayor carga estos se los puede apreciar en la **Figura 26**:



Figura 26. Rodamientos lineales (Idre-SA, 2023)

4.2.9.1 Factores que intervienen en los rodamientos lineales

Un aspecto importante para cualquier cojinete es el tiempo de vida útil que este puede brindar al mecanismo, hay que tener en cuenta que esto se verá afectado por las condiciones de trabajo que en muchas ocasiones suelen ser diferentes para las cuales han sido diseñadas o seleccionadas, teniendo en claro esto la vida útil de un cojinete lineal se determina mediante la **Ecuación 55**:

$$L = 2 * s * n_s * 60 * L_h \quad (55)$$

Donde:

L: duración de vida nominal (m)

s: longitud de carrera (m)

n_s : frecuencia de carrera (min)

L_h : duración de vida nominal (h)

La capacidad de carga para rodamientos lineales se determina mediante la **ecuación 56**:

$$C_{req} = \frac{F_m}{f_H * f_t * f_s * f_L} \quad (56)$$

Donde:

C_{req} : capacidad de carga dinámica requerida

F_m : carga dinámica equivalente

f_H : factor de dureza

f_t : factor de temperatura

f_s : factor de carrera

f_L : factor de duración de vida

Los factores que describen la ecuación son tomados del catálogo de los fabricantes valores en los que se detalla las características que se deben considerar para la selección de cada uno de los factores que intervienen en la ecuación 56.

4.2.9.2 Carga de seguridad estática

De acuerdo a Rexroth Bosch, (2007) la carga de seguridad estática S_0 sirve para evitar deformaciones permanentes en las pistas de rodadura y en los cuerpos rodantes. Es la relación entre capacidad de carga estática C_0 y la carga máxima presente $F_{0máx}$. Lo determinante es la máxima amplitud, aún cuando éstas aparezcan brevemente, esta se determina mediante la **ecuación 57**:

$$S_0 = \frac{C_0}{F_{0máx}} \quad (57)$$

Donde:

S_0 : carga de seguridad estática

C_0 : capacidad de carga estática (N)

$F_{0máx}$: carga estática máxima (N)

4.3 Capítulo III: Elementos eléctricos

Para el funcionamiento de la mayoría de máquinas herramientas su principal fuente de alimentación es la electricidad.

En el presente capítulo se detallan algunos aspectos fundamentales dentro de la electricidad y de los elementos que son empleados para su control.

4.3.1 Definición

La electricidad es un conjunto de fenómenos producidos por el movimiento o interacción de las cargas eléctricas positivas y negativas de los cuerpos físicos, Nuclear (2020).

4.3.2 Circuitos eléctricos

Es un conjunto de elementos conectados entre sí por el que circula una corriente eléctrica, en caso de que el circuito sea cerrado los electrones pasarán por cada elemento en cierto momento dado, estos elementos deben dejar pasar los electrones.

Para ser llamado circuito eléctrico debe cumplir con los siguientes requisitos: generador, receptor, fusible, interruptor y cable conductor.

4.3.3 Tipos de circuitos eléctricos

Existen tres tipos de circuitos eléctricos: serie, paralelo y mixto.

- Circuitos en serie: su característica es que los elementos del circuito se encuentran conectados en secuencia y la corriente fluye a través de ellos en una sola dirección.
- Circuitos en paralelo: es aquel circuito en donde el flujo de corriente puede circular a través de sus elementos de manera simultánea y separada.
- Circuito mixto: es la combinación de los circuitos en serie y paralelo.

4.3.4 Corriente eléctrica alterna

La corriente eléctrica alterna polifásica es aquel que está formado por más de una fase como se puede apreciar en la **figura 25**, el sistema más empleado es aquel que se encuentra formado por 3 fases denominado sistema trifásico, estas fases deberán cumplir con una serie de requisitos:

- Frecuencia: deben compartir frecuencias iguales que será la frecuencia del sistema.
- Desfase: el desfase será determinado por la siguiente **ecuación 58**:

$$Desfase = \frac{360^\circ}{n^\circ \text{ de fases}} \quad (58)$$

- Tensión: el valor de voltaje de cada una de las fases será el mismo.

Circuitos eléctricos de fuerza

Dentro de este esquema se representan los elementos que demandan un alto consumo energético como son: motores eléctricos, sus elementos de conmutación (contactores), y elementos de protección (disyuntores, relés térmicos), Filiu, (2017).

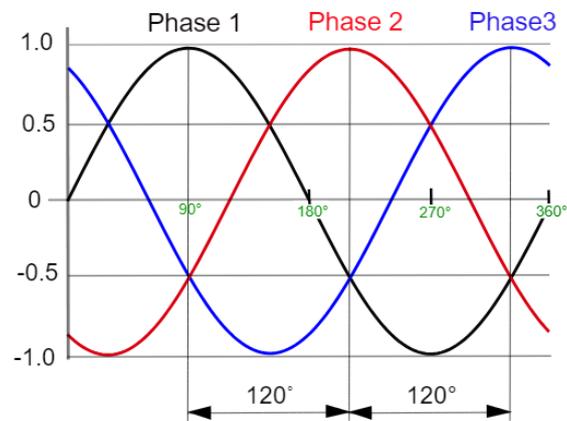


Figura 27. Onda alterna trifásica (Areatecnologia, 2020)

4.3.5 Circuitos eléctricos de mando o control

Este diagrama contiene los elementos que son necesarios para poder gobernar correctamente los elementos del diagrama de fuerza, además contiene los elementos de medida, así como los de realización de maniobras.

La alimentación de estos circuitos suele ser de baja potencia. La tensión puede ser tomada de la alimentación del esquema de fuerza o a su vez emplear un transformador para

obtener el voltaje deseado Filiu, (2017). En la figura 28 se detalla un diagrama de fuerza y mando para el funcionamiento de un motor trifásico.

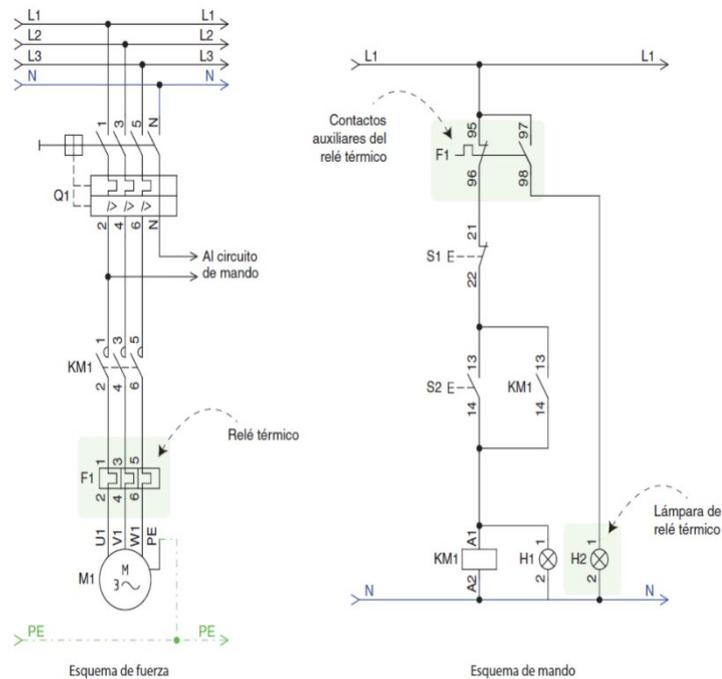


Figura 28. Esquemas eléctricos fuerza-mando (Altamirano, 2019)

4.3.6 Motores eléctricos

Los motores monofásicos son los motores eléctricos más conocidos porque se utilizan en aparatos domésticos y herramientas portátiles. En general se emplean cuando no se dispone de potencia trifásica. Existen muchos tipos de motores monofásicos en el mercado, cada uno diseñado para satisfacer una aplicación específica Wildi, (2007).

Los motores eléctricos están conformados por la siguiente estructura:

- La carcasa: parte externa que encierra todos los elementos eléctricos del motor.
- Inductor: denominado estator cuando se trata de motores de corriente alterna, consta de un apilado de chapas metálicas y sobre ellas se encuentra enrollado el bobinado estatórico
- Inducido: denominado rotor en motores de corriente alterna consta de un apilado de chapas metálicas y sobre ellas está enrollado el bobinado rotórico, que constituye la parte móvil del motor y resulta ser la saluda o el eje del motor.

4.3.7 Conexión y arranque de un motor trifásico

Los motores asíncronos trifásicos son motores bitensión, puede conectarse a dos tensiones de red diferentes, 220/380 V. La tensión menor indica la tensión de fase nominal, o sea, la máxima tensión a aplicar al bobinado. Un exceso de tensión puede provocar

perforaciones en el aislamiento y/o sobrecalentamiento, reduciendo drásticamente la vida útil. Una tensión demasiado pequeña reduce en un tercio la potencia útil del motor. Así, ante una red con la tensión menor conectaremos el motor en triángulo, y ante una red con la tensión mayor lo conectaremos en estrella Bueno, (2017).

4.3.8 Potencia en sistemas trifásicos

Un sistema trifásico posee tres tipos de potencia al igual que un sistema monofásico denominadas: potencia aparente(S), potencia activa(P) y la potencia reactiva(Q), la que es expresada normalmente en las placas de los motores es la potencia activa la cual se la determina mediante la **ecuación 59**:

$$P = \sqrt{3} * U_L * I_L * \cos \varphi \quad (59)$$

Donde:

U_L : tensión de línea (V)

I_L : corriente de línea (A)

P: potencia (W)

$\cos \varphi$: factor de potencia

4.3.9 Motores de velocidad gradual o de pasos

Los motores de velocidad gradual o de pasos son motores especiales que se utilizan cuando el movimiento y la posición se tienen que controlar con precisión. Como su nombre lo dice, los motores de pasos giran en pasos discretos, y cada paso corresponde a un pulso que es suministrado a uno de sus devanados de estator. Dependiendo de su diseño, un motor de pasos puede avanzar 90°, 45°, 18° o incluso una fracción de grado por pulso. Variando la velocidad de los pulsos se puede hacer que el motor avance muy lentamente, un paso a la vez, o que gire gradualmente a velocidades tan altas como 4000 r/min Wildi, (2007).

4.3.9.1 Tipos de motores de pasos.

Existen 3 tipos de motores de paso:

- Motores de paso de reluctancia variable.
- Motores de paso de imán permanente.
- Motores de pasos híbridos.

4.3.10 Motores de pasos y controles lineales

La mayoría de los motores de pasos están acoplados a un tornillo de avance que permite convertir el movimiento giratorio en desplazamiento lineal. Suponga, por ejemplo, que un motor de pasos que realiza 200 pasos por revolución está acoplado a un tornillo de avance cuyo

paso es de 5 cuerdas por pulgada. El motor tiene que realizar $200 \cdot 5 = 1000$ pasos para producir un movimiento lineal de 1 pulgada. Por consiguiente, cada paso produce un desplazamiento de 0.001 pulgadas. Contando los pulsos con precisión, podemos posicionar una máquina herramienta, un brazo X-Y y así sucesivamente, con una precisión de una milésima de pulgada a lo largo de todo el movimiento deseado. Esta gran precisión sin retroalimentación es la razón por la cual los motores de pasos son tan útiles en sistemas de control Wildi, (2007).

4.3.11 Elementos de control

4.3.11.1 Variador de frecuencia

En los motores asíncronos de corriente alterna la velocidad de giro no depende de la tensión de alimentación sino de la frecuencia de la red. Los variadores de frecuencia (velocidad), tienen como misión variar la frecuencia de la corriente de alimentación. Se realizan basándose en tiristores que forman contactores estáticos. Se configura con un convertidor alterna/continua y un convertidor continua/alterna de velocidad variable entre 0 Hz y la frecuencia de red. El variador de frecuencia permite la variación de velocidad total desde 0 rpm a la velocidad nominal del motor a par constante. Su rendimiento es alto, y permite un factor de potencia aproximadamente de 1. Permite la ausencia de sobretensiones por transitorios. Hace innecesarios elementos de protección del motor Himilce, (2020).

4.3.11.2 Partes de un variador de frecuencia.

- **Circuito rectificador:** recibe la tensión alterna y la convierte en continua por medio de un puente rectificador de diodos o tiristores.
- **Circuito intermedio:** consiste en un circuito LC cuya función primordial es suavizar el rizado de la tensión rectificada y reducir la emisión de armónicos hacia la red.
- **Inversor:** Convierte el voltaje continuo del circuito intermedio en uno de tensión y frecuencia variable mediante la generación de pulsos. Los variadores modernos emplean IGBT (Isolated Gate Bipolar Transistor) para generar los pulsos de voltaje de manera controlada.
- **Circuito de control:** El circuito de control enciende y apaga los IGBT para generar los pulsos de tensión y frecuencia variables. Además, realiza las funciones de supervisión de funcionamiento monitoreando la corriente, voltaje, temperatura, etc. con teclados e interfaces amigables de fácil empleo.

En la **figura 29** se aprecia las partes que conforman el variador de frecuencia.



Figura 29. Partes de un variador de frecuencia (Electrotec, 2020)

4.3.12 Elementos de maniobra y control

Los elementos de control o maniobra son aquellos que nos permiten abrir o cerrar el circuito cuando esto sea necesario. En la **figura 30** se puede apreciar algunos elementos de control más empleados:

Interruptor			Conmutador unipolar		
Pulsadores NA - NC			Conmutador bipolar		
Microinterruptor			Relé		

Figura 30. Elementos de control (Búa, 2014)

4.3.12.1 Pulsadores.

Un pulsador permite abrir o cerrar el circuito siempre que se esté actuando sobre él, cuándo se lo deja de presionar vuelve a su estado inicial, estos son de dos tipos los normalmente abiertos (NA) o los normalmente cerrados (NC) su funcionamiento se detalla a continuación en la **figura 31**:

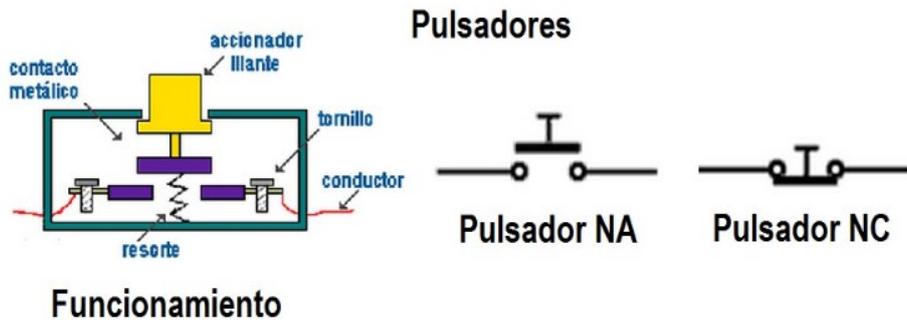


Figura 31. Funcionamiento de los pulsadore (NA, NC) (Búa, 2014)

4.3.12.2 Microinterruptores

Un microinterruptor o final de carrera es un componente que se acciona mediante una palanca empujada por un elemento en movimiento. Según la forma de conectarlo, puede comportarse como conmutador o como pulsador, pudiendo seleccionar la posición inicial como normalmente abierta (NO o NA) o normalmente cerrada (NC).

Los símbolos que utilizaremos serán los mismos que los del conmutador y pulsadores, pero debemos indicar en el circuito que se trata de finales de carrera.

Para realizar los montajes prácticos, debes identificar las patillas del microinterruptor. La pata que está más cerca del apoyo de la palanca es el común, que se debe conectar siempre. La de en medio es la normalmente abierta, y la última es la normalmente cerrada Búa, (2014). La **figura 32** describe el funcionamiento de un final de carrera:



Figura 32. Funcionamiento de un final de carrera (Búa, 2014)

4.3.12.3 Selectores.

El selector-conmutador e interruptor de control eléctrico es un dispositivo utilizado para desviar o interrumpir el curso de una corriente eléctrica, mediante el accionamiento manual de

un eje que se rota a posiciones definidas, a fin de cambiar simultáneamente el estado eléctrico de contactos internos del equipo. Está diseñado para ser utilizado casi ilimitadamente en el campo de control y medición en baja tensión para sistemas eléctricos de potencia. También tiene amplia aplicación en el control de motores Core S.A, (2023).

4.3.13 Elementos de protección

Todos los circuitos eléctricos deben constar con elementos de protección los cuales actúen en una mala conexión del circuito o a su vez debido a su deterioro al pasar el tiempo de vida útil.

En la actualidad existen diversos elementos que han sido creados con el propósito de brindar seguridad entre estos tenemos break, fusible, relé térmico, entre otros elementos.

4.3.13.1 Fusible.

El fusible es el elemento de protección más simple en su concepción, en una instalación eléctrica es el elemento más débil y por ende es el encargado de proteger el circuito de una sobreintensidad, es el fusible el sacrificado y por ello es el destinado a proteger a los elementos de cortocircuitos Filiu, (2017).

4.3.13.2 Interruptor magnetotérmico.

El interruptor magnetotérmico es un elemento de protección contra sobreintensidades, tanto sobrecargas como cortocircuitos. Internamente este tipo de interruptores cuentan con dos sistemas de disparo para la apertura del circuito:

Disparador magnético: consta de un electroimán, el cual al ser recorrido por una fuerte corriente eléctrica provoca el movimiento de un dispositivo mecánico generando la apertura del circuito.

Disparador térmico: consta de unas láminas bimetálicas que, por efecto de la temperatura, debido a una sobrecarga, provoca el disparo y la apertura del circuito Filiu, (2017).

4.3.14 Conductores eléctricos

La energía eléctrica es lo que permite el desarrollo del lugar donde vivimos y desarrollamos por ende su transporte es de fundamental para este propósito. Los cables, como comúnmente se conoce a los conductores, portan la energía eléctrica al lugar en donde se requiere para que esté disponible en el momento que se necesita. Para que la energía eléctrica pueda ser transmitida de un lugar a otro, se requiere que exista una diferencia de tensión (Voltaje, unidad “Volt”) y de un conductor eléctrico que esté conectado a dos puntos Velasco, (2011).

4.3.14.1 Cálculo de secciones eléctricas

El cálculo de las secciones del cableado es importante por cuestiones de seguridad, una instalación con sección de cableado menor a la recomendada corre el riesgo de presentar múltiples inconvenientes y su vida útil reducida significativamente, a diferencia de su antítesis trae consigo una elevación de coste significativo.

Para el proceso de cálculo se puede guiar bajo los siguientes criterios:

Criterio de intensidad máxima admisible

Criterio de caída máxima de tensión

Criterio de cortocircuito

Las **ecuaciones 60** para el cálculo de sección del conductor nos detalla las ecuaciones según la corriente que consume:

$$\begin{array}{ll}
 \text{Monofásica} & \text{Trifásica} \\
 S = \frac{2I \rho L}{\Delta V} & S = \frac{\sqrt{3}I_L \rho L}{\Delta V} \quad (60)
 \end{array}$$

Donde:

S: sección (mm²)

ρ : resistividad $\frac{\Omega \cdot \text{mm}^2}{\text{m}}$

I_L : corriente de línea (A)

L: longitud (m)

ΔV : caída de tensión (V)

En la **tabla 12** se presentan los valores de conductividad y resistividad para el aluminio y cobre a diferentes temperaturas.

Tabla 12.

Conductividad y resistividad para el aluminio y cobre

	Conductividad			Resistividad		
	$\frac{\text{m}}{\Omega * \text{mm}^2}$			$\frac{\Omega * \text{mm}^2}{\text{m}}$		
	$\gamma_{20^\circ\text{C}}$	$\gamma_{70^\circ\text{C}}$	$\gamma_{90^\circ\text{C}}$	$\rho_{20^\circ\text{C}}$	$\rho_{70^\circ\text{C}}$	$\rho_{90^\circ\text{C}}$
Cobre	58	48,47	45,49	0,0172	0,0206	0,0220
Aluminio	35,71	29,67	27,8	0,028	0,0337	0,0359

5. Metodología

5.1 Área de Incidencia

El presente trabajo investigativo está enfocado al sector industrial de la localidad el cual se dedica al mantenimiento y reparación de la maquinaria pesada.

5.2 Equipos y Materiales

5.2.1 Equipos

- Computador
- SolidWorks
- AutoCAD
- Software de análisis matemático

5.2.2 Materiales

- Catálogos de motores
- Motorreductores
- Materiales mecánicos
- Libros de diseño

5.3 Procedimiento

Para el desarrollo de los objetivos se planteó los siguientes pasos:

5.3.1 Primer objetivo

Para el desarrollo del primer objetivo denominado: “Determinar los parámetros necesarios para el diseño de la mandrinadora portátil”, se realizaron las siguientes actividades:

1. Recopilación bibliográfica acerca del diseño de mandrinadoras, esta fue obtenida mediante catálogos, trabajos previos, artículos etc. Permitiendo de esta manera conocer características y criterios técnicos de las mandrinadoras portátiles comerciales.
2. Se realizó una visita técnica a los talleres que se dedican al desarrollo de estas actividades, mediante una ficha técnica se recolectó datos que brinden características del material a maquinar, medidas tentativas para la longitud de la barra de mandrinado y el diámetro máximo y mínimo a maquinar.
3. Se obtuvo información de locales comerciales que se dedican al expendio de materiales como planchas de acero, repuestos para maquinaria pesada, herramientas para el torneado y mandrinado tal que permitió conocer las características de los materiales y herramientas para el proceso de maquinado, y así se logró plantear las características mínimas de mecanizado con las que debe cumplir el diseño de la mandrinadora portátil.
4. Se realizó un análisis para seleccionar los parámetros técnicos y prácticos que mejor se adapten a la realidad de acuerdo a las normativas y procedimientos de diseño mecánico, lo cual facilitó el camino para el diseño de la máquina mandrinadora.
5. Se estudiaron los criterios seleccionados para la creación de matrices comparativas, en donde fue posible asignar calificaciones cuantitativas que permitieron seleccionar la mejor opción para los diferentes mecanismos y sistemas.

5.3.2 Segundo Objetivo

Para el desarrollo del segundo objetivo denominado: “Definir el mecanismo de avance y corte para el mandrinado”, se realizaron las siguientes actividades:

1. Se indagó acerca de los procesos de manufactura, información que fue obtenida mediante catálogos, libros, trabajos previos, artículos, etc. Acerca de los mecanismos de corte implementados en una mandrinadora portátil.

2. Se pondero los mecanismos encontrados, y se les asignó una calificación para determinar los más óptimos que puedan ser empleados para una mandrinadora portátil.
3. Bajo los criterios de ponderación se decantó por la opción que mejor se complementó al diseño.
4. Mediante el manejo de catálogos se obtuvo las características del tipo de herramienta que mejor se adapta al trabajo, y de esta manera se procedió a seleccionar el tipo de cuchilla de acuerdo al material a mecanizar.
5. Se indagó acerca de los mecanismos de avance para máquinas herramientas y se analizó los mecanismos que mejor se pueden adaptar al diseño de una mandrinadora portátil.
6. Se ponderó los mecanismos de avance encontrados mediante una matriz comparativa la cual nos permitió asignar una calificación para determinar los mecanismos más óptimos que puedan ser empleados en el diseño de una mandrinadora portátil.
7. Se procedió con el diseño del método de avance seleccionado mediante el uso de herramientas CAD, cumpliendo los parámetros que ya se habían estipulado.

5.3.3 Tercer objetivo

Para el desarrollo del tercer objetivo denominado: “Diseñar o seleccionar los componentes de la mandrinadora”, se realizaron las siguientes actividades:

1. Bajo los criterios de diseño que se obtuvieron se procedió con el diseño, mediante la ayuda de herramientas CAD y software de análisis, capaz de modelar todas las partes que componen la mandrinadora portátil.
2. Una vez que se definió el diseño de las piezas que componen la mandrinadora portátil se procedió con la obtención de los planos de los diferentes componentes.
3. Se seleccionó los elementos de la máquina que complementan al diseño, siempre considerando que cumplan con los parámetros técnicos.
4. Se indagó acerca de los costes de los elementos que conforman la mandrinadora dentro del mercado, lo que permitió obtener un valor aproximado acerca del coste de construcción de la máquina.

