

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica

Tesis

**Diseño y construcción de una barrenadora portátil para  
mejorar el rectificado de sistemas de articulación de  
maquinarias pesadas en la empresa Congere  
Mega Power E. I. R. L. - San Jerónimo**

Oliver Jacs Saenz Serpa

Para optar el Título Profesional de  
Ingeniero Mecánico

Huancayo, 2024

Repositorio Institucional Continental  
Tesis digital



Esta obra está bajo una Licencia "Creative Commons Atribución 4.0 Internacional" .

## INFORME DE CONFORMIDAD DE ORIGINALIDAD DE TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

**A** : Decano de la Facultad de ingeniería  
**DE** : Roberto Belarmino Quispe Cabana  
Asesor de trabajo de investigación  
**ASUNTO** : Remito resultado de evaluación de originalidad de trabajo de investigación  
**FECHA** : 28 de Mayo de 2024

Con sumo agrado me dirijo a vuestro despacho para informar que, en mi condición de asesor del trabajo de investigación:

**Título:**

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BARRENADORA PORTÁTIL PARA MEJORAR EL RECTIFICADO DE SISTEMAS DE ARTICULACIÓN DE MAQUINARIAS PESADAS EN LA EMPRESA CONGERE MEGA POWER E.I.R.L. – SAN JERÓNIMO”

**Autores:**

1. Oliver Jacs Saenz Serpa – EAP. Ingeniería Mecánica

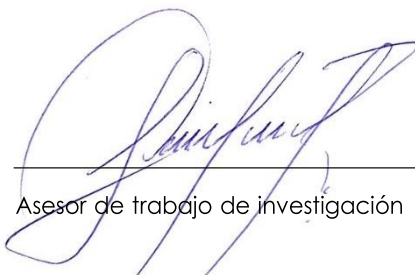
Se procedió con la carga del documento a la plataforma “Turnitin” y se realizó la verificación completa de las coincidencias resaltadas por el software dando por resultado 18 % de similitud sin encontrarse hallazgos relacionados a plagio. Se utilizaron los siguientes filtros:

- Filtro de exclusión de bibliografía SI  NO
- Filtro de exclusión de grupos de palabras menores N° de palabras excluidas (en caso de elegir “SI”): SI  NO
- Exclusión de fuente por trabajo anterior del mismo estudiante SI  NO

En consecuencia, se determina que el trabajo de investigación constituye un documento original al presentar similitud de otros autores (citas) por debajo del porcentaje establecido por la Universidad Continental.

Recae toda responsabilidad del contenido del trabajo de investigación sobre el autor y asesor, en concordancia a los principios expresados en el Reglamento del Registro Nacional de Trabajos conducentes a Grados y Títulos – RENATI y en la normativa de la Universidad Continental.

Atentamente,

  
Asesor de trabajo de investigación

**ASESOR**

Ing. Roberto Belarmino Quispe Cabana

## **DEDICATORIA**

A mis padres y hermanos, por su inmenso amor y consejos en cada paso de mi vida. A los familiares que me expresan inspiración de confianza y superación. Al señor Dios por darme la vida y buena salud.

## **AGRADECIMIENTOS**

**A Dios**, por brindarme salud y sabiduría y permitirme hoy dar a conocer mis conocimientos y aprendizajes.

**A la UNIVERSIDAD CONTINENTAL**, porque gracias a su formación institucional y académica pude realizar el trabajo de investigación, mediante las enseñanzas y metodologías de estudio y aporte al convenio de colaboración académica, técnica y cultural.

**A mis docentes de la universidad**, por permitirnos compartir todas sus enseñanzas con esmero y empatía, porque nos permitió descubrir más de nuestra carrera que amamos la mecánica, especialmente al ingeniero Roberto Quispe Cabana por su condicional apoyo y asesoramiento en cumplir mis metas y objetivos.

**A mis familiares**, que admiro y respeto infinitamente a pesar de las dificultades que hemos pasado siempre eh tenido el apoyo y la motivación que me ha servido para seguir con más fuerza por el camino correcto de forma profesional y personal.

**A mis amigos y compañeros**, que me han apoyado siempre con poco o mucho y me han enriquecido, gracias por compartir sus conocimientos, experiencia y amistad.

**A la empresa**, al gerente