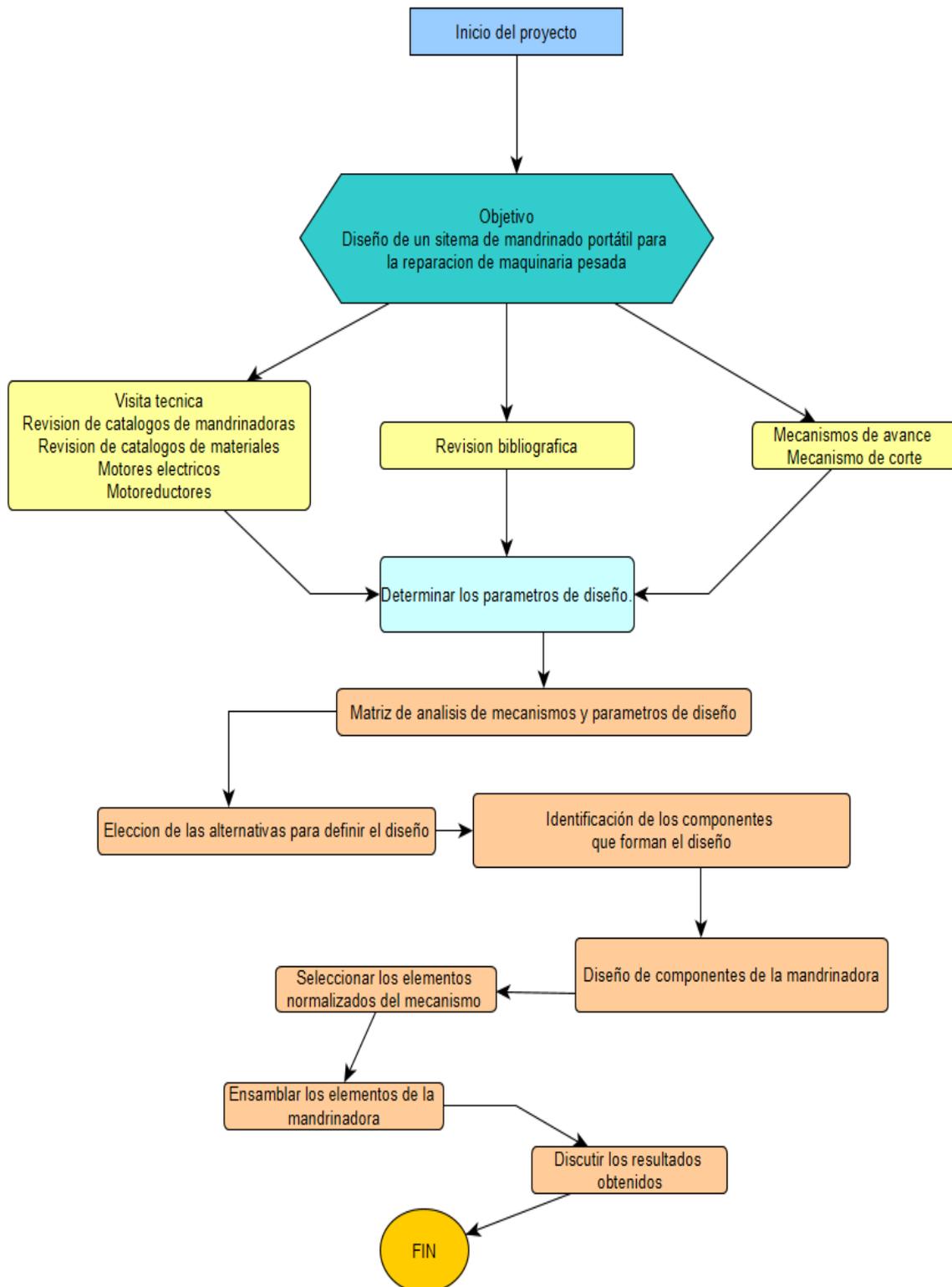


Figura 33. Diagrama de flujo de la metodología del presente trabajo de tesis.

5.4 Procesamiento y análisis de datos

5.4.1 Primer objetivo

En el presente capítulo se procederá a considerar las condiciones a las cuales se tiene que ajustar el diseño, tomando como punto de partida algunas alternativas existentes en el mercado, esto dará la oportunidad de revisar las partes más importantes con las que está constituida la mandrinadora y las cuales tiene que formar parte del diseño a desarrollar para que cumpla con su propósito de trabajo, estas serán evaluadas a través de una matriz morfológica en la cual se detalle los principales elementos de la máquina a considerar para su diseño.

A partir de la visita técnica que se realizó al taller mecánica industrial Armijos se obtuvo los siguientes datos:

El diámetro mínimo de los agujeros para una máquina de la serie 320(D, C, E) es de 70 mm, el diámetro máximo de rectificado es de 95 mm de diámetro. La profundidad de mandrinado que se debe realizar depende de la altura del buje que se usará, de acuerdo a los resultados que nos presenta el anexo 1 este valor será de 85 mm esto puede variar porque en ocasiones se coloca una profundidad mayor con la finalidad de colocar un retén de 5 mm de espesor.

Según Climax (2019) nos recomienda un valor de velocidad de avance de 0.003 pulg/rev o 0.076 mm por revolución, además en investigaciones previas como nos indica MÁRQUEZ & MARÍN (2001) en su trabajo, recomiendan trabajar con un valor de 0.05 mm por revolución para máquinas herramientas portátiles.

5.4.2 Características mínimas del diseño

La **tabla 13** detalla los requerimientos necesarios para el diseño de la mandrinadora:

Tabla 13.

Parámetros mínimos de diseño

		Lista de exigencias	Página 1
			Fecha:
Proyecto		Diseño de una mandrinadora portátil para la reparación de maquinaria pesada.	
Nº	Deseo(D) Exigencia(E)	Descripción	Responsable
1	E	El mandrinado debe ser como mínimo 60mm hasta un máximo de 120 mm, y una carrera longitudinal de trabajo de 150 mm.	José Aguinsaca
2	E	La máquina herramienta debe ser compacta y de fácil operación como máximo 2 personas.	José Aguinsaca
3	E	La máquina herramienta debe ser accionada con energía eléctrica.	José Aguinsaca
4	E	La mandrinadora debe soportar un mandrinado mínimo de dureza de 240 HB.	José Aguinsaca
5	E	Velocidad de avance y desbaste variada para el rectificado y acabado.	José Aguinsaca
6	D	La mandrinadora debe poderse fabricar con herramientas y materiales convencionales que puedan estar presentes en el mercado local.	José Aguinsaca
7	E	El material de las piezas tiene que estar acorde a las exigencias técnicas de su función.	José Aguinsaca
8	E	El montaje y desmontaje de la mandrinadora debe ser simple para su instalación y alineación.	José Aguinsaca
9	D	El peso del equipo tiene que estar por debajo del límite permisible de carga de un operador por pieza.	José Aguinsaca

5.4.3 Diseños existentes en el mercado

5.4.3.1 Mandrinadora Maucotools OB 200 Dual System

Los principales elementos de la mandrinadora Maucotools se presentan a continuación en la **figura 34**:

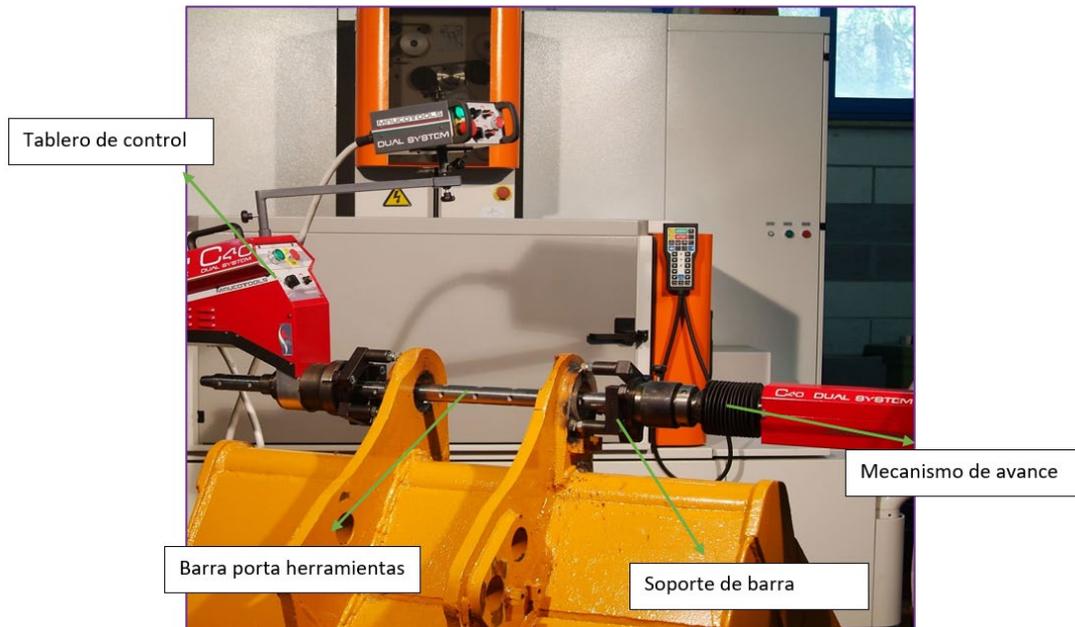


Figura 34. Mandrinadora Maucotools (Maucotools, 2019)

En la **Figura 34** se describe los elementos principales que conforman el equipo en donde tenemos:

1. **Tablero de control**

Es la parte en donde se seleccionan las características de trabajo de la máquina y en donde está ubicada la configuración de los elementos de accionamiento de la máquina herramienta.

2. **Barra porta herramientas**

Es en donde se encuentran los alojamientos para colocar las cuchillas que van a realizar el trabajo.

3. **Soporte de barra**

Es la estructura en la cual está soportada la barra portaherramientas, para este modelo se cuenta con extensiones para abarcar agujeros de mayores dimensiones.

4. **Mecanismo de avance**

El mecanismo de avancé cuenta con dos modalidades la automática y manual capaz de adaptarse a las condiciones de trabajo.

Ventajas

- El poseer mandos electrónicos permite tener mayor control del equipo y poca intervención del operador.
- Mediante la programación del trabajo evitamos errores y maximizamos el tiempo de trabajo.
- Fácil montaje.

Desventajas

- Debido a que está conformada con elementos electrónicos su costo es elevado.
- El personal debe ser calificado, para que pueda monitorear y manipular sus elementos para el correcto funcionamiento.
- El mantenimiento tiene que ser otorgado por personal calificado que garantice su correcto funcionamiento.

5.4.3.2 Mandrinadora Sir WS1 Plus

Los principales elementos de la mandrinadora sir ws1 plus se presentan a continuación en la **Figura 35**:

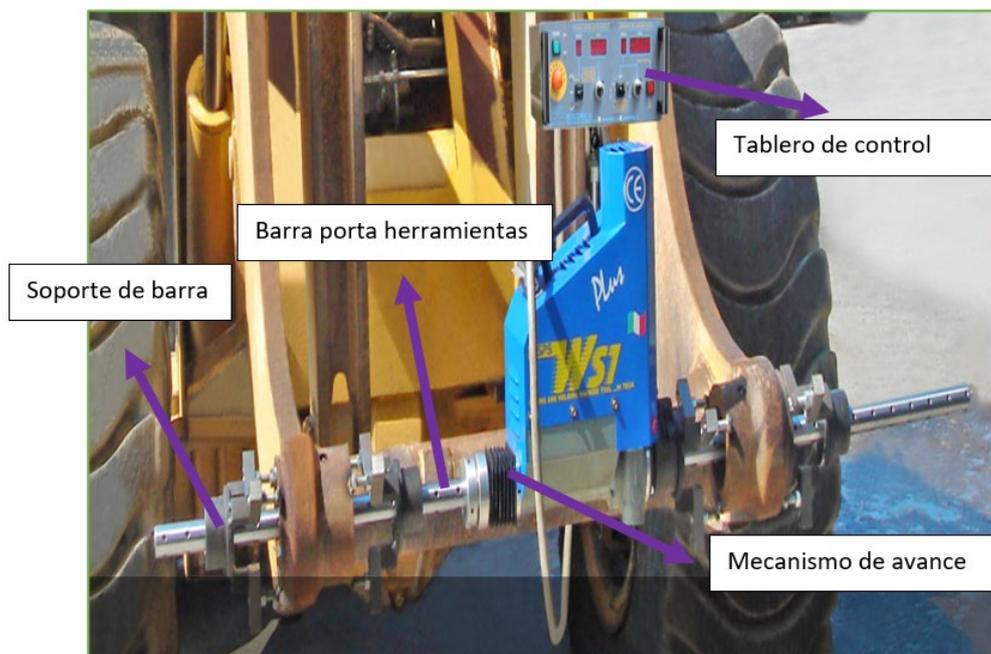


Figura 35. Mandrinadora Sir WS1 Plus (Sirmecanica, 2022)

1. Tablero de control

Encargado de controlar las características de funcionamiento de la mandrinadora, así como de mostrar las funciones con las que cuenta el equipo.

2. Soporte de la barra

Son las encargadas de mantener la barra portaherramientas en su lugar de trabajo

3. Barra portaherramientas

Es en donde se encuentran los alojamientos para colocar las cuchillas que van a realizar el trabajo

4. Mecanismo de avance

El accionamiento del mecanismo es automático y está formado por tubos concéntricos.

Ventajas

- El poseer mandos electrónicos permite tener mayor control del equipo y poca intervención del operador.
- Mediante la programación del trabajo evitamos errores y maximizamos el tiempo de trabajo.
- Fácil montaje.

Desventajas

- Debido a que está conformada con elementos electrónicos su costo es elevado.
- Limitado accionamiento de diámetro de trabajo entre cada modelo de la marca sir.
- El mantenimiento tiene que ser otorgado por personal calificado que garantice su correcto funcionamiento.
- El centrado por medio de cono limita el centrado en alojamientos que cuentan con un desgaste significativo de su estructura.

5.4.3.3 Mandrinadora Climax BB 4500-5000

Los principales elementos de la mandrinadora climax BB 4500-5000 se presentan a continuación en la **Figura 36**:

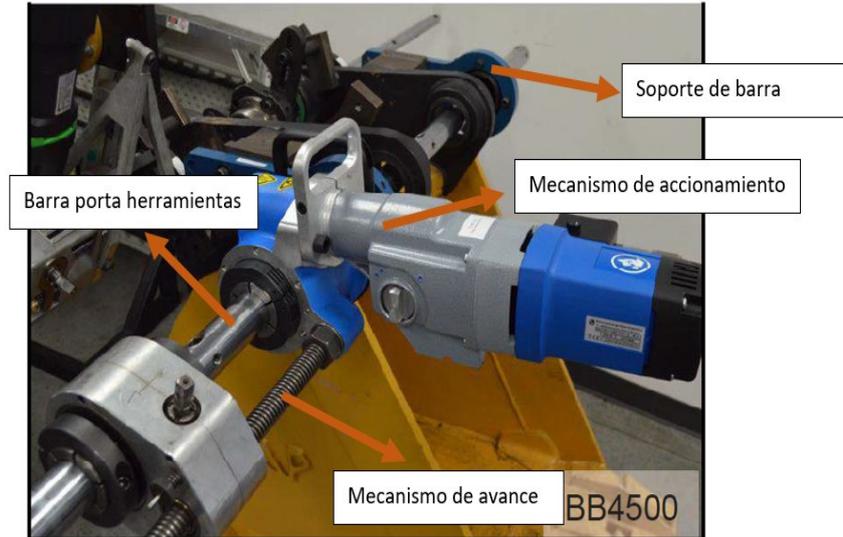


Figura 36. Mandrinadora Climax BB 4500-5000(Manual BB 4500, 2020)

1. Mecanismo de accionamiento

Cuenta con un motor eléctrico de velocidades variables encargado de transmitir la potencia al cabezal de giro.

2. Soporte de barra

Sostienen a la barra de transmisión y la mandrinadora, también se utiliza para centrar la barra de transmisión en los alojamientos a mecanizar.

3. Mecanismo de avance

Constituido por el cabezal de giro y un tornillo con rosca trapezoidal y se encarga de dar el avance de corte a la barra de transmisión.

4. Barra portaherramientas

Es en donde se coloca la cuchilla de corte para el mandrinado, recibe movimiento de giro y la potencia del cabezal de giro.

Ventajas

- Fácil montaje y desmontaje entre dos personas
- Fácil operación de maquinado por un técnico capacitado.
- Puede realizar trabajos en diferentes tamaños de diámetros.
- Auto alineamiento de las barras, por usar chumaceras rotuladas.
- Fácil centrado de alojamientos, incluso si tienen demasiado desgaste axial.

Desventajas

- Soportes ligeramente pesados.
- Se necesita de dos personas para el montaje de la mandrinadora.
- Tiene ciertas limitaciones para espacios de trabajo pequeños.
- Necesita un técnico especialista para su montaje y operación.

5.4.4 Matriz morfológica

Considerando algunas características como: elementos, mecanismos, materiales, diseños, entre otras, que puedan ser empleadas en las distintas propuestas, de forma que ayuden el desarrollo conceptual del diseño a desarrollar. La matriz morfológica nos ayuda a considerar ciertos aspectos a tomar en cuenta para el desarrollo ordenado. Para ello se ha considerado ciertas características primordiales para el funcionamiento de la mandrinadora como son el mecanismo de accionamiento, potencia, mecanismo de corte y avance, tipos de soporte. En la **Tabla 14** se presentan estos conceptos:

Tabla 14.

Matriz morfológica

Funciones		Alternativas		
Tipo de Mandrinadora	de	OB 200 Dual System (Maucotools)	WS1 Plus (Sir)	BB 4500 (Climax)
Tipo de soporte		Chumacera	Chumacera con rotula	
Centrado de eje porta herramientas		Lunas de centrado magnético	Anillos de centrado	Cono
Sistema de alimentación	de	Eléctrico	Hidráulico	
Mecanismo de Transmisión	de	Reductor de transmisión engranajes.	y Reductores de tornillo sin fin.	
Sistema de avance		Sistema de tubos		Tornillo

5.4.5 Selección de la mejor alternativa

Para seleccionar la mejor opción que pueda cumplir con el trabajo y cuente con los requerimientos mínimos del cliente, se establece en base a los criterios de comparación detallados en la **Tabla 15**:

Tabla 15.

Criterios de comparación

Criterios de comparación	Código de equivalencias	
	Calif. 10	Calif. 0
Facilidad de operación	Fácil	Difícil
Facilidad de mantenimiento	Fácil	Difícil
Rapidez en el trabajo	Rápido	Lento
Acabado superficial	Fino	Rugoso
Facilidad de construcción	Fácil	Difícil
Facilidad de montaje y desmontaje	Fácil	Difícil
Tamaño	Pequeña	Grande
Peso	Liviana	Pesada
Costo	Económica	Costosa

La **Tabla 16** está delimitada con los criterios de comparación de la tabla 15, además se le ha asignado un valor a cada factor considerando su grado de importancia dentro de la etapa de diseño.

Tabla 16.

Criterios de comparación

Item	Criterios de comparación	Factor	Alternativas		
			N°1	N°2	N°3
1	Facilidad de operación	1	6	6	7
2	Facilidad de mantenimiento	3	5	5	4
3	Rapidez en el trabajo	3	8	8	8
4	Acabado superficial	2	8	8	7
5	Facilidad de construcción	4	2	2	5
6	Facilidad de montaje y desmontaje	2	7	6	7

7	Tamaño	1	6	6	5
8	Peso	1	5	6	7
9	Costo	5	3	2	3
Total			50	49	53
Orden de preferencia			2°	3°	1°

De acuerdo a la **Tabla 16** en donde se realizó un análisis cuantitativo de las características de las mandrinadoras portátiles presentes en el mercado, las cuales permitieron tener a consideración las particularidades que debe tener las mandrinadoras portátiles, fundamentándose en estas consideraciones se optó por seleccionar la opción uno con la que procederemos en etapas posteriores para el desarrollo de nuestro sistema de máquina herramienta.

5.4.6 Desarrollo segundo objetivo

5.4.6.1 Mecanismo de Avance.

Para el presente trabajo investigativo se tendrá a consideración los mecanismos que puedan ser empleados para ejercer el movimiento lineal como: el tornillo-husillo o piñón cremallera.

Estos sistemas serán evaluados bajo los siguientes criterios de comparación: costo, precisión, velocidad, potencia, implementación y eficiencia mecánica.

A continuación, en la **Tabla 17** se presentan los criterios de evaluación, así como, la calificación asignada para cada uno de ellos:

Tabla 17.

Criterios de evaluación

Criterios de comparación	Código de equivalencias	
	Calif. 10	Calif. 0
Costo	Económico	Costosa
Precisión	Preciso	impreciso
Velocidad	Rápido	Lento
Potencia	Buena	Mala
Implementación	Fácil	Difícil
Eficiencia mecánica	Buena	Mala
Tamaño	Pequeña	Grande

Peso	Liviana	Pesada
-------------	---------	--------

La **Tabla 18** está delimitada con los criterios de evaluación de la **Tabla 17**, considerado que son los aspectos más relevantes dentro de los sistemas de avance que podrían ser empleados para el diseño del presente proyecto.

Tabla 18.

Evaluación de criterios de comparación

Item	Criterios de comparación	Alternativas	
		T-H	P-C
1	Costo	8	5
2	Precisión	9	6
3	Velocidad	6	9
4	Potencia	9	9
5	Implementación	9	5
6	Eficiencia mecánica	7	7
7	Tamaño	7	5
8	Peso	8	5
Total		63	51
Orden de preferencia		1°	2°

La **Tabla 18** después de su respectiva valoración cuantitativa acerca de los mecanismos de avance presentados para el desarrollo del proyecto nos dice que la opción más viable es la tornillo- husillo (T-H), opción que será tomada en cuenta para el siguiente paso en el desarrollo del diseño de la máquina herramienta.

5.4.6.2 Mecanismo de corte

Para el presente trabajo investigativo se tiene que considerar que los mecanismos de corte que se emplearán en este apartado son aquellos en los cuáles se tenga a consideración una cuchilla de corte, ya que los métodos por medio del desbaste abrasivo no puede ser empleado debido a su gran complejidad de implementación, y a su vez el trabajo que realiza, como ya se lo ha explicado anteriormente el desbaste costa de desprender pequeñas partículas de metal que para el propósito de apertura diámetros significativos como se pretende en el presente trabajo

de diseño su uso estaría fuera de consideración. De esta manera lo que se tendrá en cuenta son los desbastes mediante el uso de cuchillas de corte.

Para considerar las cuchillas de corte se tomarán los siguientes criterios de comparación como: precio, facilidad de adquisición, material a mecanizar geometría de corte, desbaste y acabado, en la **Tabla 19** se presenta los criterios de evaluación, así como, la calificación asignada para cada uno:

Tabla 19.

Criterios de evaluación

Criterios de comparación	Código de equivalencias	
	Calif. 10	Calif. 0
Costo	Económico	Costoso
Facilidad de adquisición	Fácil	Difícil
Material a mecanizar	Suave	Resistente
Desgaste de la herramienta	Bajo	Alto
Geometría de corte	Buena	Mala
Desbaste	Profundo	Ligero
Acabado	Fino	Rugoso
Afilado	Bueno	Malo

La **Tabla 20** está delimitada con los criterios de evaluación de la **Tabla 19**, considerando que son los aspectos más relevantes dentro del uso de cuchillas de corte podrían ser empleados para seleccionar la herramienta de corte para el presente proyecto.

Tabla 20.

Evaluación de criterios de comparación

Criterios de comparación	Alternativas	
	Pas. Carburada	Cermets
Costo	9	5
Facilidad de adquisición	8	6
Material a mecanizar	8	9
Desgaste de la herramienta	5	8
Geometría de corte	6	8

Desbaste	8	8
Acabado	7	8
Afilado	7	2
Total	58	54
Orden de preferencia	1°	2°

De acuerdo a los criterios de evaluación de la **Tabla 20** acerca de las herramientas de corte que son empleadas en el proceso de mecanizado se obtuvo un criterio favorable para las cuchillas carburadas como la primera opción para contemplarla en el diseño.

5.4.7 Desarrollo Tercer objetivo

5.4.7.1 Potencia de corte.

La fuerza tangencial que actúa en una herramienta de corte, depende de su geometría, la profundidad del corte, la resistencia al corte del material, el ritmo de avance, el aumento en la velocidad de corte dentro del rango normal de la operación.

La acción de avance de la herramienta sobre la pieza de trabajo requiere también la aplicación de potencia, sin embargo, no solamente la fuerza axial es sustancialmente más baja que la fuerza tangencial, sino que la velocidad de corte es considerablemente menor que la velocidad de la pieza de esta forma, la potencia de avance es despreciable al determinar la potencia requerida en determinada operación de corte. Al calcular la potencia de corte requerida durante la planeación de un determinado proceso de maquinado, no siempre es conveniente o posible calcular la potencia requerida partiendo de la teoría mecánica de las fuerzas que actúan en la punta de la herramienta. Por lo anterior, se ha desarrollado un método de cálculo más simple a través de investigaciones experimentales, registrando sus resultados en tablas de potencia unitaria para diferentes tipos de materiales. Mediante la tabla 21 puede calcularse la potencia requerida utilizando la ecuación 13:

La **Tabla 21** brinda algunos intervalos de requerimientos de energía para las operaciones de corte, valores necesarios para los propósitos de mecanizado.

Tabla 21.

Intervalos aproximados de energía para las operaciones de corte

Material	Energía específica	
	$W*s/mm^3$	$Hp*mim/pulg^3$
Aleaciones de aluminio	0.4-1	0.15-0.4

Hierros fundidos	1.1-5.4	0.4-2
Aleaciones de cobre	1.4-3.2	0.5-1.2
Aleaciones de alta temperatura	3.2-8	1.2-3
Aleaciones de magnesio	0.3-0.6	0.1-0.2
Aleaciones de níquel	4.8-6.7	1.8-2.5
Aleaciones refractarias	3-9	1.1-3.5
Aceros inoxidable	2-5	0.8-1.9
Aceros	2-9	0.7-3.4
Aleaciones de titanio	2-5	0.7-2

Fuente: (Schmid, 2008).

Para el cálculo de la potencia requerida se toma a consideración las siguientes condiciones:

Profundidad de corte: 1.5 mm

Avance: 0.063 mm/rev (valor promedio otorgado por trabajos previos y fabricantes)

Velocidad de corte: 45 m/mim (valor tomado de la tabla 3)

Para determinar la potencia de corte se necesita conocer el volumen del material removido, valor que se obtuvo a partir de la **ecuación 13**:

$$V_{mr} = 1.5 \text{ mm} * 0.063 \frac{\text{mm}}{\text{rev}} * 45 \frac{\text{m}}{\text{mim}} = 4.25 \approx 70.88 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \quad (13)$$

La potencia de corte requerida se determina mediante la **ecuación 12**:

$$P_c = 6 \frac{\text{W} * \text{s}}{\text{mm}^3} * 70.88 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} = 425.25 \text{ W} \approx 0.57 \text{ hp} \quad (12)$$

Para determinar la potencia de la máquina la obtenemos a partir de la **ecuación 14** donde se considera valores recomendados para las máquinas herramientas de factor de servicio entre 0 a 10 horas de 1.1:

$$P_{maq} = 0.57 \text{ Hp} * 1.1 = 0.627 \text{ hp} \quad (14)$$

5.4.7.2 Fuerzas de corte

Para determinar la fuerza de corte se empleó la **ecuación 7**, con los valores estipulados anteriormente tenemos:

$$F_c = \frac{425.25 \text{ W}}{45 \text{ m/min}} = 9.45 \approx 567.02 \text{ N} \quad (7)$$

5.4.7.3 Fuerzas de avance

Para determinar la fuerza de avance se tomó como referencia trabajos previos de Perez & Mendoza (2018) además del trabajo de Acosta (2021) en donde se estipula que el valor de la fuerza de avance se la puede tomar acerca del 50% de la fuerza de corte de acuerdo a la **Ecuación 4**:

$$F_t = 0.5 * 567.02 \text{ N} = 283.51 \text{ N} \quad (4)$$

5.4.7.4 Fuerza radial

Para determinar la fuerza radial se tomó como referencia trabajos previos de Perez & Mendoza (2018) además del trabajo de Acosta (2021) en donde se estipula que el valor de la fuerza radial es del 50% de la fuerza de avance de acuerdo a la **Ecuación 5**:

$$F_r = 0.5 * 283.51 \text{ N} = 141.76 \text{ N} \quad (5)$$

5.4.7.5 Velocidad de rotación de la herramienta

Para determinar la velocidad de rotación de la herramienta la haremos mediante la **Ecuación 1** en donde los valores establecidos se los expreso en los requerimientos del diseño. Donde:

D_m : diámetro inicial 60 mm

V_c : velocidad de corte

n: revoluciones (rpm)

Para el mandrinado mínimo de 60 mm:

$$n = \frac{45 \text{ m/min} * 1000}{\pi * 60 \text{ mm}} = 238.73 \text{ rpm} \quad (1)$$

Para el mandrinado máximo de 120 mm:

$$n = \frac{45 \text{ m/min} * 1000}{\pi * 120 \text{ mm}} = 119.36 \text{ rpm} \quad (1)$$

Por lo tanto, es recomendable un motor reductor de 120-240rpm, con un variador de velocidad para tener control de la velocidad de giro de la herramienta de corte.

5.4.7.6 Barra portaherramientas

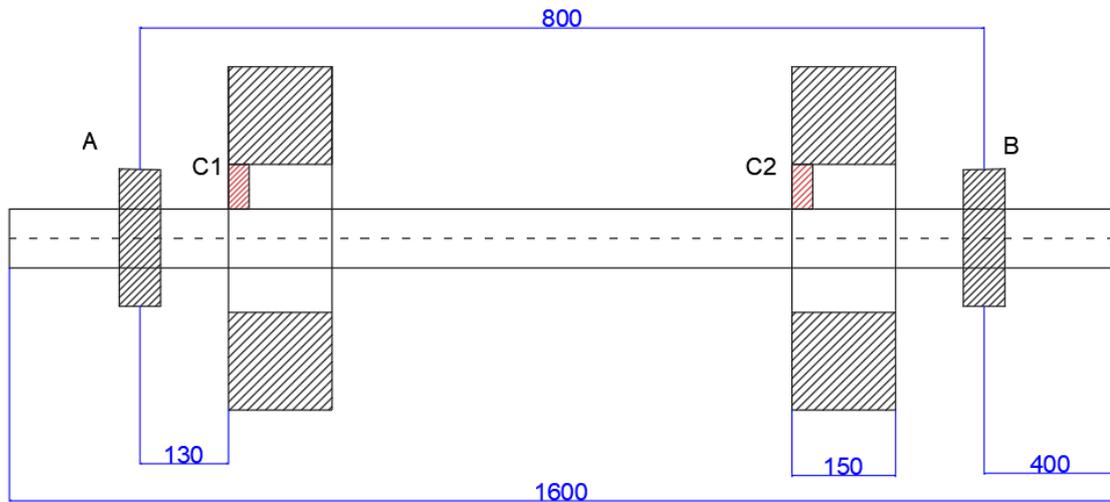


Figura 37. Disposición de barra porta herramientas

En la **Figura 37** se presentan los apoyos y las posiciones iniciales de la cuchilla de corte hay que considerar que el mandrinado, este será individual para cada alojamiento.

Representación de las posiciones de las cuchillas mediante un diagrama de cuerpo libre representado en la **Figura 38**:

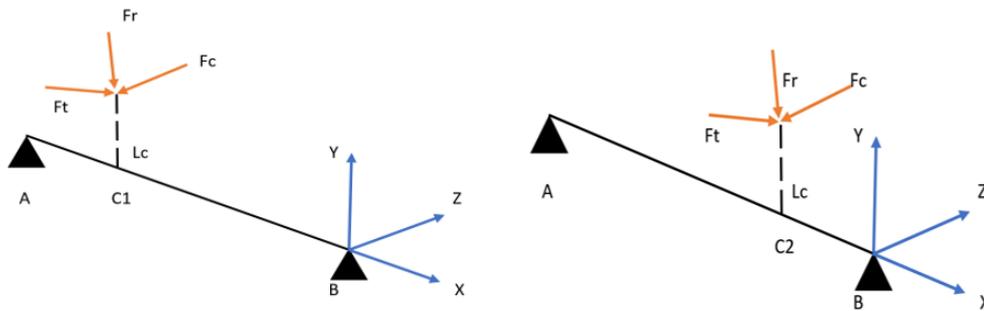


Figura 38. Diagramas de cuerpo libre C1-C2

En la **Figura 39** se representan los diagramas de cuerpo libre en la posición 2 de las cuchillas C1-C2, posición final de mandrinado.

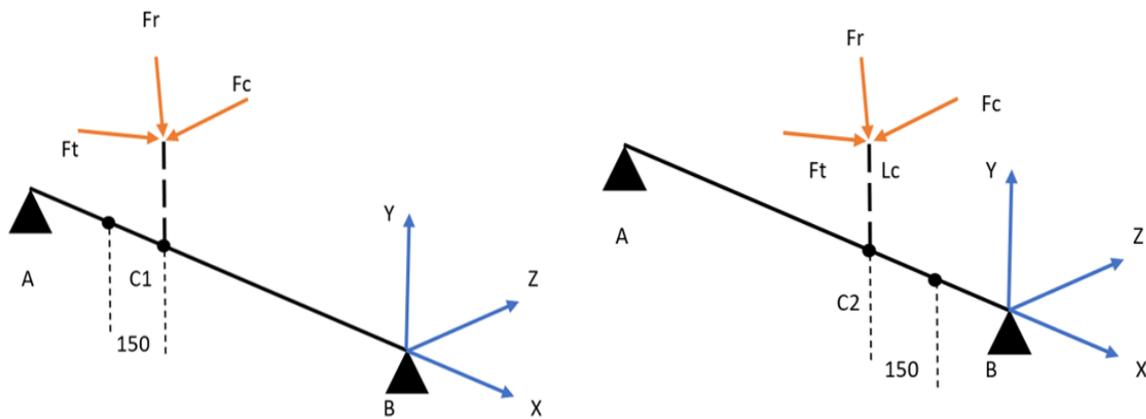


Figura 39. Diagramas C1-C2

Para el primer alojamiento y cargas aplicadas en la cuchilla 1 en el plano X-Y tenemos: la representación de reacciones presentes descritas en la Figura 40:

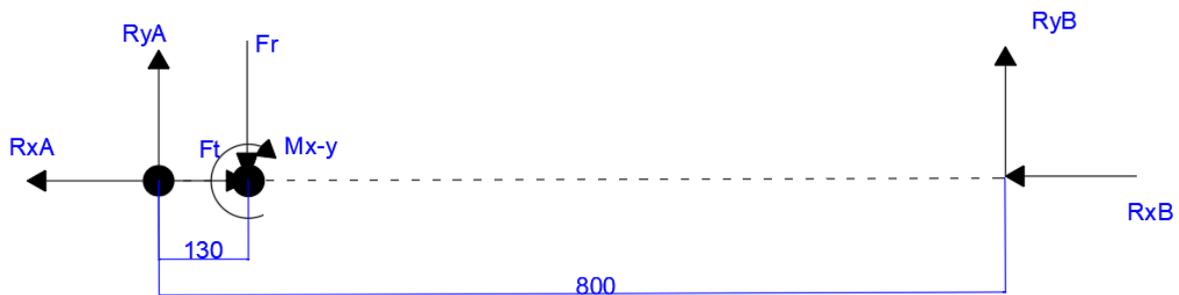


Figura 40. Cargas en la C1

Se empieza calculando el momento flector M_{xy} y las reacciones en los apoyos de acuerdo a la **Ecuación 18** el momento producido es, el mandrinado máximo, para este caso es de 120mm por ende la longitud de corte será la mitad 60 mm:

$$M_{xy} = 283.51 \text{ N} * 0.06 \text{ m} = 17.01 \text{ Nm} \quad (18)$$

Para determinar las condiciones de la barra procedemos con la **ecuación 17** de equilibrio Plano X-Y de la cuchilla 1, posición 1 (considerando que la $R_{xA}=R_{xB}$) reacciones en el eje x.

$$-R_{xA} - R_{xB} + F_t = 0 \quad (17)$$

$$R_{xAB} = \frac{283.51}{2} = 141.76 \text{ N}$$

Plano X-Y, reacciones en y

$$R_{yA} + R_{yB} - F_r = 0$$

$$R_{yA} + R_{yB} = F_r$$

(17)

Con la reacción en Ryb determinada tenemos:

$$R_{yA} = 97.47 \text{ N}$$

Sumatoria de momentos con respecto al apoyo A

$$M_{xy} + R_{yB} * 0.8 - F_r * 0.13 = 0$$

$$17.01 \text{ Nm} - R_{yB} * 0.8 \text{ m} + 141.76 \text{ N} * 0.13 \text{ m} = 0 \quad (19)$$

$$R_{yB} = 44.3 \text{ N}$$

Cargas en la cuchilla C1 en el plano X-Z, posición 1, representadas en la **Figura 41**, las reacciones en la dirección x son las mismas y tomando la misma consideración inician en esta dirección tenemos $R_{xAB} = 141.76 \text{ N}$

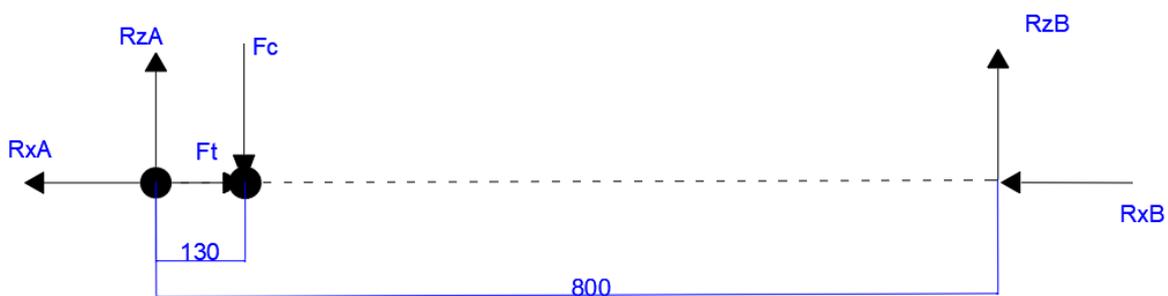


Figura 41. Cargas en el plano x-z C1

Plano X-Z reacciones en el eje z

$$R_{zA} + R_{zB} - F_c = 0$$

$$R_{zA} = F_c - R_{zB}$$

(17)

Con la reacción en RzB determinada tenemos:

$$R_{zA} = 474.88 \text{ N}$$

Sumatoria de momentos con respecto al apoyo A

$$R_{zB} * 0.8 - F_c * 0.13 = 0$$

$$R_{zB} * 0.8 \text{ m} + 567.02 \text{ N} * 0.13 \text{ m} = 0 \quad (17)$$

$$R_{zB} = 92.14 \text{ N}$$

A continuación, se presenta los diagramas de fuerza cortante y momento flector de la posición 1 de la cuchilla 1 en los planos X-Y y X-Z, detallados en las **Figuras 42 y 43**:

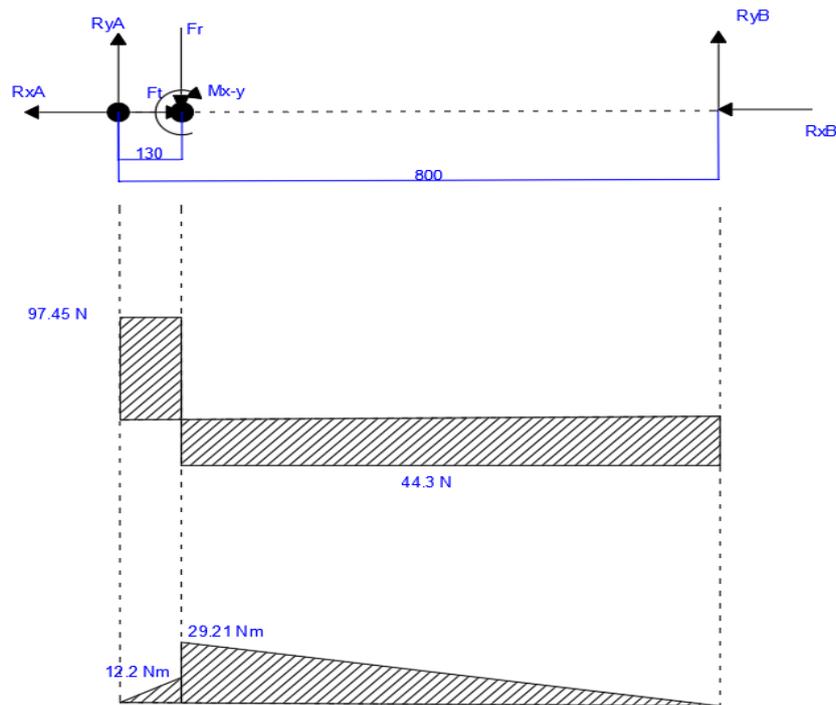


Figura 42. Diagramas de cortante y momento Posición 1 C1 plano X-Y

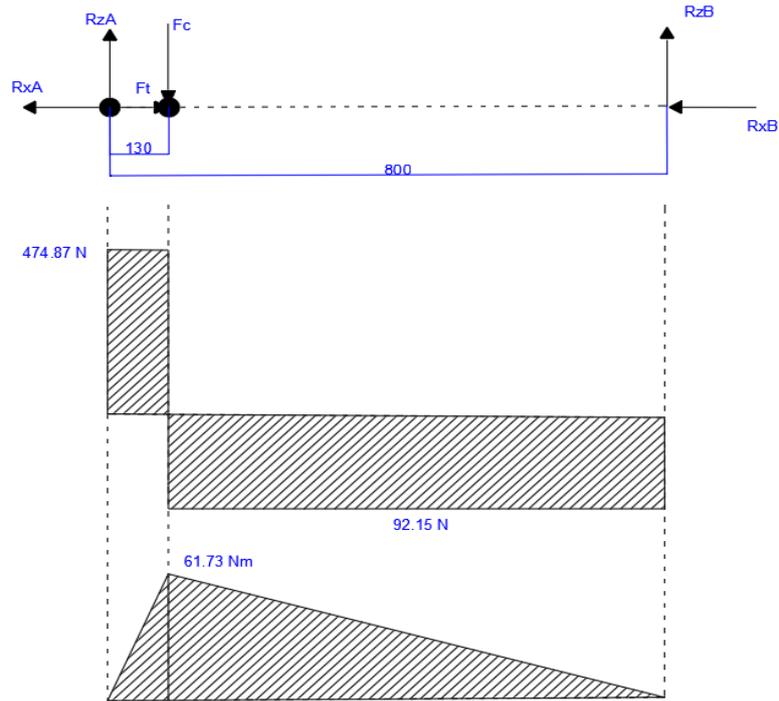


Figura 43. Diagramas de cortante y momento Posición 1 C1 plano X-Z

Para determinar el momento interno máximo para la posición 1 de la cuchilla 1 se procede mediante la **Ecuación 20**:

$$M_{\max} = \sqrt{(29.21)^2 + (61.73)^2} = 68.29 \text{ Nm} \quad (20)$$

De forma análoga se resuelve para las diferentes posiciones de la cuchilla, en la **Tabla 22** se presentan los valores de los momentos máximos para las diferentes posiciones de las cuchillas.

Tabla 22.

Momentos máximos en las cuchillas C1 y C2, posiciones 1 y 2

Posición	Momentos (Nm)	
	Cuchilla 1	Cuchilla 2
Posición 1	68.29	107.76
Posición 2	109.57	68.48

5.4.7.7 Cálculo del diámetro de la barra

Para el presente cálculo se utilizará el diseño por esfuerzos de ejes para una posición crítica, descrita en el libro de diseño de ingeniería mecánica de Shigley de Budynas & Nisbett, (2008).

Considerando un eje giratorio con flexión y torsión constantes, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante. Por tal razón la ecuación 18 puede simplificarse al igualar el momento medio M_m y el torsor alternante T_a a 0, lo cual elimina algunos de los términos quedando la ecuación 19, empleada para calcular el eje en el presente trabajo.

Para el presente caso se selecciona un acero SAE 1045 que tiene las siguientes características físicas:

Sy: $283.33 \text{ N/mm}^2 = 283.33 \text{ MPa}$

Sut: $650 \text{ N/mm}^2 = 650 \text{ MPa}$ resistencia a la tracción.

Para determinar los valores de K_f y K_{fs} hay que tener en cuenta que el factor q (sensibilidad a la muesca) se toman valores de 0 cuando no hay discontinuidades y 1 cuando existen discontinuidades a lo largo de la barra, para este caso $q=0$.

$$\begin{aligned} K_f &= 1 + q (K_f - 1) \rightarrow K_f = 1 \\ K_{fs} &= 1 + q (K_{fs} - 1) \rightarrow K_{fs} = 1 \end{aligned} \tag{23}$$

Determinaremos el límite de resistencia a la fatiga en la posición crítica de la barra portaherramientas mediante la siguiente **Ecuación 26**:

Procedemos con el cálculo de valor de S_e :

$$S_e' = 0.5 * 650 = 325 \text{ MPa} \tag{26}$$

Factor de modificación por la condición superficial K_a , para los valores de sus coeficientes se toma con la condición de maquinado o laminado en frío $a=4.51 \text{ MPa}$ y $b=-0.265$ de acuerdo a la **ecuación 25**.

$$K_a = 4.51(650)^{-0.265} = 0.81 \tag{25}$$

Factor de modificación por el tamaño K_b (para cargas de torsión y flexión) para cargas axiales no hay efecto del tamaño. Este factor depende del diámetro del eje, el cual queremos determinar, por ende, consideraremos un valor $K_b=0.9$ para diámetros de eje entre 1” a 2”.

El factor de modificación por carga para valores a torsión tenemos un valor aproximado de $K_c=0.59$.

El factor de temperatura recomendado a 20°C es de $K_d=1$.

El factor de confiabilidad K_e , confiabilidad del 99.99%, es $K_e=0.702$

Conociendo los valores de los factores que intervienen procedemos a determinar su valor de acuerdo a la **Ecuación 24**:

$$S_e = 0.81 * 0.9 * 0.59 * 1 * 0.702 * 325 = 98.13 \text{ MPa} \quad (24)$$

Para obtener el valor del par de torsión medio se lo realizo bajo el criterio de la **Ecuación 27**:

$$T_m = 567.02 * 0.06 = 34.02 \text{ Nm} \quad (27)$$

Se considera factor de seguridad $n=2$, este es un factor que considera la incertidumbre de la resistencia y la seguridad de las personas.

Tras determinar todas las variables y teniendo en cuenta que el momento alternante M_a es igual al momento máximo calculado en la barra $M_a=109.57 \text{ Nm}$, procedemos con la **Ecuación 22**:

$$d = \left\{ \frac{16 * 2}{\pi} \left[4 \left(\frac{1 * 109.57}{98.13 * 10^6} \right)^2 + 3 \left(\frac{1 * 34.02}{283.33 * 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 0.0283 \text{ m} \quad (22)$$

El diámetro de eje es de 28.34 mm, diámetro comercial más próximo es de 32 mm o 1 1/4

5.4.7.8 Análisis de flexión de la barra

Para el siguiente paso usaremos la metodología de superposición con los siguientes datos a tomar a consideración:

L: longitud de la barra= 1600 mm

D: diámetro inicial= 32 mm

Módulo elástico del acero= $200 * 10^9 \text{ N/m}^2$

I: momento de inercia

Para determinar el momento de inercia procedemos con la **Ecuación 29**:

$$I = \frac{\pi * 0.032^4}{64} = 5.14 * 10^{-8} \text{ m}^4 \quad (29)$$

Procedemos con la **Ecuación 28** para determinar la flexión en una viga simplemente apoyada:

$$f = \frac{567 * (1600)^3}{48 * 200 * 10^9 * 5.14 * 10^{-8}} = 4.7 \text{ mm} \quad (28)$$

Considerando los criterios del libro de Mott, Resistencia de Materiales , (2009) nos presenta en la **Tabla 23** los siguientes criterios de precisión para máquinas:

Tabla 23. *Valores mínimos de flexión*

$$y_{max}/L = 0.0005 \text{ a } 0.003 \text{ para la parte general de una máquina}$$

$$y_{max}/L = 0.000 \text{ 01 a } 0.0005 \text{ para una precisión moderada}$$

$$y_{max}/L = 0.000 \text{ 001 a } 0.000 \text{ 01 para alta precisión}$$

Fuente: (Mott, Resistencia de Materiales , 2009)

Para dar valores entre los cuales se puede uno variar considerando que cumplir los requisitos es bastante complejo se puede tomar valores entre 0.016mm a 0.8 mm como máximo y la deflexión de la barra será aceptable, con estos criterios tomados como parte para la resolución de la máquina entonces se procede a recalcular la deformación de la barra aumentando su diámetro a 50mm.

Mediante la **Ecuación 29** procedemos:

$$I = \frac{\pi * 0.05^4}{64} = 3.06 * 10^{-7} \text{ m}^4 \quad (29)$$

Procedemos con la **Ecuación 28** para determinar la flexión:

$$f = \frac{567 * (1600)^3}{48 * 200 * 10^9 * 3.06 * 10^{-7}} = 0.7 \text{ mm} \quad (28)$$

Para los valores determinador anteriormente se estipula la deflexión máxima y mínima entre los valores de 0.016 y 0.8mm, el valor obtenido de 0.7 mm se encuentra dentro del rango aceptable de trabajo por ende se selecciona una barra de acero AISI 1045 de 50 mm o 2 in.

5.4.7.9 Selección de acople mecánico.

El proceso de selección de un acoplamiento de mordazas consta en seleccionar tres componentes, dos cubos y un elastómero. Cuando el tamaño del eje conductor y conducido de la aplicación son del mismo diámetro, los cubos seleccionados serán los mismos. Cuando los diámetros del eje difieren, los cubos seleccionados diferirán en consecuencia la información requerida para la selección de estos acoples es:

- Potencia o par del motor
- Tamaño del eje del motor y del equipo a instalar
- Descripción de aplicación
- Condiciones ambientales

Los valores requeridos para la selección del acoplamiento mecánico son los siguientes:

Potencia del motor: 0.75 kW

Rpm del motor: 350 rpm

Par nominal: 18.4 Nm

De acuerdo a la metodología expresada en el catálogo procedemos a seleccionar un factor de servicio para máquinas herramientas de 1.75, valores tomados del anexo 5 del catálogo de Lovely.

$$T_{\text{diseño}}: 18.4 * 1.75 = 32.2 \text{ Nm} \quad (30)$$

Con el valor de torque de diseño entramos a las tablas de catálogo (anexo 6) como se especifica en la metodología de selección del fabricante, para este valor más aproximado tenemos un valor de torque de 35.9 Nm, con este requisito se selecciona la forma del acople para este caso será L/AL090 el cual servirá para la selección posterior.

Con estos valores se selecciona un diámetro que se adapte al conductor de 19 mm o 3/4 in que es el diámetro del eje conductor y se selecciona un modelo del catálogo, para este caso se ha elegido el modelo L090 de tres mordazas y un elastómero SOX como se especifica en el anexo 8.

5.4.7.10 Selección de rodamientos.

Para la selección de rodamientos se calculó anteriormente las cargas axiales y radiales que soportan en cada apoyo A y B respectivamente en las posiciones 1 y 2, estos valores están representados en la **Tabla 24**:

Tabla 24.

Cargas en los apoyos

Cargas en los apoyos A y B en las posiciones 1 y 2								
Cargas	Posición 1 C1(N)		Posición 2 C1(N)		Posición 1 C2(N)		Posición 2 C2(N)	
	A	B	A	B	A	B	A	B
R_x	141,76	141,76	141,76	141,76	141,76	141,76	141,76	141,76
R_y	97,45	44,3	70,87	70,87	28,35	113,4	44,28	97,45
R_z	474,87	92,14	368,56	198,45	198,45	368,56	92,14	474,87

Las cargas que resisten los rodamientos serán las cargas máximas para las cargas radial y axial según la Tabla 14 son: $F_a = 141,76$ N y $F_r = 474,87$ N.

Para determinar la carga dinámica equivalente que tendrá influencia sobre el rodamiento se describe mediante la **ecuación 41**:

Para determinar los valores de x e y es necesario determinar los valores de C_o cuyo valor se puede obtener del anexo 1 partiendo del diámetro del eje estipulado que es de 50 mm se realiza una interpolación para obtener un valor de C_o con gran precisión.

$$\varnothing_{int} = 50 \text{ mm} \rightarrow C_o = 19,6$$

Se define un factor de rotación V de modo que $V = 1$ cuando el anillo interior gira y $V = 1.2$ cuando el que gira es el anillo exterior a partir de esto originan dos grupos adimensionales según Budynas & Nisbett, (2008) que se expresan $F_a/C_o = 0,0072$ y F_a/VF_r asumiendo el valor de $V = 1$ tenemos $e = 0,29$.

De acuerdo a los datos obtenidos se emplean los valores de la tabla del anexo 2 para determinar los valores de x e y.

$x =$ si el valor de $F_a/C_o < 0,014$ entonces se asume el valor de 0,014 donde el valor de 0.56.

$$y = 2.30$$

Con los valores ya determinados usaremos la **ecuación 41** para determinar la carga dinámica en el rodamiento:

$$P = 0.56 * 0.474 + 2.30 * 0.141 = 0.589 \text{ KN} \quad (45)$$

Para garantizar el funcionamiento del rodamiento del catálogo SKF determinamos el tiempo de uso $L_{10h} = 10\ 000$ horas del rodamiento mediante la ecuación:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (48)$$

Donde:

n: revoluciones (rpm)

C: capacidad de carga dinámica (KN)

P: carga dinámica equivalente (KN)

p: exponente de vida 3 para rodamiento de bolas

A partir de la ecuación 34 determinamos la carga dinámica donde:

$$C = 0.589 * \sqrt[3]{\frac{10\ 000 * 150}{10^6}} = 0.674 \text{ KN} \quad (47)$$

Con el valor de carga dinámica y conociendo el diámetro del eje de 50 mm mediante el catálogo SKF seleccionamos un rodamiento de FY 50 FM para los apoyos.

5.4.7.11 Selección de rodamientos cónicos.

Los valores de fuerzas axiales y radiales se encuentran expresados en la tabla 21 de los cuales se considera los máximos valores de carga que son $F_a = 141,76 \text{ N}$ y $F_r = 474,87 \text{ N}$.

De acuerdo al catálogo de Fag, (2023), nos dice que para determinar la carga dinámica se tiene que considerar la disposición en O ó X para los rodamientos conicos iguales a partir de esto se debe considerar los criterios de:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \text{ o } \frac{F_a}{F_r} > e \quad (50)$$

De acuerdo con el criterio anterior y conociendo el valor de $e = 0.33$ expresado en las tablas de productos del catálogo del fabricante, procedemos a determinar el primer parámetro de acuerdo a la **ecuación 50**:

$$\frac{141,76}{474,87} \leq e \quad (50)$$

$$0,29 \leq 0,33$$

Como se cumple la primera condición entonces la expresión para obtener la carga dinámica mediante la **ecuación 54**:

$$P = 0.474 + 1.12 * 1.8 * 0.141 = 0.758 \text{ kN} \quad (54)$$

Para garantizar el funcionamiento del rodamiento del catálogo SKF determinamos el tiempo de uso $L_{10h} = 10\ 000$ horas del rodamiento mediante la **ecuación 48**:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^\rho \quad (48)$$

Donde:

n: revoluciones (rpm)

C: capacidad de carga dinámica (KN)

P: carga dinámica equivalente (KN)

ρ : exponente de vida 3 para rodamiento de bolas

A partir de la **ecuación 47** determinamos la carga dinámica donde:

$$C = 0.758 * \sqrt[3]{\frac{10\ 000 * 150}{10^6}} = 0.867 \text{ KN} \quad (47)$$

Si dos rodamientos de rodillos cónicos de igual tamaño y ejecución, están montados uno contra el otro según las disposiciones en O ó en X, la capacidad de carga de la pareja de rodamientos se obtiene a partir de la **ecuación 49**:

$$C = 1,715 * 0.867 = 1.487 \text{ kN} \quad (49)$$

Con los valores de carga dinámica y el diámetro del eje de 60 mm el rodamiento cónico a usar de acuerdo al catálogo SKF es 32912-2BC.

Luego de haber seleccionado y determinado los valores mínimos para un buen funcionamiento del sistema de corte se presenta a continuación en la **Figura 44** las principales partes de las que consta:

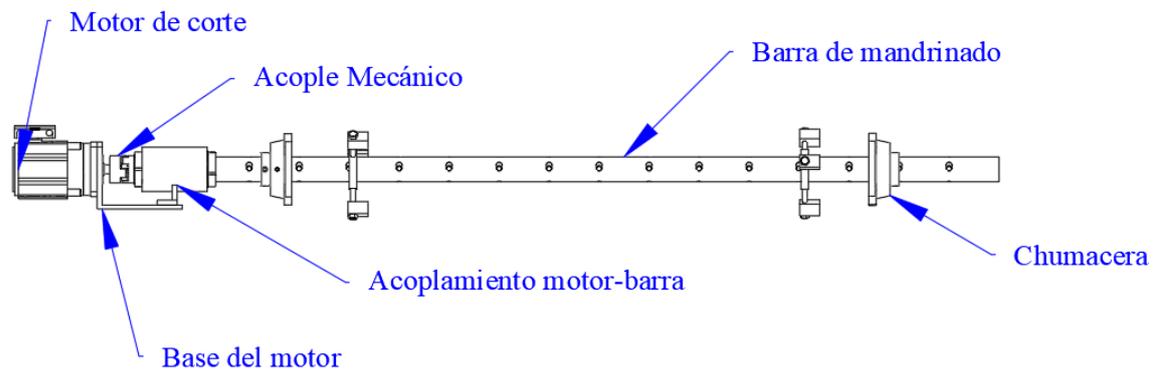


Figura 44. Sistema de corte

5.4.7.1 Sistema de avance.

Para determinar los parámetros que se requiere para el sistema de avance iniciaremos por la potencia de avance para ello se considera los siguientes datos de entrada:

S: 0.063 mm/rev

n: 238.7 rpm

Para determinar la velocidad de avance se procede mediante la **Ecuación**:

$$v_L = 0.063 * 238.7 = 15.04 \frac{\text{mm}}{\text{min}} \approx 0.015 \frac{\text{m}}{\text{min}} \quad (2)$$

Uno de los criterios para determinar falla en un tornillo de potencia es el cortante de las roscas en dirección axial, el cual consiste en desprender las roscas del eje principal cerca del diámetro de paso, el esfuerzo cortante se calcula mediante la ecuación 39, para el siguiente paso se seleccionó: un tornillo ACME de 3/4 in; paso (p) 0.167 in; coeficiente de rozamiento (μ) 0.15; α para cuerdas ACME es de 14.5.

Con estos valores previos de entrada se procede a determinar la velocidad angular del tornillo de avance mediante la **ecuación 3**:

$$\omega = \frac{1 \text{ rpm} * 0.015}{0.167} = 0.371 \text{ rad/s} \quad (3)$$

El área de cortante de la cuerda la cual está definida por la **ecuación 38**:

$$A_s = \pi * 0.75 \text{ pulg} * 0.63 * 0.167 \text{ pulg} = 159.9 \text{ mm}^2 \quad (38)$$

El ángulo de avance para el tornillo se lo determina mediante la **ecuación 33**:

$$(33)$$

$$\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{0.167}{\pi * 0.667}\right) = 4.55^\circ$$

Determinaremos la carga P mediante la **ecuación 32** la cual expresa la cantidad de fuerza que se debe suministrar al tornillo para su movimiento considerando un coeficiente de rozamiento de 0.15:

$$P = \frac{(283.51 * 1 + 316.96 * 0.74) * (0.15 * \cos(4.55) + \sin(4.55))}{\cos(4.55) - 0.15 * \sin(4.55)} = 5519 \text{ N} \quad (32)$$

Una vez determinada el área de cortante de la cuerda se procede con el esfuerzo:

$$\tau = \frac{283.51 \text{ N}}{124.52 \text{ mm}^2} = 2.27 \text{ MPa} \quad (39)$$

Para determinar si el material para construir el perno resistirá se procede mediante la **ecuación 40**, con un acero de transmisión AISI 1018 que cuenta con las siguientes características: resistencia mecánica de 410-420 N/mm², punto de fluencia 235 N/mm².

$$\tau_{\text{mat}} = 0.5 * 410 = 205 \text{ MPa} \leq \tau \quad (40)$$

Bajo el criterio considerado el esfuerzo es menor al recomendable por ende se tomará esta condición para la construcción y buen funcionamiento del tornillo.

Una vez obtenida la potencia de avancé se procede a la obtención del torque para el tornillo de potencia tomando las siguientes consideraciones y con la ecuación: tornillo 3/4 in; paso (p) 0.167 in; coeficiente de rozamiento (μ) 0.15; α para cuerdas ACME es de 14.5° valores tomados del libro Norton (2011) para tornillos de potencia.

Para determinar la altura de la tuerca se recomienda para diámetros menores a 1 in la longitud de la tuerca debe ser 0.5 veces el diámetro mayor del tornillo.

Para determinar el diámetro de paso se emplea la **ecuación 36**:

$$d_p = 0.750 \text{ plug} - 0.649 * 0.167 \text{ plug} = 0.0168 \text{ plug} \quad (36)$$

Una vez obtenidos todos los valores requeridos en la **ecuación 35** procedemos con su desarrollo, considerando que el avance es igual al paso:

$$T = \frac{5519 \text{ N} * 0.77 \text{ plug}}{2} \left(\frac{0.15 * \pi * 0.667 \text{ plug} + 0.167 \text{ plug} * \cos 4.5}{\pi * 0.667 \text{ plug} * \cos 4.5 - 0.15 * 0.167} \right) = 6.1 \text{ Nm} \quad (35)$$

Una vez obtenido el torque del tornillo se procede a determinar la potencia necesaria para determinar el servomotor recomendable para el trabajo mediante la **ecuación 31**:

$$P = \frac{6.1 * 0.371}{0.33} * 1.5 = 10.1 \text{ W} \quad (31)$$

La selección del motor se realizó tomando en cuenta el torque del tornillo pues este valor es el necesario para mover los elementos que soporta el mecanismo de avance: con eso en cuenta se considera un servomotor paso a paso ASM130M04025 con un par nominal 4 Nm – par máximo 12 Nm, alimentación 220 V, 2500 rpm, masa del motor 7.7 Kg.

5.4.7.2 Guías del carro de avance.

El diseño de la máquina presenta los mecanismos de avance y corte, para determinar los elementos que intervienen en el análisis de fuerzas que actúan dentro del sistema de avance, se considera los elementos representados en la **Figura 45**:

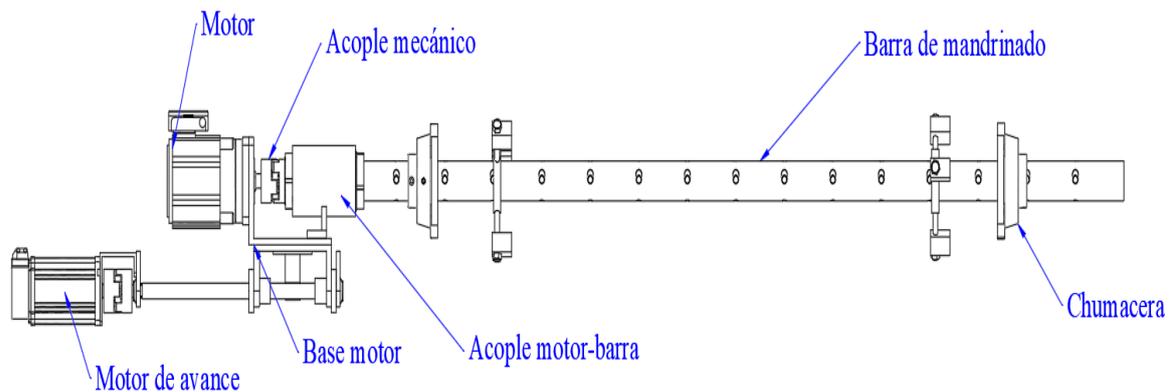


Figura 45. Sistema de avance

Para determinar las fuerzas resultantes del sistema se usarán las direcciones X-Y representadas a continuación para describir las fuerzas que las componen, para ello se tomará parte del sistema de corte que se encuentra montado directamente sobre el sistema de avance como se puede apreciar en la **Figura 46** y los elementos de la siguiente manera, teniendo en cuenta que se considera una estructura empotrada para el análisis:

Diagrama de cuerpo libre dirección X:

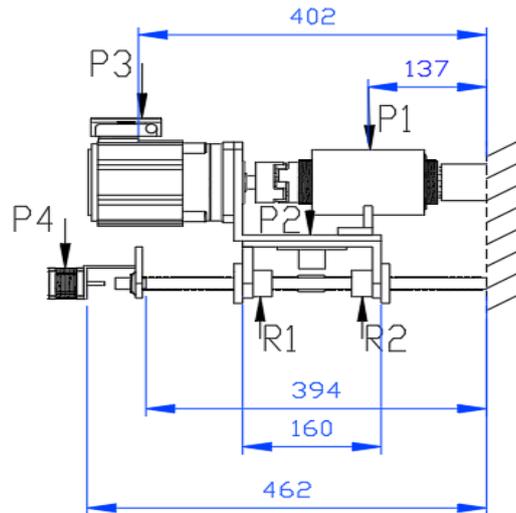


Figura 46. Disposición de los elementos

Para proceder con las reacciones es necesario primero determinar los valores de peso de los elementos que intervienen dando a conocer las masas de los elementos involucrados en la **Tabla 25:**

Tabla 25.

Características de los elementos montados sobre el sistema de avance

Elemento	Masa (Kg)	Peso (N)
Acople motor-barra	1,6	15,6
Base del motor	1,6	15,6
Motor	13	127,5
Motor Avance	7,7	75,5

Con la descripción anterior se procede a determinar la sumatoria de momentos con respecto al extremo derecho dando como resultado:

$$\begin{aligned}
 &R_1 * 0.3 \text{ m} + R_2 * 0.23 \text{ m} - 15.6 \text{ N} * 0.136 \text{ m} - 15.6 \text{ N} * 0.315 \text{ m} \\
 &\quad - 127.5 \text{ N} * 0.4 \text{ m} - 75.5 \text{ N} * 0.46 \text{ m} = 0
 \end{aligned}
 \tag{17}$$

Bajo el criterio de las condiciones de equilibrio se procede con la sumatoria de fuerzas en donde para una mejor interpretación se las ha dispuesto en el siguiente diagrama de cuerpo libre representado en la **Figura 47**:

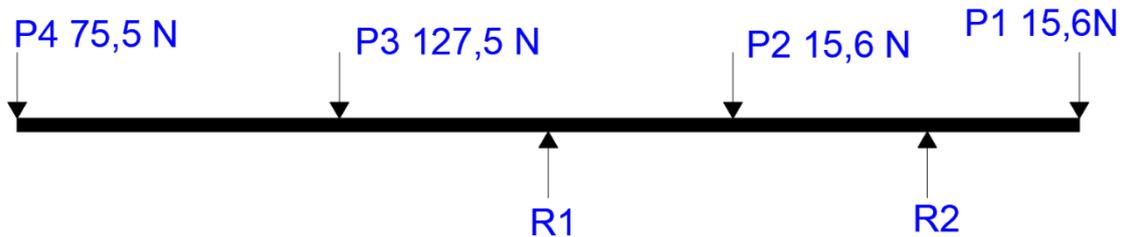


Figura 47. Diagrama de cuerpo libre de las guías.

De acuerdo a los diagramas de cuerpo libre determinaremos las reacciones 1 y 2 en la dirección y.

Mediante las ecuaciones de equilibrio se plantea la siguiente condición de equilibrio:

$$R_1 + R_2 - 15.6 N - 15.6 N - 127.5 N - 75.5 N = 0 \quad (17)$$

Una vez obtenida las condiciones de equilibrio resolviendo tenemos es siguiente sistema de ecuaciones:

$$R_1 * 0.3 m + R_2 * 0.23 m - 92.65 Nm = 0$$

$$R_1 + R_2 - 234.3 = 0 \quad (17)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones obtenemos los siguientes valores: $R_1 = 553,85 N$; $R_2 = 319,85 N$.

Con las reacciones estimadas se procedió a determinar un momento resultante considerando la **Figura 48**:



Figura 48. Diagrama de cuerpo libre

Considerando una sumatoria de momentos para determinar el momento flector tenemos:

$$553.85 \text{ N} * 0.39 \text{ m} + 319.85 \text{ N} * 0.23 \text{ m} = 0 \quad (19)$$

$$\mathbf{M_f = 142,42 \text{ Nm}}$$

Con el valor de momento flector obtenido determinamos el diámetro de las barras considerando un acero inoxidable AISI 304 con una resistencia mecánica de 520 N/mm².

$$\mathbf{d = \sqrt[3]{\frac{32 * 142,42 \text{ Nm} * 2}{\pi * 520 \text{ N/mm}^2}} = 17.73 \text{ mm}} \quad (22)$$

Consideramos un factor de seguridad de 2 por falla a la fatiga, con ello determinamos que el diámetro de las barras guías debe ser de 17 mm, revisando el catálogo del fabricante el inmediato superior es un diámetro de 19 mm el cual será usado para las barras guías del sistema de avance.

5.4.7.3 Selección de rodamientos lineales.

Una vez determinadas las cargas que actúan en el rodamiento lineal se procede con el cálculo para la selección de los rodamientos lineales, para ello se consideró la máxima carga 553.85 N calculada, comenzamos entonces por determinar la carga equivalente, que será igual a la carga máxima determinada anteriormente $F_m=553.85 \text{ N}$, con un recorrido de $s=0,235\text{m}$, frecuencia de carrera $n_s=1$ carrera doble/min y una duración de vida promedio de 10 000 h. La duración de vida del rodamiento expresa en metros se determina mediante la **ecuación 55**:

$$\mathbf{L = 2 * 0.235 \text{ m} * \frac{1}{\text{min}} * 60 * 10000 = 2.82 * 10^5 \text{ m}} \quad (55)$$

La capacidad de carga requerida se determina mediante la **ecuación 56**, los factores $f_H = 1, f_t=1, f_s=1, f_L=0.72$, fueron seleccionados de acuerdo al catalogo del fabricante.

$$\mathbf{C_{req} = \frac{553,85 \text{ N}}{1 * 1 * 1 * 0.72} = 769.23 \text{ N}} \quad (56)$$

Con el valor de carga dinámica determinado buscamos en los catálogos de rodamientos lineales valores próximo al valor determinado, de esta manera seleccionamos un rodamiento de brida BBERS25A resistente a la corrosión de acero inoxidable, el cual tiene una capacidad de carga dinámica de 908 N y carga estática de 1570 N.

Tras la selección del rodamiento lineal se procede a determinar la vida útil en m del mismo mediante la **ecuación 55**:

$$L = \left(\frac{908}{553.85} * 1 * 1 * 1 \right)^3 * 10^5 = 4.3 * 10^5 \text{ m} \quad (55)$$

Para determinar si cumple con los requerimientos de 10 000 horas se procede mediante la **ecuación 55**:

$$L = \frac{4.3 * 10^5 \text{ m}}{2 * 0.235 \text{ m} * \frac{1}{\text{min}} * \frac{60\text{min}}{1\text{h}}} = 15248,22 \text{ h} \quad (55)$$

El requerimiento mínimo es de 10000 horas para este caso cumple los requerimientos establecidos entonces se puede usar el rodamiento.

Para el presente caso se determina un coeficiente de seguridad estática el cual se lo determina mediante la **ecuación 57**:

$$S_o = \frac{1570 \text{ N}}{553.83 \text{ N}} = 2,83 \quad (57)$$

Las recomendaciones para la carga de seguridad estática se detallan en la **tabla 26**, la cual nos permite evitar las deformaciones permanentes en las pistas de rodadura y en los cuerpos rodantes.

Tabla 26.

Carga de seguridad estática

Condiciones de aplicación	S_o
Condiciones de aplicación normales	1..2
Con pocos golpes y vibraciones	2...4
Con moderados golpes o vibraciones	3...5
Con fuertes golpes o vibraciones	4...6
Con parámetros de carga desconocidos	6...15

Fuente: Lovely 2023

El valor de carga estática nos dice que estos rodamientos soportan una carga de pocos golpes y vibraciones lo cual está contemplado dentro del funcionamiento de la máquina.

5.4.7.4 Selección de acople mecánico.

El proceso de selección de un acoplamiento de mordazas consta en seleccionar tres componentes, dos cubos y un elastómero. Cuando el tamaño del eje conductor y conducido de

la aplicación son del mismo diámetro, los cubos seleccionados serán los mismos. Cuando los diámetros del eje difieren, los cubos seleccionados diferirán en consecuencia la información requerida para la selección de estos acoples es:

- Potencia o par del motor
- Tamaño del eje del motor y del equipo a instalar
- Descripción de aplicación
- Condiciones ambientales

Los valores requeridos para la selección del acoplamiento mecánico son los siguientes:

Rpm del motor: 2500 rpm

Par nominal: 4 Nm

De acuerdo a la metodología expresada en el catálogo procedemos a seleccionar un factor de servicio para máquinas herramientas de 1.75, valores tomados del anexo 5 del catálogo de Lovely.

$$T_{\text{diseño}}: 4 * 1.75 = 7 \text{ Nm} \quad (30)$$

Con el valor de torque de diseño entramos a las tablas de catálogo (anexo 6) como se especifica en la metodología de selección del fabricante, para este valor más aproximado tenemos un valor de torque de 16.27 Nm, con este requisito se selecciona la forma del acople para este caso será L/LC090 el cual servirá para la selección posterior.

Con estos valores se selecciona un diámetro que se adapte al conductor de 19 mm o ¾ in que es el diámetro del eje conductor y se seleccionará un modelo del catálogo par este caso se ha elegido el modelo LC090 de tres mordazas y un elastómero SOX (NBR) como se especifica en el anexo 11.

5.4.7.5 Sistema eléctrico.

El sistema eléctrico de la máquina herramienta tendrá a consideración los implementos eléctricos que forman parte del sistema eléctrico, dentro de estos tenemos el motor de del mecanismo de corte y el motor del mecanismo de avance, los cuales tienen las siguientes características técnicas:

Tabla 27.

Características del motor de corte

Motor del mecanismo de corte	Potencia: 0,75 Kw Voltaje: 220-440 V – 3 ph revoluciones: 350 rpm Torque:18,4 Nm
------------------------------	---

La **Tabla 27** nos describe las características técnicas del motor del sistema de corte seleccionado, requisitos necesarios para la implementación del circuito eléctrico de la máquina.

Tabla 28.

Características del motor de avance

Motor del mecanismo de avance	Potencia: 1 Kw Voltaje: 220V – 1 ph revoluciones: 2500 rpm Torque:4 Nm
-------------------------------	---

La **Tabla 28** describe las características técnicas del motor del sistema de avance seleccionado, requisitos necesarios para la implementación del circuito eléctrico de la máquina.

Es necesario contar con medidas de seguridad para las máquinas herramientas, existen diversas maneras de hacerlo, para el presente trabajo se optará por colocar finales de carrera para el sistema de avance capaces de accionarse ante algún intento de choque entre la máquina y las piezas que se encuentran maquinando.

Los finales de carrera KW11-3Z de palanca de rodillo, son una opción y su montaje se sitúa en el recorrido del mecanismo de avance, con la finalidad de enviar señales que puedan modificar el funcionamiento de un circuito eléctrico.

5.4.7.6 Tablero de control.

Para el sistema de mando se necesita un tablero de control el cual estará compuesto de los siguientes elementos detallados en la **Tabla 29**:

Tabla 29.

Elementos del sistema de control

N°	Elementos	Función
1	Botonera	Arranque-parada
1	Parada de emergencia	Corte de alimentación eléctrica.
1	Luz(verde)	Luz piloto de avance
1	Variador de frecuencia(1ph/3ph)	Control de la velocidad del motor del sistema de corte.
4	Final de carrera	Controla el avance y corte de la mandrinadora.
1	Selector de dos posiciones	Cambiar de automático a manual los sistemas de corte y avance
1	Fusible	Sistema de seguridad para el circuito de control

La función del tablero de control será, ejecutar las órdenes dispuestas para el sistema de corte y avance, en este apartado se considera que para el motor del sistema de corte es necesario controlar la velocidad de giro, para el motor del sistema de avance es necesario que tenga inversión de giro.

Los elementos como las botoneras, parada de emergencia, sensores serán los encargados de cortar el flujo eléctrico en caso que fuese necesario.

Selección de elementos de protección:

Para la selección del break se necesita las características eléctricas del motor como son la fuente de alimentación 220V y una corriente de arranque de 16.8 A y tomando una protección del 125% tenemos un breaker de dos polos de:

$$\text{break} = 16.8 * 1.25 = 21 \text{ A} \quad (60)$$

Los diagramas de conexión de los elementos se pueden apreciar en anexos.

6. Resultados

6.1 Implementos

Tras valorar los respectivos valores de cálculo para condiciones de diseño la **Tabla 30** muestra todos los materiales necesarios para el sistema de corte:

Tabla 30.

Materiales para el sistema de corte

Sistema de corte		
Cantidad	Elementos	Especificaciones
1	Motor eléctrico	1 hp- 18.4 Nm; 220-440 V; 350 rpm
2	Chumaceras	SKF FY 50 FM
1	Barra de acero SAE 1045	1.6 m
1	Acople mecánico	L090 de 3 mordazas y acople de elastómero
2	Rodamientos cónicos	32912-2BC
1	Tubo cedula 40	2 in de diámetro
1	Tubo cedula 80	3 in de diámetro
8	Pernos con doble tuerca	5/8 * 4 in
2	Prisioneros	3/8 * 3/4 in
4	Pernos con tuerca	3/8 * 2 in
1	Pastilla de tungsteno	3/8 triangular
1	Plancha	50*50 cm

La **Tabla 30** muestra todos los elementos necesarios para construir el sistema de corte, así como la cantidad de elementos que se usarán en una posible construcción.

La **Tabla 31** muestra todos los elementos que intervendrán dentro del sistema de avance:

Tabla 31.

Materiales para el sistema de avance

Sistema de avance		
Cantidad	Elementos	especificaciones
1	Acero SAE 1018	Φ 3/4 in (tornillo de fuerza)
2	Barras de acero inoxidable	Φ 3/4 in
4	Rodamientos lineales	Φ 3/4 in

1	Servomotor de	1Kw-220 V-4Nm-2500 rpm
4	Pernos	Φ3/8 in
1	Acople mecánico	LC090 de 3 mordazas y acople de SOX
1	Plancha	1/4 in

La **Tabla 31** nos habla de la cantidad de elementos y el tipo de material que es necesario dentro del sistema de avance para una posible construcción.

Los elementos eléctricos son parte fundamental dentro del funcionamiento de los mecanismos, en la **Tabla 32** se detallan los elementos a emplear:

Tabla 32.

Materiales para el sistema eléctrico

Sistema eléctrico		
Nº	Elementos	Especificaciones
1	Botonera	Interruptor industrial
1	Parada de emergencia	Tipo hongo
1	Luz(verde)	Luz led para tablero
1	Variador de frecuencia(1ph/3ph)	INVT o WEG
4	Final de carrera	De rodillo largo
1	Selector	Dos posiciones
1	Fusible	2 A
1	Break	25 A trifásico
1	Break	5 A trifásico
1	Contactador	NA 24V DC

La **Tabla 33** nos detalla los elementos necesarios para el sistema eléctrico.

6.2 Costos

Es importante dentro del desarrollo de proyectos conocer los valores de costo de los elementos, así como los de construcción, para dar una idea al cliente final del valor que debe cancelar para la elaboración de cualquier trabajo o proyecto.

En la **Tabla 33** presenta valores aproximados del costo de los elementos para una posible construcción de la mandrinadora portátil:

Tabla 33.

Costo del sistema de corte

Sistema de corte			
Cantidad	Elementos	V.U	V.T
1	Motor eléctrico	300	300
2	Chumaceras FY 50	20	40
1	Barra de acero SAE 1045	50	50
1	Acople mecánico	40	40
2	Rodamientos cónicos	30	60
1	Tubo cedula 40	5	5
1	Tubo cedula 80	5	5
8	Pernos con doble tuerca	0.9	7,2
2	Prisioneros	0.5	1
4	Pernos con tuerca	0.8	3.2
1	Pastilla de tungsteno	5	5
1	Plancha	5	5
		Total	521.4 \$

La **Tabla 33** detalla el precio tentativo de adquisición para una posible elaboración del sistema de corte.

La **Tabla 34** detalla los valores para el sistema de avance:

Tabla 34.

Coste del sistema de avance

Sistema de avance			
Cantidad	Elementos	V.U	V.T
1	Acero SAE 1018	10	10
2	Barras de acero inoxidable	10	20

4	Rodamientos lineales	7	28
1	Servomotor Nema-controlador	250	250
4	Pernos	0.6	2.4
1	Acople mecánico	30	30
1	Plancha	10	10
		Total	350.4 \$

La **Tabla 34** detalla el precio tentativo de adquisición de los implementos para una posible elaboración del sistema de avance.

La **Tabla 35** nos detalla los valores aproximados de los implementos del sistema eléctrico.

Tabla 35.

Costo del sistema eléctrico

Sistema eléctrico			
Nº	Elementos	V.U	V.T
1	Botonera	5	5
1	Parada de emergencia	5	5
1	Luz(verde)	2	2
1	Variador de frecuencia(1ph/3ph)	250	250
4	Final de carrera	2	8
2	Selector	2	4
1	Fusible	2	2
1	Break	10	10
1	Break	5	5
1	Contacto	30	30
		Total	321

La **Tabla 35** presenta los valores tentativos del sistema eléctrico para una posible construcción.

La **Tabla 36** presenta el valor total para una posible construcción de la mandrinadora portátil:

Tabla 36.

Costo de la mandrinadora

	Costo
Sistema de Corte	521.4 \$
Sistema de avance	350.4 \$
Sistema eléctrico	321 \$
Sub total	1 192.80 \$
Mano de obra	1000 \$
Total	2 192.8 \$

Un valor aproximado del precio para una posible construcción de la mandrinadora portátil es de 2 192.8 dólares.

7. Discusión

El mecanismo diseñado tiene la finalidad de cumplir con tareas de mandrinado y rectificación de los alojamientos de maquinaria pesada, como alternativa al trabajo que se realiza de manera manual.

El diseño propuesto se adapta a los recursos tecnológicos locales, de los cuales se puede seleccionar elementos o fabricar piezas para una posible construcción de la mandrinadora portátil.

El diseño de la mandrinadora portátil está formado por dos mecanismos, el primero denominado mecanismo de corte encargado del desbaste del material y el mecanismo de avance encargado del movimiento del mecanismo de corte.

El sistema de corte está diseñado para el rectificado de alojamientos que se encuentren entre el rango de 60- 120 mm, para cumplir con este cometido se ha optado por controlar la velocidad de giro de la barra de mandrinado, lo cual se ha hecho de acuerdo a los criterios obtenidos como son los diámetros de los alojamientos de la maquinaria pesada, para el control se optó por un variador de frecuencia el cual permite controlar la velocidad del motor entre 120- 250 rpm, garantizando que el acabado del mandrinado.

Para el sistema de avance se consideró controlar el movimiento todo el tiempo, para cumplir con este propósito se optó por un servomotor paso a paso capaz de controlar con gran precisión el avance del mandrinado.

La seguridad es parte fundamental dentro de cualquier máquina herramienta por tal motivo se implementó en el diseño el uso de finales de carrera para el apagado automático de la máquina.

La estructura metodológica comienza recopilando información sobre la maquinaria pesada y los elementos que deben someterse a un proceso de mandrinado. Se seleccionaron algunos modelos comerciales, para determinar características mínimas de diseño que debe tener una mandrinadora portátil, A partir de estos datos, se elaboró una ficha de valoración de aspectos mínimos para la mandrinadora portátil, lo que proporcionó una base sólida para el diseño geométrico de las piezas que conforman la máquina.

Una vez definidas las características y los métodos de diseño, se procedió con la parte matemática, que sirvió para definir elementos constructivos y la selección de componentes como chumaceras, rodamientos y materiales necesarios para la construcción de la mandrinadora. Estos datos se utilizaron para establecer las geometrías de diseño, que luego se modelaron en software de diseño como SolidWorks, tanto en 3D como en CAD 2D, siguiendo

las normativas de dibujo técnico mecánico, estos modelos generaron planos detallados de la mandrinadora portátil que podrían utilizarse en una posible construcción del diseño propuesto.

De acuerdo al trabajo de Acosta, (2021), dice que la estructura de la máquina herramienta de mandrinado diseñada tiene un rango de trabajo entre 50 – 200 mm lo que se ajusta a los valores de las variables utilizadas en la presente investigación, teniendo en cuenta las condiciones de variación existentes por las características finales de los diseños de mandrinadoras.

De acuerdo al trabajo de Acosta, (2021) la metodología empleada para diseñar la máquina herramienta implica como primer paso determinar los parámetros necesarios para entender las necesidades del diseño, lo cual coincide con el trabajo de Perez & Mendoza, (2018) ellos detallan una metodología similar, Por lo tanto, estos trabajos pueden servir como guía para la elaboración del diseño de una mandrinadora portátil.

El diseño propuesto en este trabajo está enfocado en el desarrollo de la localidad. Para ello, se han tenido en cuenta características y requisitos del entorno para que el diseño satisfaga todas estas necesidades y pueda implementarse con el propósito de facilitar el trabajo en los talleres de mecánica dedicados al mantenimiento de maquinaria pesada.

El mercado industrial presenta múltiples opciones de mandrinadoras portátiles, que presentan características como ligeras, de fácil instalación y transporte, características que pueden ser muy importantes para el buen desempeño y garantizar la calidad del trabajo, el valor de mercado se encuentra aproximadamente entre 1 200 como mínimo y este a su vez aumenta conforme las características de la máquina sean mejores.

Como un valor tentativo de construcción de este proyecto se lo estipuló aproximadamente en 2 200 dólares, considerando que este modelo se podrá adaptar a las condiciones más extremas de trabajo que la industria local exige es más factible ya que sus estándares de diseño fueron recopilados de acuerdo a las necesidades del sector y a su vez brindará acabados de calidad.

8. Conclusiones

- Tras la recopilación de información en el medio local, se determinaron los parámetros requeridos de trabajo, como son: los diámetros de trabajo comprendidos entre 60-105 mm, longitud de mandrinado igual o mayor a 112 mm. Por otro lado, la máquina se ha diseñado con mecanismos que van desde el desbaste al pulido, cuenta con una potencia de 750 W capaz de cumplir con el proceso de mandrinado, para tener un buen acabado es necesario controlar la velocidad, parámetro que se encuentra regulado entre 120-250 rpm.
- La máquina diseñada está compuesta por dos mecanismos el de corte y el de avance, los cuales, de acuerdo a los requerimientos, se determinó que la profundidad de corte será de 1.5 mm, controlado por un motor de 750 W el cual estará controlado mediante un variador de frecuencia para su manejo, el mecanismo de avance está diseñado para una velocidad mínima de 0,063 mm/rev, constituido por un tornillo de potencia y un servomotor capaz de mantener el avance con la mayor exactitud posible, de igual forma esté cuenta con un módulo de control para mantener una inspección constante.
- Los elementos seleccionados fueron estudiados y determinados mediante análisis matemático, las cuales cumplían con características como resistencia, versatilidad y facilidad de adquisición, que son de utilidad para el diseño y ayudaron a obtener la flexibilidad del diseño de la máquina herramienta.
- El diseño de la máquina herramienta se ha realizado considerando las necesidades locales, así como sus elementos constructivos, los cuales pueden ser adquiridos dentro del mercado nacional, lo que significa que el diseño de la máquina herramienta es viable.

9. Recomendaciones

- Indagar acerca de las maquinas herramientas presentes en el mercado y de esta forma seleccionar aquellos aspectos relevantes para el diseño de un nuevo modelo.
- Diseñar una máquina herramienta considerando las necesidades y requerimientos del sector al cual está dirigido, de esta manera se podrá garantizar un buen desempeño.

10. Bibliografía

- Acosta, D. A. (2021). *Diseño de una mandrinadora portátil de bajo costo para rectificaciones de agujeros de 50 a 200 mm de diámetro para una empresa metalmecánica*. . Callao: Universidad Nacional del Callao.
- Altamirano, S. (17 de 05 de 2019). *blog.suileraltamirano*. Obtenido de *blog.suileraltamirano*: <https://blog.suileraltamirano.com/contenido-03-arranque-directo-de-motor-controlado-por-plc/>
- Búa, M. T. (30 de 03 de 2014). *Xunta.gal*. Obtenido de *Xunta.gal*: https://recursos.edu.xunta.gal/sites/default/files/recurso/1464947843/314_elementos_d_e_manobra_y_control.html
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY*. Mexico: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A.
- Bueno, D. (2017). *Motor eléctrico – tipos y fundamentos*. Valencia: IES El Arenal .
- CarSync. (10 de 02 de 2022). *CarSync*. Obtenido de *CarSync*: <https://blog.carsync.com/blog/maquinaria-pesada-que-es-para-que-sirve-y-como-sacarle-m%C3%A1s-provecho>
- Climax, P. M. (2019). *Manual de Funcionamiento*. Oregon: Climax.
- Core S.A, E. e. (15 de 05 de 2023). *ecore*. Obtenido de *ecore*: <http://www.ecore.com/conmutadores.aspx#:~:text=El%20selector-conmutador%20e%20interruptor,eléctricos%20de%20contactos%20internos%20del>
- Coromant, S. (2017). *Formación Manual Tecnología de Mecanizado de Metal*. Suecia: A.B Sandvik Coromant.
- Dipac. (2020). *Cátalogo general de productos* . En *Dipac, Cátalogo general de productos* (pág. 54). Manta: Manta.
- Electrotec. (18 de 12 de 2020). *Electrotec*. Obtenido de *Electrotec*: https://www.facebook.com/Electrotecpe?locale=en_GB
- Fag. (2023). *Rodamientos Fag*. España: Fag.
- Filiu, L. M. (2017). *Electricidad y Automatismos Eléctricos* . Madrid: Paraninfo.
- Galarza Villafuerte, L. E. (2014). *Diseño y construcción de un banco didáctico de una caja de cambios manual de tres ejes, utilizada en vehículos pesados, para el laboratorio de la escuela de ingeniería automotriz*. Riobamba.
- González, J. L. (05 de 05 de 2020). *almez.pntic.mec.es*. (E. Donostiarra, Editor) Obtenido de *almez.pntic.mec.es*:

- <http://almez.pntic.mec.es/~jgonza86/Mecanismo%20de%20husillo%20y%20tuerca.htm>
- Hibbeler, R. (2010). *Dinámica*. Mexico: Person Education .
- Hilbbeler, R. (2010). *Estatica* . Mexico: PEARSON EDUCACIÓN.
- Himilce, I. (2020). *Integracion de sistemas de automatización industrial*. Andalucía: IES Himilce .
- Idre-SA. (2023). *Idre-SA*. Obtenido de Idre-SA: <http://idre-sa.com/hosting/idre/productos/rodamientos/ZNT/znt.php>
- Márquez, R. P., & Marín, O. A. (2001). *Diseño y construcción de una máquina alesadora para la empresa Inducosta Ltda*. Cartajena de Indias: Corporación universitaria tecnológica de Bolívar.
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. Mexico: Pearson Education.
- Mott, R. L. (2009). *Resistencia de Materiales* . Mexico: Pearson Education.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas un enfoque integrado*. Mexico: Pearson Educación de México, S.A.
- Nuclear, F. (2020). *Foro Nuclear*. Obtenido de Foro Nuclear: <https://www.foronuclear.org/descubre-la-energia-nuclear/preguntas-y-respuestas/sobre-distintas-fuentes-de-energia/que-es-la-electricidad/>
- Perez, J. M., & Mendoza, O. O. (2018). *Diseño de máquina mandrinadora portátil, ligera y de fácil montaje, para mecanizado agujeros diametros 60mm hasta 500mm* . Trujillo: Universidad César Vallejo.
- Planes, E. F. (03 de 06 de 2019). *ferrosplanes.com*. Obtenido de ferrosplanes.com: <https://ferrosplanes.com/que-es-mecanizado/>
- Plata, U. N. (2020). *Fasteners and Power Screws*. Buenos Aires: Universidad Nacional de la Plata.
- Rexroth Bosch, G. (2007). *Rodamientos Lineales*. Brasil: Printed in Germany.
- Reyna, J. (2020). DISEÑO DE UN TORNO MECÁNICO PORTÁTIL. *Academia Journals*, 2.
- SadiTransmisiones. (2020). *Sadi Transmisiones S.L*. Obtenido de Sadi Transmisiones S.L: <https://saditransmisiones.com/mecanismos-de-transmision/>
- Salazar, S. (30 de 10 de 2017). *SebastianSalazar.com*. Obtenido de SebastianSalazar.com: <https://sebastiansalazar.com/husillo-el-tornillo-sin-fin/>
- Schmid, S. K. (2008). *Manufactura, Ingeniería y Tecnología*. Mexico: Pearson Education.

- Schwartz. (2020). Acoplamiento mecánico ¿Qué es? tipos de acoplamientos que existen y sus aplicaciones . *LBA Industrial* , 3.
- sitenordeste mecanica, T. (15 de 10 de 2020). *sitenordeste*. Obtenido de sitenordeste:
http://www.sitenordeste.com/mecanica/maquinas_herramientas_2a.htm
- SKF, G. (2019). *Rodamientos*. Colombia: Grupo SKF.
- Velasco, A. (2011). *Conductores eléctricos el alma de las intalaciones*. Peubla: ED Gerardo Aparicio Servín.
- Vindondo, T., OMS, J., Alvares, C., Sobejano, F., Martinez, O., & Olleta, F. (1979). Máquinas Herramientas enseñanzas especializadas. En T. Vindondo, J. OMS, C. Alvares, F. Sobejano, O. Martinez, & F. Olleta, *Máquinas Herramientas enseñanzas especializadas* (págs. 102-110). Barcelona: Ediciones don Bosco.
- Wildi, T. (2007). *Máquinas eléctricas y sistemas de potencia* . Mexico: Pearson Educación .
- Wordpress. (06 de 06 de 2013). *Wordpress*. Obtenido de Wordpress:
<https://iesvillalbahervastecnologia.files.wordpress.com/2013/06/mecanismos-transformacion.pdf>

11. Anexos

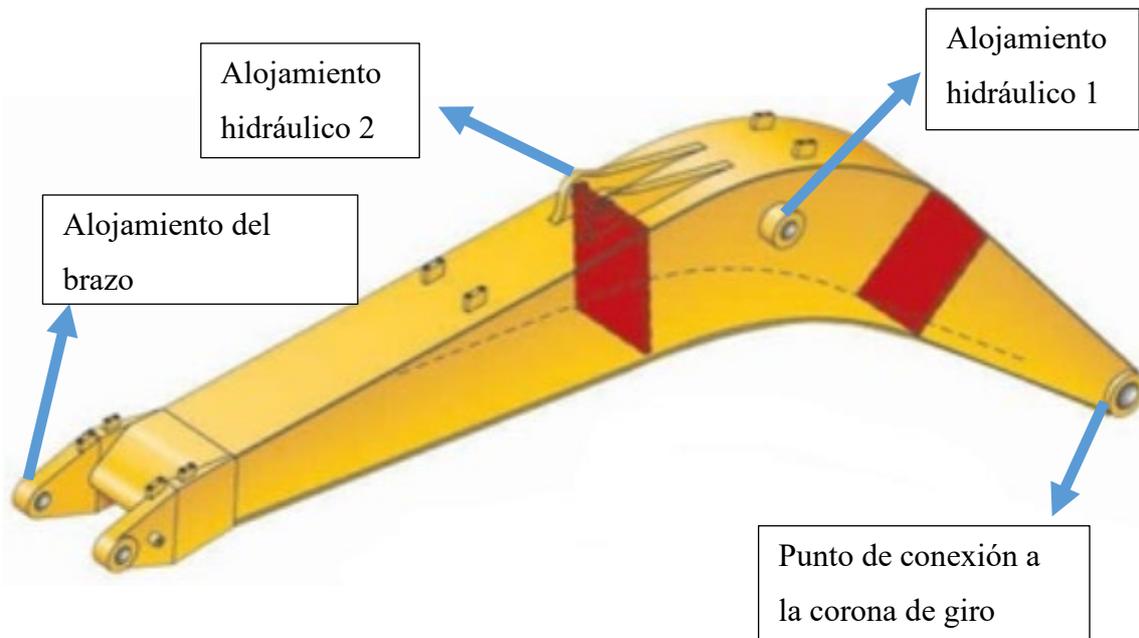
Anexo 1. Ficha Técnica

Universidad Nacional de Loja

Carrera de ingeniería Electromecánica

Ficha Técnica

Pluma

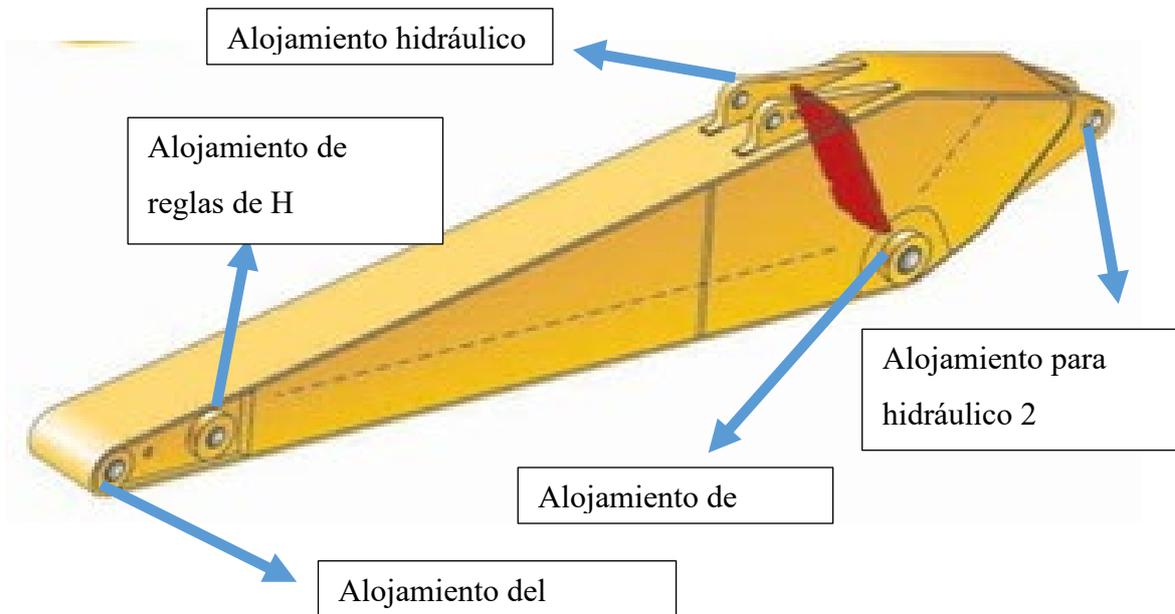


	Φ int.buje(mm)	Φ ext. Buje(mm)	L. del buje(mm)	Long.del pin(mm)
Punto de conexión a la corona de giro	80	95	85	1000
Alojamiento hidráulico 1	80	95	85	800
Alojamiento hidráulico 2	80	80	80	200
Alojamiento del brazo	80	95	85	700

Características del material de confección de los alojamientos de la pluma.

Barra perforada diámetro interno y externo

Brazo

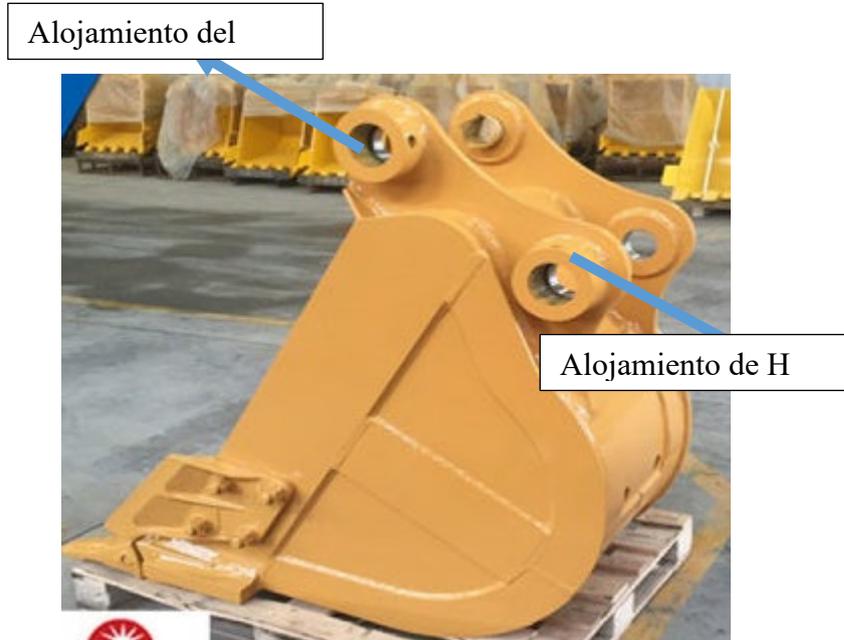


		Φ int.buje(mm)	Φ ext. Buje(mm)	h. del buje(mm)	Long.del pin(mm)
Alojamiento para hidráulico 2	para	80	95	85	200
Alojamiento de pluma	de	80	95	85	700
Alojamiento hidráulico 3		80	80	80	200
Alojamiento de reglas de H	de	70	85	75	500
Alojamiento del cucharón	del	80	95	85	500

Características del material de confección de los alojamientos del brazo.

Plancha de 1 ½ o 38 mm naval

Cucharon



	Φ	int.	Φ ext.	h. del buje(mm)	Long.del pin(mm)
	buje(mm)		Buje(mm)		
Alojamiento del brazo	80		95	85	500
Alojamiento de H	80		95	85	500

Características del material de confección de los alojamientos del cucharon.

Plancha de 1 ½ o 38 mm naval

Características técnicas de la barra perforada

Tabla 37. Características químicas

Composición química

%C	%Mn	%Si	%V	%S	%P
0.22	0.16	0.35	0.12	0.04	0.03

Fuente:(Dipac, 2019)

Tabla 38. Dimensiones de barra perforada

		Desde	Hasta
Dimensiones	Interior	30 mm	65 mm
	Exterior	50 mm	115 mm
	longitud	5.85 m	7 m

Fuente: (Dipac, 2019)

Tabla 39. Características mecánicas

Propiedades Mecánicas

Resistencia mecánica	Punto de fluencia	Elongación mínima %	Dureza HB
650/800	<16 mm -480 >16-30 mm – 460 >30 mm - 440	18	-240

Fuente: (Dipac, 2019)

Características técnicas de las planchas navales

Tabla 40. Características de las planchas naval

Descripción	Composición química					Pruebas mecánicas				Pruebas de flexibilidad		
	C max	Si	Mn	P max	S max	Resistencia mecánica psi (Kgf/mm ²)	Punto de fluencia psi (Kgf/mm ²)	Elongación		Espesor en mm	Angulo de doblado	Radio de curva del diámetro del espesor de la muestra
								Muestra in. (mm)	% min			
Grado A				0.04	0.05	58 000(40.8)-71 000(49.9)	32 000(22.5)	GL:8(200)	21 24	¾(19.1) y menores Sobre ¾ a 1 ¼(31.8) Sobre 1 ¼	180	3
Grado B	0.21		0.80-1.10	0.04	0.05							3
Grado C	0.23	0.15-0.30	0.60-0.90	0.04	0.05							3
Grado CS	0.18	0.15-0.30	1-1.35	0.04	0.05							3
Grado E	0.18	0.15-0.30	0.70-1.35	0.04	0.05							
Grado R	0.24		0.60-0.90	0.04	0.05							

Fuente: (Dipac, 2019).



Sr. Carlos Vicente Armijos Barros
Gerente General

Anexo 2. Cargas para cojinetes de bolas

Tabla 11-2

Dimensiones y clasificaciones de carga para cojinetes de bolas de contacto angular, de una fila, serie O2, de ranura profunda

Diámetro interior, mm	DE, mm	Ancho, mm	Radio del entalle, mm	Diámetro del hombro, mm		Clasificaciones de carga, kN			
				d_S	d_H	Ranura profunda		Contacto angular	
						C_{10}	C_0	C_{10}	C_0
10	30	9	0.6	12.5	27	5.07	2.24	4.94	2.12
12	32	10	0.6	14.5	28	6.89	3.10	7.02	3.05
15	35	11	0.6	17.5	31	7.80	3.55	8.06	3.65
17	40	12	0.6	19.5	34	9.56	4.50	9.95	4.75
20	47	14	1.0	25	41	12.7	6.20	13.3	6.55
25	52	15	1.0	30	47	14.0	6.95	14.8	7.65
30	62	16	1.0	35	55	19.5	10.0	20.3	11.0
35	72	17	1.0	41	65	25.5	13.7	27.0	15.0
40	80	18	1.0	46	72	30.7	16.6	31.9	18.6
45	85	19	1.0	52	77	33.2	18.6	35.8	21.2
50	90	20	1.0	56	82	35.1	19.6	37.7	22.8
55	100	21	1.5	63	90	43.6	25.0	46.2	28.5

Nota. Tomado de (Budynas & Nisbett, 2008).

Anexo 3. Factores de carga radial para cojinetes de bolas

Tabla 11-1

Factores de carga radial equivalente para cojinetes de bolas

F_a/C_0	e	$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$	
		X_1	Y_1	X_2	Y_2
0.014*	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1.00	0	0.56	1.00

*Utilice 0.014 si $F_a/C_0 < 0.014$.

Nota. Tomado de (Budynas & Nisbett, 2008).

Anexo 4. Motores Comerciales

Nota. Tomado de (Sumitomodrive, 2014).

0.75kW

Motor Speed n_1	50Hz	1450r/min
	60Hz	1750r/min

50Hz					60Hz					Nomenclature			Exact Ratio	Outline Dimension Fig	
Output Speed n_2	Output Torque Tout		Allowable Radial Load Pro		Output Speed n_2	Output Torque Tout		Allowable Radial Load Pro		Input Capacity Symbol	Frame Size	Reduction Ratio		ZNFM	ZNHM
r/min	N.m	kgf.m	N	Kgf	r/min	N.m	kgf.m	N	Kgf				ZNFM		
483	13.4	1.36	650	66	583	11.1	1.13	500	51	1 - 1280 (-B)	- 3	3.02	Fig D17 Page 24	Fig D18 Page 24	
290	22.3	2.27	1270	130	350	18.4	1.88	1000	102	1 - 1280 (-B)	- 5	4.89			
145	46.5	4.74	2120	216	175	38.5	3.93	2120	216	1 - 1280 (-B)	- 10	10.32			
96.7	69.7	7.11	2600	265	117	57.8	5.89	2600	265	1 - 1280 (-B)	- 15	14.67	Fig D19 Page 25	Fig D20 Page 25	
72.5	93.0	9.48	2820	288	87.5	77.0	7.86	2820	288	1 - 1280 (-B)	- 20	20.00			
58.0	116	11.9	2940	300	70.0	96.3	9.82	2940	300	1 - 1280 (-B)	- 25	24.99			
48.3	139	14.2	3060	312	58.3	116	11.8	3060	312	1 - 1280 (-B)	- 30	29.33			
48.3	139	14.2	4830	493	58.3	116	11.8	4830	493	1 - 1321 (-B)	- 30	30.85	Fig D21 Page 26	Fig D22 Page 26	
36.3	180	18.4	5430	554	43.8	149	15.2	5430	554	1 - 1321 (-B)	- 40	40.71			
29.0	225	22.9	6030	615	35.0	186	19.0	6030	615	1 - 1321 (-B)	- 50	50.46			
24.2	270	27.5	6590	672	29.2	224	22.8	6590	672	1 - 1321 (-B)	- 60	58.72	Fig D21 Page 26	Fig D22 Page 26	
18.1	360	36.7	7060	720	21.9	298	30.4	7060	720	1 - 1321 (-B)	- 80	77.99			
14.5	450	45.9	7060	720	17.5	373	38.0	7060	720	1 - 1321 (-B)	- 100	96.66			
14.5	450	45.9	8480	865	17.5	373	38.0	8480	865	1 - 1400 (-B)	- 100	101.39	Fig D21 Page 26	Fig D22 Page 26	
12.1	540	55.1	8480	865	14.6	447	45.6	8480	865	1 - 1400 (-B)	- 120	115.35			
9.06	720	73.4	8480	865	10.9	597	60.8	8480	865	1 - 1400 (-B)	- 160	157.05	Fig D21 Page 26	Fig D22 Page 26	
7.25	*769	*78.4	8480	865	8.75	746	76.1	8480	865	1 - 1400 (-B)	- 200	196.12			

Note) 1. The output speed is a typical value when the motor speed is 1,450 rpm for 50 Hz and 1,750 rpm for 60 Hz. For actual motor speed, refer to section 12

Anexo 5. Chumaceras comerciales

Nota. Tomado de (SKF, 2019).

Dimensiones										Capacidad de carga		Carga	Velocidad	Masa	Designación
d	D	B	B ₁	C	d ₁	d ₂	s ₁	r _{1,2}	r _{1,2}	básica	estática	límite de	límite		
pulg./mm	mm							min.		C	C ₀	P _u	con tolerancia	kg	-
										kN	kN		de eje h6		
1/2 12,7	40	19,1	28,6	12	24,2	27,2	22,1	0,3		9,56	4,75	0,2	9 500	0,13	YET 203-008
3/4 19,05	47	21	30,5	14	28,2	32,4	23,5	0,6		12,7	6,55	0,28	8 500	0,17	► YET 204-012
	47	34,2	43,7	14	28,2	32,4	26,6	0,6		12,7	6,55	0,28	8 500	0,21	YEL 204-012-2F
1 25,4	52	21,5	31	15	33,7	37,4	23,5	0,6		14	7,8	0,335	7 000	0,19	► YET 205-100
	52	34,9	44,4	15	33,7	37,4	26,9	0,6		14	7,8	0,335	1 500	0,23	YELAG 205-100
	52	34,9	44,4	15	33,7	37,4	26,9	0,6		14	7,8	0,335	7 000	0,24	YEL 205-100-2F
1 1/8 28,575	62	23,8	35,7	18	39,7	44,1	26,7	0,6		19,5	11,2	0,475	6 300	0,34	YET 206-102
	62	36,5	48,4	18	39,7	44,1	30,1	0,6		19,5	11,2	0,475	1 200	0,4	YELAG 206-102
	62	36,5	48,4	18	39,7	44,1	30,1	0,6		19,5	11,2	0,475	6 300	0,41	YEL 206-102-2F
1 3/16 30,163	62	23,8	35,7	18	39,7	44,1	26,7	0,6		19,5	11,2	0,475	6 300	0,32	YET 206-103
	62	36,5	48,4	18	39,7	44,1	30,1	0,6		19,5	11,2	0,475	1 200	0,37	YELAG 206-103
	62	36,5	48,4	18	39,7	44,1	30,1	0,6		19,5	11,2	0,475	6 300	0,38	YEL 206-103-2F
1 1/4 31,75	62	23,8	35,7	18	39,7	44,1	26,7	0,6		19,5	11,2	0,475	6 300	0,3	YET 206-104
	72	25,4	38,9	19	46,1	51,1	29,4	1		25,5	15,3	0,655	5 300	0,51	YET 207-104
	72	37,6	51,1	19	46,1	51,1	32,3	1		25,5	15,3	0,655	1 100	0,6	YELAG 207-104

Anexo 6. Características de los motores eléctrico

Table 7

kW	Motor frame	Heat resistance class	Available frequency range	Applicable inverter
0.1	V-63S	F	6 to 120 Hz (Base frequency 60 Hz)	HF-320α series
0.2	V-63M			
0.4	V-71M			
0.75	V-80M	F		
1.5	V-90L			
2.2	V-100L			

Nota. Tomado de (Sumitomdrive, 2014).

Anexo 7. Características eléctricas de los motores

12.4 Motor Characteristics JIS Spec Motors

1) 200 V class (3Ø Non Explosion proof)

No. of poles		4 P														
Power supply		200V-50Hz					200V-60Hz					220V-60Hz				
Output [kW]	Motor Frame No	Rated current [A]	Max. torque [%]	Starting torque [%]	Starting current [A]	Rpm [r/min]	Rated current [A]	Max. torque [%]	Starting torque [%]	Starting current [A]	Rpm [r/min]	Rated current [A]	Max. torque [%]	Starting torque [%]	Starting current [A]	Rpm [r/min]
0.1	V-63S	0.69	265	281	2.7	1420	0.6	236	245	2.5	1700	0.62	285	297	2.8	1720
0.2	V-63M	1.24	232	233	4.6	1410	1.09	210	207	4.2	1700	1.09	254	250	4.8	1720
0.4	V-71M	2.35	237	237	9.1	1410	2.05	210	210	8.3	1700	2.02	257	257	9.4	1730
0.75	V-80M	3.88	234	215	16.0	1420	3.43	211	190	15.1	1720	3.35	253	242	16.8	1740
1.5	V-90L	6.97	233	224	34.1	1430	6.29	205	192	31.2	1710	6.00	250	243	34.9	1730
2.2	V-100L	9.74	268	255	52	1430	8.90	229	204	46.6	1700	8.38	282	260	52	1720

Nota. Tomado de (Sumitomdrive, 2014).

Anexo 8. Cargas de los acoples mecánicos

Jaw Nominal Rated Torque Data

Chart 3

Size	Max Bore		Spider Material							
	in	mm	SOX (NBR) Torque		Urethane Torque		Hytrel Torque		Bronze Torque	
			in-lbs	Nm	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm
L035	0.375	9	3.5	0.4	—	—	—	—	—	—
L/AL050	0.625	16	26.3	3.0	39	4.5	50	5.60	50	5.60
L/AL070	0.750	19	43.2	4.9	65	7.3	114	12.90	114	12.90
L/AL075	0.875	22	90.0	10.2	135	15.3	227	25.60	227	25.60
L/AL090	1.000	25	144.0	16.3	216	24.4	401	45.30	401	45.30
L/AL095	1.125	28	194.0	21.9	291	32.9	561	63.40	561	63.40
L/AL099	1.188	30	318.0	35.9	477	53.9	792	89.50	792	89.50
L/AL100	1.375	35	417.0	47.1	626	70.7	1,134	128.00	1,134	128.00
L/AL110	1.625	42	792.0	89.5	1,188	134.0	2,268	256.00	2,268	256.00
L150	1.875	48	1,240.0	140.0	1,860	210.0	3,708	419.00	3,706	419.00
AL150	1.875	48	1,450.0	163.8	—	—	—	—	—	—
L190	2.125	55	1,728.0	195.0	2,592	293.0	4,680	529.00	4,680	529.00
L225	2.625	65	2,340.0	264.0	3,510	397.0	6,228	704.00	6,228	704.00
L276	2.875	73	4,716.0	533.0	—	—	—	—	12,500	1 412.00
C226	2.500	64	2,988.0	338.0	—	—	5,940	671.00	5,940	671.00
C276	2.875	73	4,716.0	533.0	—	—	9,432	1 066.00	—	—
C280	3.000	76	7,560.0	854.0	—	—	13,866	1 567.00	—	—
C285	4.000	102	9,182.0	1 038.0	—	—	16,680	1 882.00	—	—
C295	3.500	89	11,340.0	1 281.0	—	—	22,680	2 563.00	22,680	2 563.00
C2955	4.000	102	18,900.0	2 136.0	—	—	37,800	4 271.00	37,800	4 271.00
H3067	4.500	114	33,395.0	3 774.0	—	—	47,196	5 333.00	47,196	5 333.00
H3567	5.000	127	46,632.0	5 269.0	—	—	63,000	7 119.00	63,000	7 119.00
H3667	5.629	143	64,812.0	7 323.0	—	—	88,200	9 966.00	88,200	9 966.00
H4067	6.250	159	88,224.0	9 969.0	—	—	126,000	14 237.00	126,000	14 237.00
H4567	7.000	178	119,700.0	13 525.0	—	—	170,000	19 209.00	170,000	19 209.00

Note: ■ Bronze has a maximum RPM capability of 250 RPM.

Nota. Tomado de (Lovejoy, 2016).

Anexo 9. Factores de servicio de los acoples mecánicos



Jaw
Application Service Factors
Selection Data



Application Service Factors

Chart 1

	Service Factors						Service Factors						Service Factors				
	Electric Motor w/ Standard Torque	Electric Motor w/ High Torque	Steam Turbines & En- gines w/ or more Cyl*	Reciprocating Engines*			Electric Motor w/ Standard Torque	Electric Motor w/ High Torque	Steam Turbines & En- gines w/ or more Cyl*	Reciprocating Engines*			Electric Motor w/ Standard Torque	Electric Motor w/ High Torque	Steam Turbines & En- gines w/ or more Cyl*	Reciprocating Engines*	
	1-Cyl	2-Cyl	1-Cyl	2-Cyl		1-Cyl	2-Cyl	1-Cyl	2-Cyl	1-Cyl	2-Cyl	1-Cyl	2-Cyl	1-Cyl	2-Cyl		
Agitators	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Feeders											
Band Resaw (Lumber)	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Belt, Screw	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Beater, Pulper,					
Barge Haul Puller	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Reciprocating	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8	Jordans, Dresses	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Beaters	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Filter, Press-oil	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Calenders, Dryers, Washers,					
Blowers						Generators						Thickener.....	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Centrifugal.....	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Not Welding.....	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Converting Machines,					
Lobe, Vane	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6	Welding.....	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Conveyors	1.20	1.45	1.20	1.9	1.5
Bottling Machinery	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6	Hoist.....	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Printing Presses	1.50	1.75	1.50	1.7	1.3
Brew Kettles (distilling)	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6	Kilns	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Pug Mill	1.75	2.00	1.75	2.0	1.6
Can Filling Machinery	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Reversing	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Pumps					
Car Dumpers	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8	Laundry Washers —						Centrifugal.....	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
Car Pullers	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Reversing	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Gear, Rotary, Vane	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6
Card Machine	1.75	2.00	1.75	2.5	2.0	Lumber Machinery						Reciprocating:					
Chiller (oil)	1.50	2.00	1.25	2.0	2.0	Barkers, Edger Feeder,						1-Cyl. Single or					
Compressors						Live Roll.....	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Double Acting	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Centrifugal.....	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Planer, Slab Conveyer.....	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	2-Cyl. Single Acting.....	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Screw, Lobe.....	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6	Machine Tools						2-Cyl. Double Acting.....	1.75	2.00	1.75	2.5	2.0
Reciprocating	See Note					Punch Press-gear Driven,						3 or more Cyl.....	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Conveyors, Uniformly Fed						Plate Planer.....	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Rubber Machinery					
Assembly, Belt, Screw.....	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Tapping Machinery,						Mixers.....	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8
Bucket, Sawdust.....	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6	Bending Roll.....	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3	Rubber Calender.....	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Live Roll, Shaker,						Main Drive.....	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8	Screens					
Reciprocating	3.00	3.25	3.00	3.7	3.3	Auxiliary Drives.....	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3	Air washing, Water.....	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
												Rotary—stone or gravel,					

Nota. Tomado de (Lovejoy, 2016).

Anexo 10. Nomenclatura comercial de los acoples mecánicos



Jaw
L, AL, LC, C, H and RRS Type Ratings
Performance Data

JW

Jaw Type Performance Ratings

Size	Elastomeric Member	Number of Jaws	Basic HP Ratings @ Varying RPM				Torque Rating		Max Bore		Max x1000 RPM
			100	1200	1800	3600	in-lbs	Nm	in	mm	
L, AL & LC Type											
L035	SOX (NBR)	2	0.006	0.07	0.10	0.22	3.5	0.40	0.375	9	31.0
L050/AL050	SOX (NBR)	2	0.042	0.50	0.75	1.51	26.3	2.97	0.625	16	18.0
L050/AL050	Hytrel®	2	0.080	0.96	1.43	2.88	50.0	5.65	0.625	16	18.0
L070/AL070	SOX (NBR)	2	0.070	0.84	1.23	2.52	43.2	4.88	0.750	19	14.0
L070/AL070	Hytrel	2	0.180	2.16	3.26	6.48	114.0	12.88	0.750	19	3.6
L075/AL075	SOX (NBR)	3	0.140	1.68	2.57	5.04	90.0	10.17	0.875	22	11.0
L075/AL075	Hytrel	3	0.380	4.32	6.48	12.96	227.0	25.65	0.875	22	3.6
L090/AL090/LC090	SOX (NBR)	3	0.230	2.76	4.11	8.28	144.0	16.27	1.000	25	9.0
L090/AL090	Hytrel	3	0.640	7.68	11.50	23.04	401.0	42.31	1.000	25	3.6
L095/AL095/LC095	SOX (NBR)	3	0.310	3.72	5.50	11.16	194.0	21.92	1.125	32	9.0
L095/AL095	Hytrel	3	0.890	10.68	16.00	32.04	561.0	63.38	1.125	32	3.6
L099/AL099/LC099	SOX (NBR)	3	0.500	6.00	9.10	18.00	318.0	35.93	1.180	30	7.0
L099/AL099	Hytrel	3	1.260	15.12	22.60	45.36	792.0	89.48	1.180	30	3.6
L100/AL100/LC100	SOX (NBR)	3	0.660	7.92	11.90	23.76	417.0	47.11	1.380	35	7.0
L100/AL100	Hytrel	3	1.800	21.60	32.40	64.80	1,134.0	128.12	1.380	35	3.6
L110/AL110/LC110	SOX (NBR)	3	1.260	15.12	23.00	45.36	792.0	89.48	1.620	42	5.0
L110/AL110	Hytrel	3	3.600	43.20	65.00	129.60	2,268.0	256.25	1.620	42	5.0
L150/LC150	SOX (NBR)	3	2.000	24.00	35.00	72.00	1,240.0	140.10	1.880	48	5.0
L150	Hytrel	3	5.900	70.80	106.00	212.40	3,708.0	418.95	1.880	48	5.0
AL-150	SOX (NBR)	4	2.300	27.60	41.40	82.80	1,450.0	163.83	1.880	48	5.0
L190/LC190	SOX (NBR)	3	2.700	32.40	49.00	97.20	1,728.0	195.24	2.120	55	5.0
L190	Hytrel	3	7.400	88.80	134.00	266.40	4,680.0	528.77	2.120	55	5.0
L225/LC225	SOX (NBR)	3	3.700	44.40	67.00	133.20	2,340.0	264.38	2.620	65	4.2
L225	Hytrel	3	9.900	118.80	178.00	356.40	6,228.0	703.67	2.620	65	4.2
L276	SOX (NBR)	3	7.500	90.00	135.00	+	4,716.0	532.84	2.880	73	1.8
C Type											
C226	SXB (NBR)	3	4.700	56.40	85.00	169.20	2,988.0	337.60	2.500	64	4.8
C226	Hytrel	3	9.400	112.80	170.00	338.40	5,940.0	671.13	2.500	64	4.8
C276	SXB (NBR)	3	7.500	90.00	135.00	270.00	4,716.0	532.84	2.880	73	4.2
C276	Hytrel	3	15.000	180.00	269.00	540.00	9,432.0	1,065.67	2.880	73	4.2
C280	SXB (NBR)	3	12.000	114.00	216.00	+	7,560.0	854.17	3.000	76	3.5
C280	Hytrel	3	22.000	264.00	396.00	+	13,866.0	1,566.65	3.000	76	3.5
C285	SXB (NBR)	3	14.600	175.20	262.00	+	9,182.0	1,037.43	4.000	102	3.2
C285	Hytrel	3	26.000	312.00	476.00	+	16,680.0	1,882.33	4.000	102	3.2
C295	SXB (NBR)	3	18.000	216.00	324.00	+	11,340.0	1,281.25	3.500	89	2.3
C295	Hytrel	3	36.000	432.00	648.00	+	22,680.0	2,562.50	3.500	89	2.3
C2955	SXB (NBR)	5	30.000	360.00	540.00	+	18,900.0	2,135.42	4.000	102	2.3
C2955	Hytrel	5	60.000	720.00	1,080.00	+	37,800.0	4,270.83	4.000	102	2.3

Nota. Tomado de (Lovejoy, 2016)

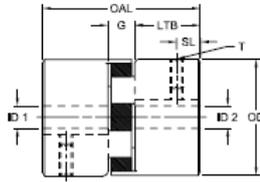
Anexo 11. Características de los acoples mecánicos



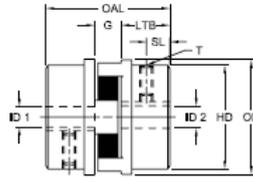
Jaw L, C and H Type Dimensional Data

JW

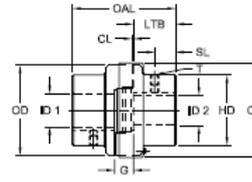
L, C and H Type Couplings



Style 1



Style 2



Style 3

L Type, C Type & H Type Dimensional Data

Size	Style No	OAL in	G in	LTB in	SL in	CL in	T in	ID1- ID2				OD in	CD in	HD in	Weight		Moment of Inertia (Solid) WR ² lb-in ²
								Min Bore		Max Bore					Min Bore lbs	Max Bore lbs	
								in	mm	in	mm						
L Type																	
L035	1	0.81	0.28	0.27	0.13	N/A	#6-32	0.125	3	0.375	9	0.63	N/A	0.63	0.10	0.10	0.003
L050	1	1.71	0.48	0.62	0.31	N/A	1/4-20	0.250	6	0.625	16	1.08	N/A	1.08	0.30	0.20	0.054
L070	1	1.98	0.48	0.75	0.38	N/A	1/4-20	0.250	6	0.750	19	1.36	N/A	1.36	0.60	0.40	0.115
L075	1	2.13	0.50	0.82	0.31	N/A	1/4-20	0.250	6	0.875	22	1.75	N/A	1.75	1.00	0.80	0.388
L090	1	2.15	0.52	0.82	0.44	N/A	1/4-20	0.250	6	1.000	25	2.11	N/A	2.11	1.50	1.20	0.772
L095	1	2.51	0.52	1.00	0.44	N/A	5/16-18	0.438	12	1.125	29	2.11	N/A	2.11	1.80	1.30	0.890
L099	1	2.84	0.71	1.06	0.44	N/A	5/16-18	0.438	12	1.188	30	2.54	N/A	2.54	2.50	2.00	2.048
L100	1	3.48	0.71	1.38	0.44	N/A	5/16-18	0.438	12	1.375	35	2.54	N/A	2.54	3.20	2.40	2.783
L110	1	4.22	0.88	1.68	0.75	N/A	3/8-16	0.625	16	1.625	42	3.32	N/A	3.32	6.60	5.30	8.993
L150	1	4.50	1.00	1.75	0.75	N/A	3/8-16	0.625	16	1.875	48	3.75	N/A	3.75	8.80	7.00	11.477
L190	2	4.86	1.00	1.94	0.88	N/A	1/2-13	0.750	19	2.125	55	4.50	N/A	4.00	15.30	12.30	39.256
L225	2	5.34	1.00	2.18	1.00	N/A	1/2-13	0.750	19	2.625	67	5.00	N/A	4.25	19.60	15.00	65.000
L276	2	7.82	1.58	3.12	1.56	N/A	1/2-13	0.875	22	2.875	73	6.18	N/A	5.00	40.00	30.50	188.000
C Type																	
C226	3	7.00	1.50	2.75	1.38	0.12	1/2-13	0.875	22	2.500	64	5.15	5.50	4.12	29.00	22.00	74.000
C276	3	7.87	1.63	3.12	1.56	0.12	1/2-13	0.875	22	2.875	73	6.18	6.53	5.00	47.00	36.00	188.000
C280	3	7.87	1.63	3.12	1.56	0.12	1/2-13	1.250	32	3.000	76	7.50	7.81	5.50	61.00	49.00	362.000
C285	3	9.13	1.63	3.75	1.75	0.12	5/8-11	1.250	32	4.000	102	8.50	8.88	6.50	87.00	68.00	642.000
C295	3	9.38	1.88	3.75	1.88	0.12	5/8-11	1.500	38	3.500	89	9.12	9.62	6.25	97.00	78.00	862.000
C2955	3	10.38	1.88	4.25	2.12	0.12	5/8-11	1.750	44	4.000	102	9.12	9.62	7.12	117.00	90.00	932.000

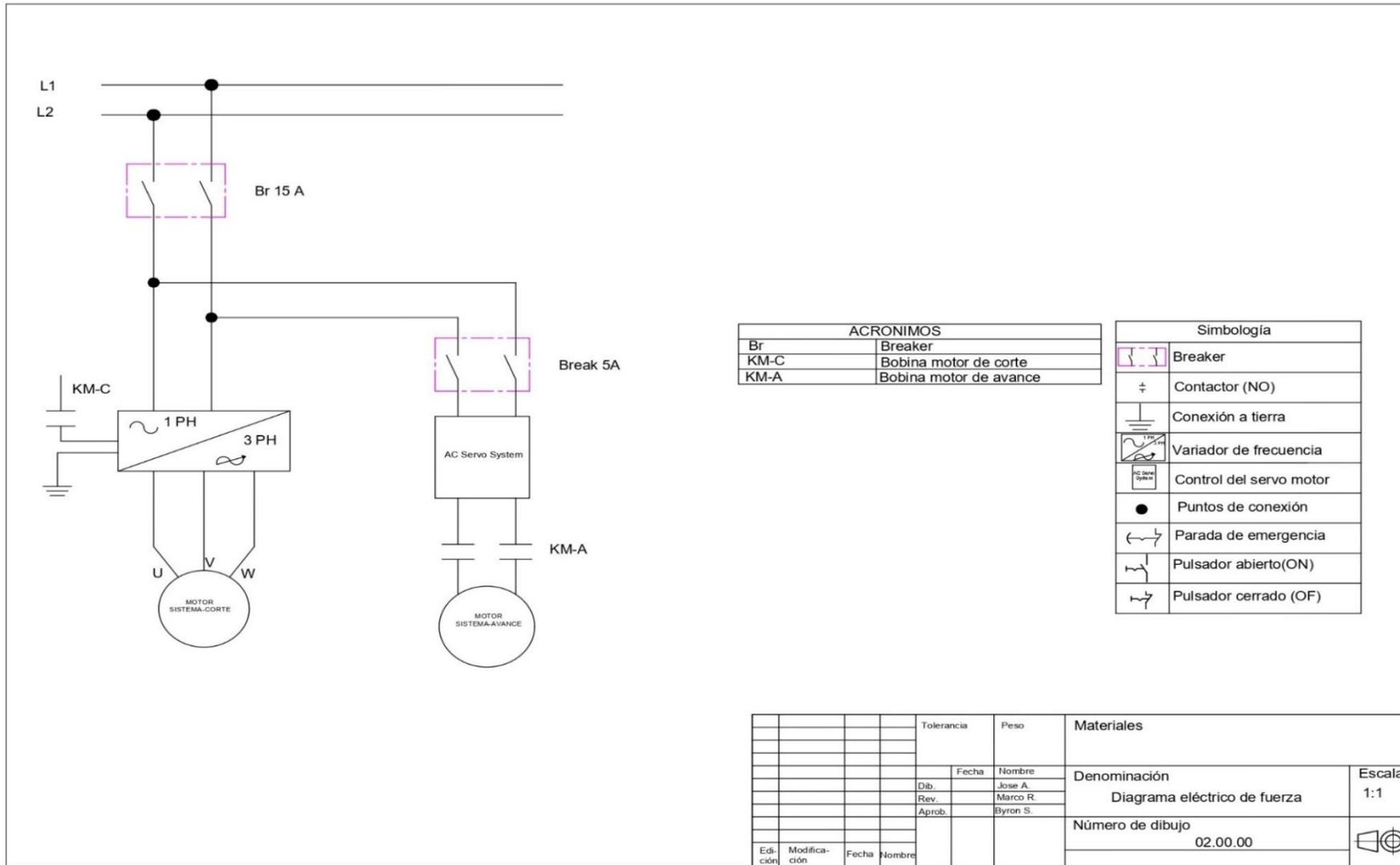
Nota. Tomado de (Lovejoy, 2016).

Tabla 1. Secciones transversales nominales y reales de conductores eléctricos.

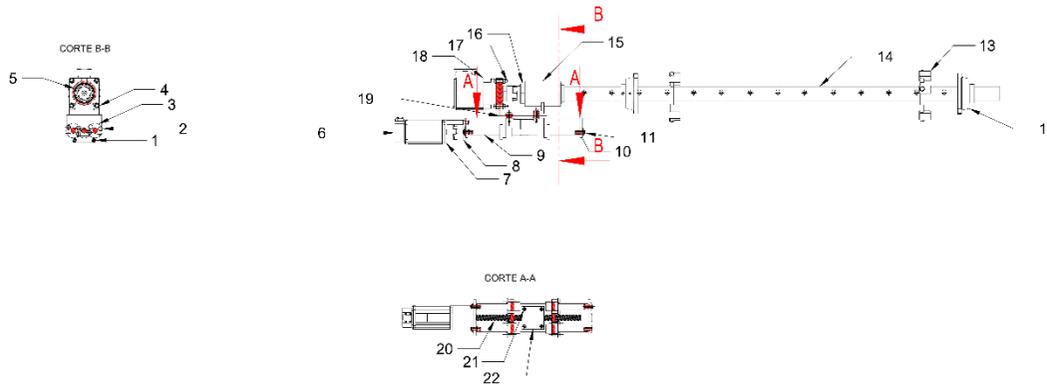
Cal. AWG	A_{nom}	A_{real}	Cal. AWG	A_{nom}	A_{real}
18	0.824	1.07	3	26.7	34.3
16	1.31	1.7	2	33.6	43.2
14	2.08	2.7	1	42.4	55.9
12	3.31	4.29	1/0	53.5	70.1
10	5.26	6.82	2/0	67.4	88.5
8	8.37	10.8	3/0	85	112
6	13.3	17.2	4/0	107	141
4	21.2	27.3			

Nota. Tomado de (Filiu, 2017).

Anexo 13. Planos eléctricos.

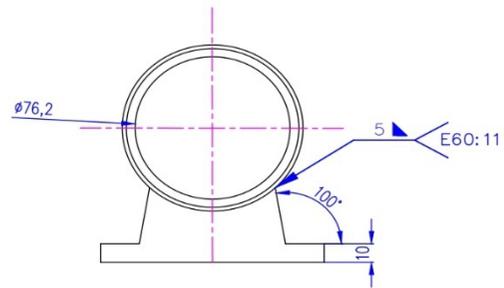
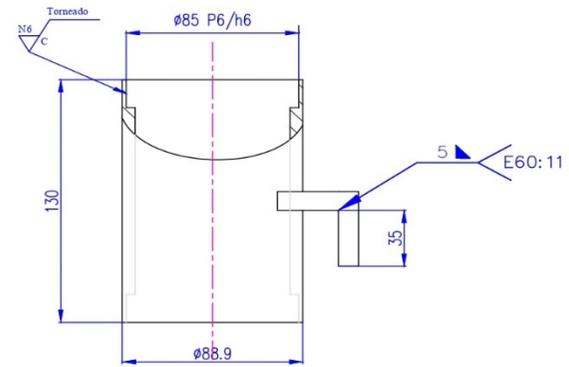
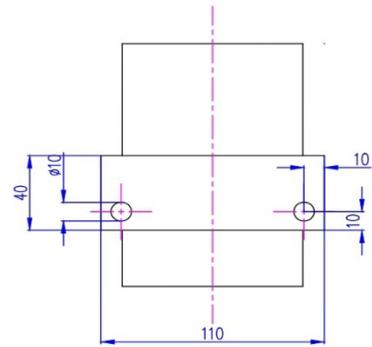


Anexo 14. Planos Mecánicos



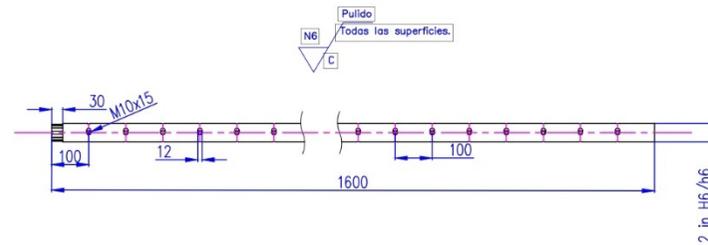
32	1	BASE MECANICA TORNILLO DE POTENCIA	CE.01.00.0027	ASTM A306	ACERO ASTM A306	EN ANCHA DE PUNTO
23	4	PIRÓMETRO CON PUNTO DE FUSIÓN DE 4°C	CE.01.00.0021	SAE	402-0104-0104
30	1	TORNILLO DE TORNILLO	CE.01.00.0020	SAE	402-0104-0104	EN ANCHO DE PUNTO
19	1	BASE MECANICA DE COXTE	CE.01.00.0019	ASME B30.1	ACERO A306	EN ANCHO DE PUNTO
15	1	RODILLO MECANICO 2.5 X 1.5	CE.01.00.0016	NEMA	CAJAS DE 40	FORMA DE 1.5 X 1.5
17	4	RODILLO METALICO CON TORNILLO	CE.01.00.0017	SAE	ACERO A306
16	2	TORNILLO DE ANILLO	CE.01.00.0016	SAE	ACERO A306
15	1	TORNILLO DE ANILLO METALICO	CE.01.00.0015	ASME	ACERO A306	EN ANCHO DE PUNTO
14	1	ANILLO DE TORNILLO	CE.01.00.0014	SAE	ACERO A306
13	2	ANILLO DE COXTE	CE.01.00.0013	ASME	ACERO A306	TORNILLO DE ANILLO
12	4	RODILLO METALICO	CE.01.00.0012	SAE	ACERO A306	TORNILLO DE ANILLO
11	4	RODILLO METALICO	CE.01.00.0011	SAE	ACERO A306	TORNILLO DE ANILLO
10	2	RODILLO METALICO DE ANILLO	CE.01.00.0010	ASTM A306	ACERO ASTM A306	EN ANCHO DE PUNTO
9	2	RODILLO METALICO DE ANILLO	CE.01.00.0009	AISI	ACERO A306	ACERO INOXIDABLE
8	4	RODILLO METALICO DE ANILLO	CE.01.00.0008	AISI	ACERO A306	EN ANCHO DE PUNTO
7	1	BASE MECANICA DE ANILLO	CE.01.00.0007	AISI	ACERO A306	EN ANCHO DE PUNTO
6	1	RODILLO METALICO	CE.01.00.0006	AISI	ACERO A306	EN ANCHO DE PUNTO
5	3	RODILLO METALICO	CE.01.00.0005	DIN	ACERO DIN 1.4301	TORNILLO DE ANILLO
4	4	RODILLO METALICO DE ANILLO	CE.01.00.0004	AISI	ACERO A306	EN ANCHO DE PUNTO
3	4	RODILLO METALICO DE ANILLO	CE.01.00.0003	AISI	ACERO A306	EN ANCHO DE PUNTO
2	5	RODILLO METALICO	CE.01.00.0002	SAE	ACERO A306	EN ANCHO DE PUNTO
1	8	RODILLO METALICO	CE.01.00.0001	SAE	ACERO A306	EN ANCHO DE PUNTO

POSIC.	CANT.	DENOMINACIÓN.	CÓDIGO.	NORMA.	MATERIAL.	OBSERVACIÓN.
		TOLERANCIA:			MATERIAL:	PESO:
		FECHA:			DENOMINACIÓN:	ESCALA:
		DIBUJO:			CONJUNTO DEL MECANISMO.	1-7
		REVISÓ:				
		APROBÓ:				
ED:	MO:	FFC:			UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA	

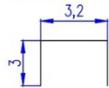


Como proviene de fabrica
 Todas las superficies.

				Tolerancia	Peso	Materiales	
						Acero tubería cédula 80	
				Fecha	Nombre	Denominación	Escala
				Dib.	Jose A.	Unión motor barra	1:5
				Rev.	Marco R.		
				Aprob.	Byron S.		
						Número de dibujo	
						01.01.01	
Edi- ción	Modifica- ción	Fecha	Nombre				

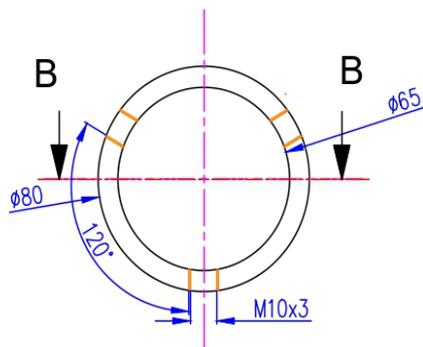


Detalle A

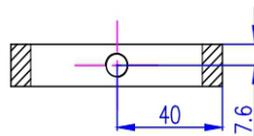


Escala 2:1

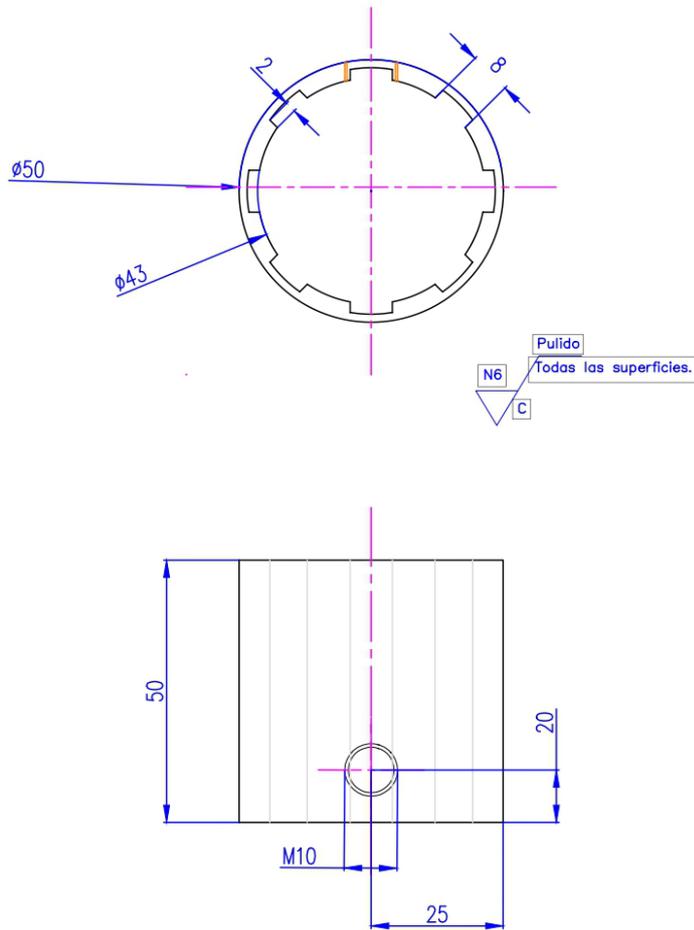
				Tolerancia	Peso	Materiales	
						Acero SAE 1045	
					Fecha	Nombre	Denominación
					Dib.	Jose A	Barra de mandrinado
					Rev.	Marco R	
					Aprob.	Byron S	
							Número de dibujo
							01.01.02
Edi- ción	Modifica- ción	Fecha	Nombre				



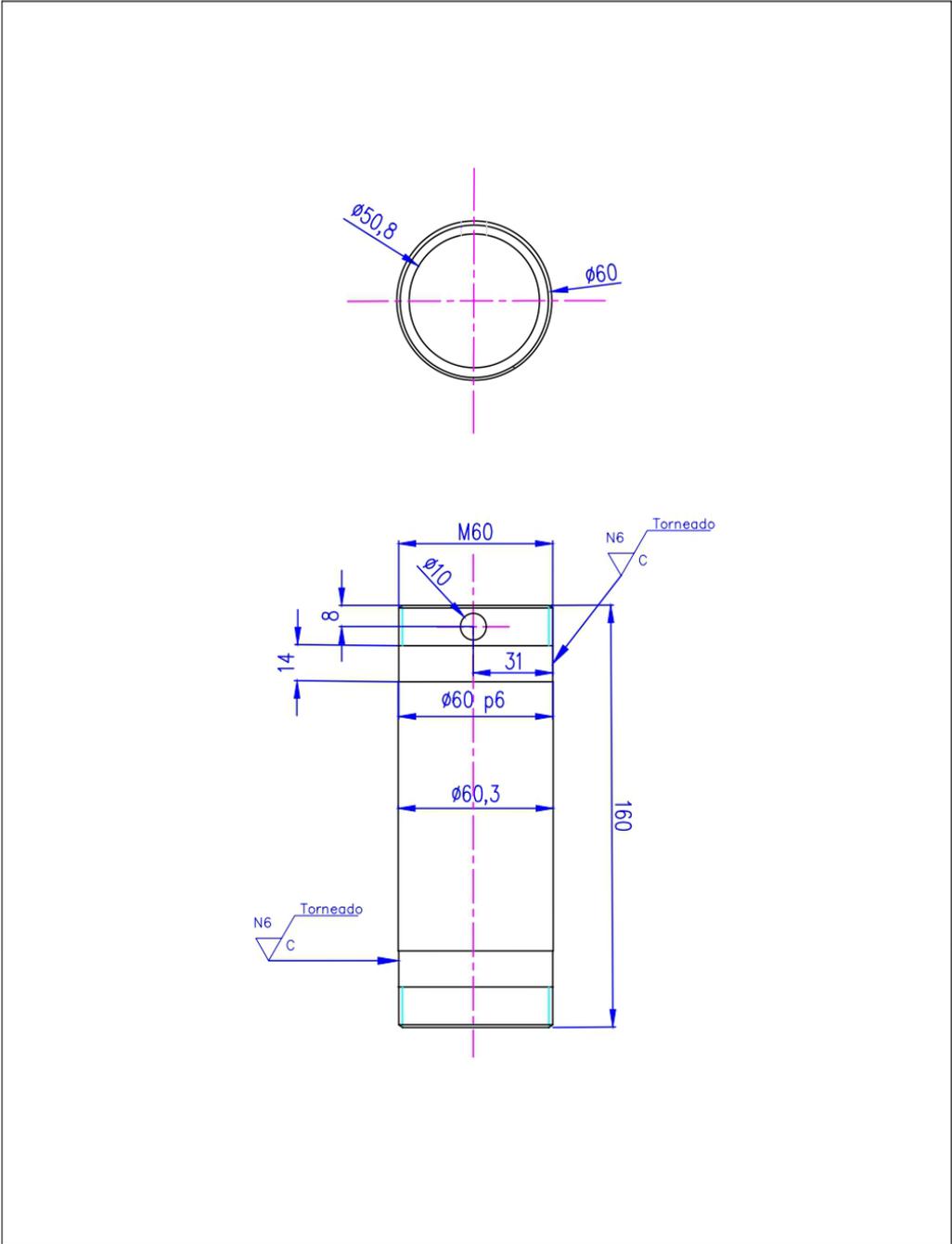
CORTE B-B



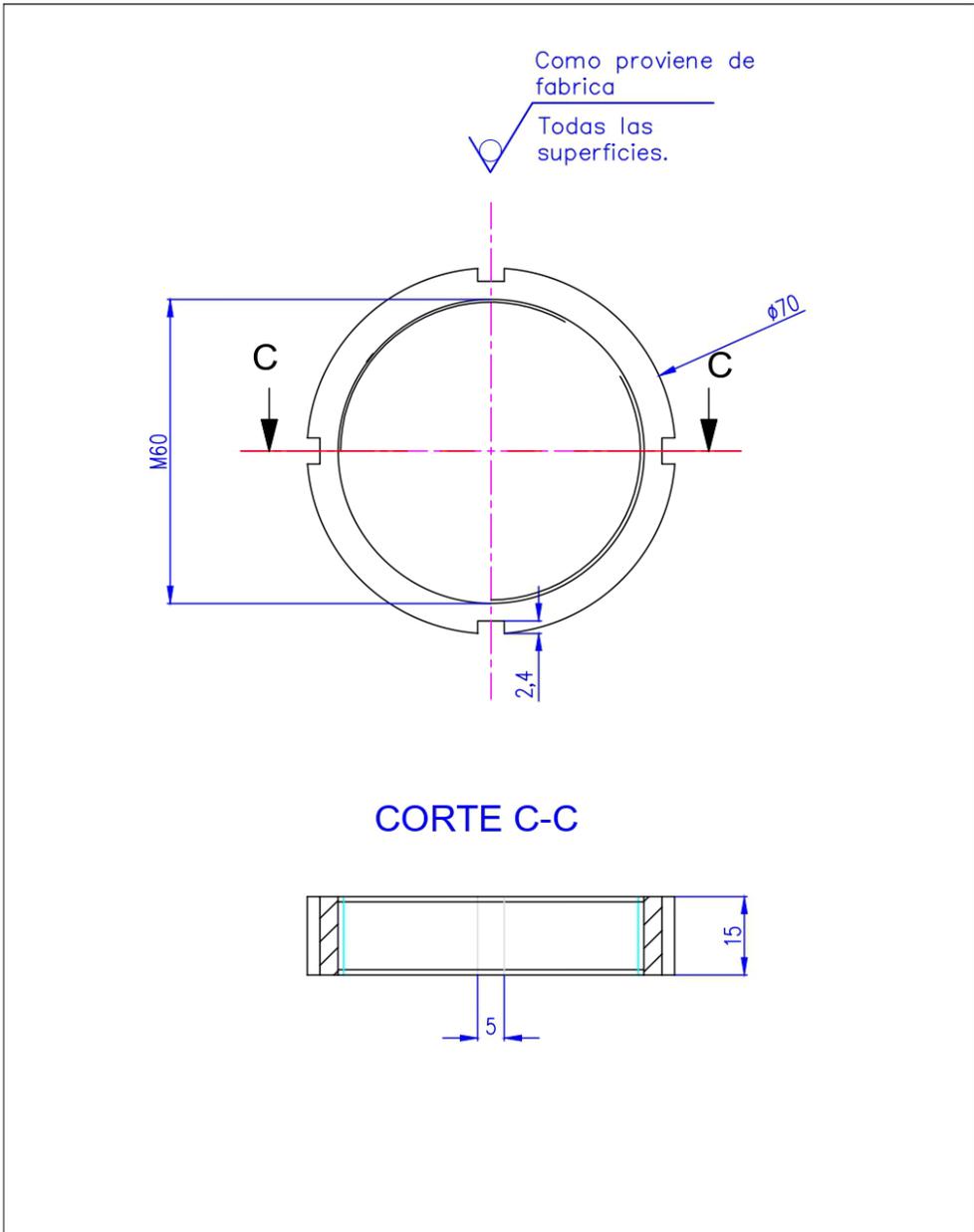
				Tolerancia	Peso	Materiales Tubería cédula 80	
						Denominación Aros de centrado	Escala 1:1
				Fecha	Nombre		
				Dib.	Jose A.		
				Rev.	Marco Rojas		
				Aprob.	Byron S.	Número de dibujo 01.01.03	
Edi- ción	Modifica- ción	Fecha	Nombre				



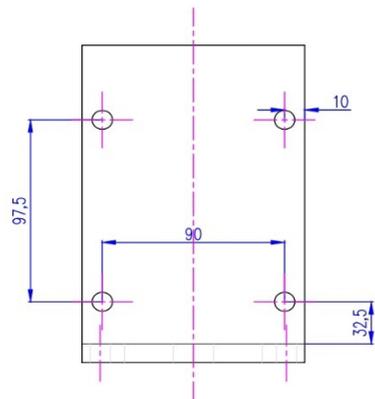
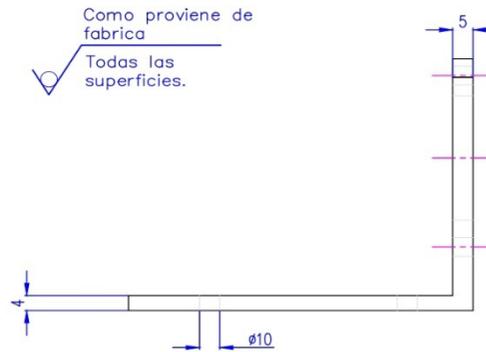
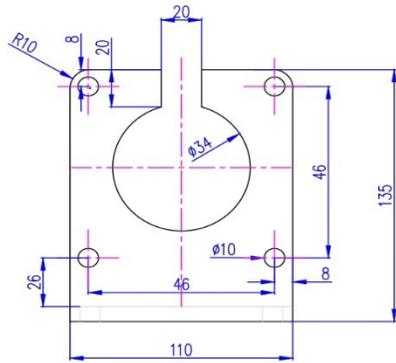
				Tolerancia	Peso	Materiales	SAE-1018
				Fecha	Nombre	Denominación	Escala
				Dib.	Jose A.	Unión estriada barra	1:5
				Rev.	Marco R		
				Aprob.	Byron S.		
						Número de dibujo	
Edi- ción	Modifica- ción	Fecha	Nombre			01.01.04	



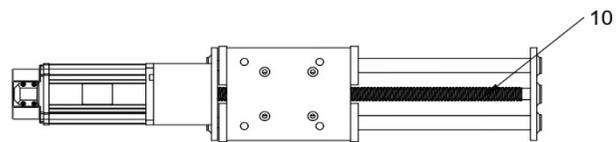
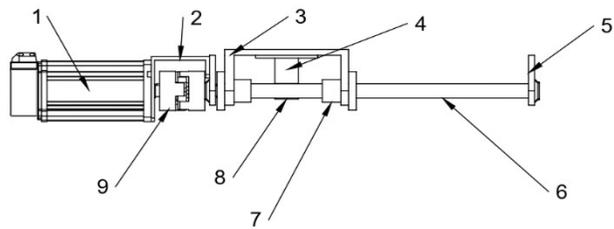
				Tolerancia	Peso	Materiales Tubería cédula 40	
						Denominación Tubo interno	Escala 1:5
				Fecha	Nombre		
				Dib.	Jose A		
				Rev.	Marco R		
				Aprob.	Byron S.	Número de dibujo 01.01.05	
Edi- ción	Modifica- ción	Fecha	Nombre				



				Tolerancia	Peso	Materiales	SAE-1018
				Fecha	Nombre	Denominación	Escala
				Dib.	Jose A	Tuerca	1:5
				Rev.	Marco R.		
				Aprob.	Byron S.		
						Número de dibujo	
						01.01.6	
Edi- ción	Modifica- ción	Fecha	Nombre				

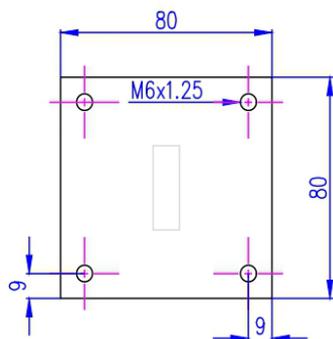
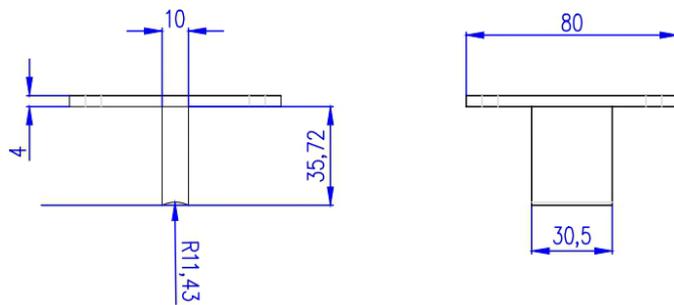


				Tolerancia	Peso	Materiales	
						Plancha antiabrasiva	
				Fecha	Nombre	Denominación	Escala
				Dib.	Jose A.	Base motor	1:5
				Rev.	Marco R		
				Aprob.	Byron S.		
						Número de dibujo	
						01.01.7	
Edi- ción	Modifica- ción	Fecha	Nombre				



1	Tornillo-avance	SAE	1018	10	01.02.07		3/4 in
1	Acople-mecánico		Hierro	9			L090-3morda
1	Husillo	SAE	1018	8	01.02.06		3/4 in
4	Roda-lineales		Aluminio	7			
2	Guías	AlSI	304	6	01.02.05		3/4 in
2	Soporte-guías		Plancha	5	01.02.04		8 mm
1	Baze-husillo		Plancha	4	01.02.03		
1	B-uni-corte-avance	SAE	Plancha	3	01.02.02		12 mm
1	Base-motor-avance	INEN 003	Plancha	2	01.02.01		4 mm
1	M_mec-corte	INEN 003		1			Servomotor
No. de pieza	Denominación	N. de norma o dibujo	Material	No. de orden	Numero del modelo	Peso	Observaciones
		Tolerancia	Peso	Materiales			
		Fecha	Nombre	Denominación			Escala
		Dib.	Jose A.	Mecanismo de avance			1:20
		Rev.	Marco R.				
		Aprob.	Byron S.				
				Numero de dibujo			
				01.02.00			
Edi- ción	Modifica- ción	Fecha	Nombre				

Como proviene de
fabrica
Todas las
superficies.

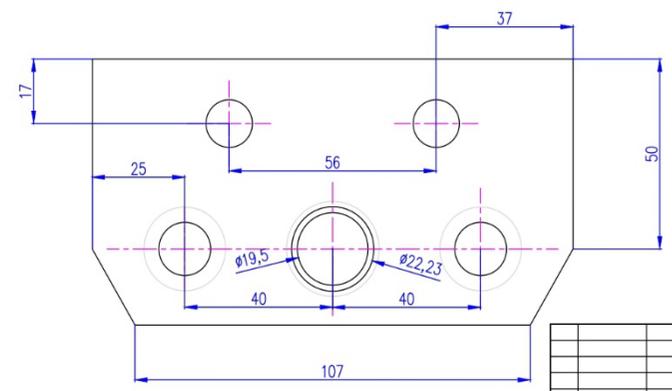
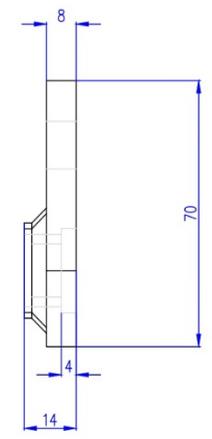
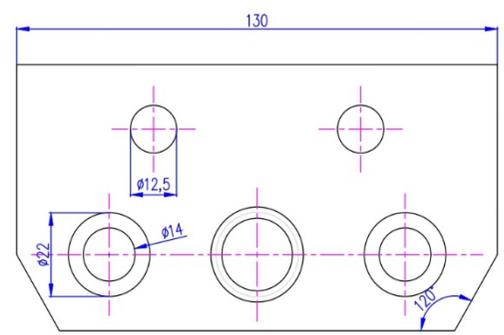


5 E60:11

Todas las uniones
existentes en la pieza.

				Tolerancia	Peso	Materiales	
						Plancha anti-abrasiva	
				Fecha	Nombre	Denominación	Escala
				Dib.	Jose A.		
				Rev.	Marco R.		
				Aprob.	Byron S.	Base del husillo	1:1
						Número de dibujo	
						01.02.03	
Edi- ción	Modifica- ción	Fecha	Nombre				

Como proviene de
fabrica
Todas las
superficies.

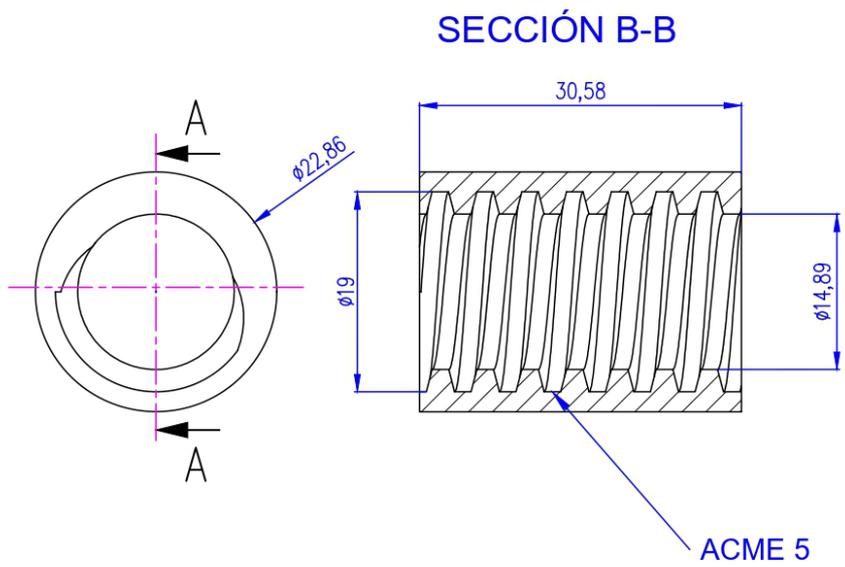


Todas las uniones
existentes en la pieza.

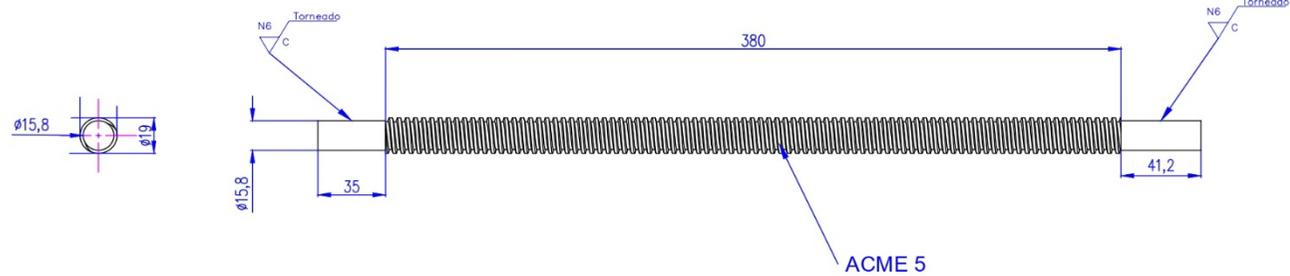
				Tolerancia	Peso	Materiales	
					453g	Plancha anti-abrasiva	
				Fecha	Nombre	Denominación	Escala
				Dib.	Jose A.	Soporte para guias	1:5
				Rev.	Marco R.		
				Aprob.	Byron S.		
						Número de dibujo	
						01.02.04	
Edi- ción	Modifica- ción	Fecha	Nombre				



				Tolerancia	Peso	Materiales	
						Barra de acero inoxidable	
				Fecha	Nombre	Denominación	Escala
				Dib.	Jose A.	Guías	1:5
				Rev.	Marco R.		
				Aprob.	Byron S.		
						Número de dibujo	
						01.02.05	
Edi-	Modif-	Fecha	Nombre				
ción	ción						



				Tolerancia	Peso	Materiales	
						SAE-1018	
				Fecha	Nombre	Denominación	Escala
				Dib.	Jose A.	Husillo	1:5
				Rev.	Marco R.		
				Aprob.	Byron S.		
						Número de dibujo	
						01.02.06	
Edi- ción	Modifica- ción	Fecha	Nombre				



					Tolerancia	Peso	Materiales	
							SAE 1018	
					Fecha	Nombre	Denominación	
					Dib.	Jose A.	Tornillo de avance	
					Rev.	Marco R.	Escala	
					Aprob.	Byron S.	1:5	
							Número de dibujo	
							01.02.07	
Edi-	Modifica-	Fecha	Nombre					
ción	ción							

Anexo 15. Certificado de traducción del resumen



Loja, 28 de noviembre de 2023

Lic. Karina Yajaira Martínez Luzuriaga

LICENCIADA EN CIENCIAS DE LA EDUCACIÓN MENCIÓN INGLÉS

CERTIFICO:

Yo, Karina Yajaira Martínez Luzuriaga con cédula de identidad Nro. 1104902679, **Licenciada en Ciencias de la Educación Mención Inglés** por la Universidad Técnica Particular de Loja, con número de registro 1031-2022-2574017 en la Secretaría de Educación Superior, Ciencia, Tecnología e Innovación, señalo que el presente documento es fiel traducción del idioma español al idioma inglés del resumen del Trabajo de Titulación denominado **“Diseño de una mandrinadora portátil para la reparación de maquinaria pesada”** elaborado por el Sr. José Manuel Aguinosa Guachanama, con cédula de identidad Nro. 1150592499, estudiante egresado de la carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja.



Lic. Karina Yajaira Martínez Luzuriaga

C.I. 1104902679

REGISTRO SENESCYT N°: 1031-2022-2574017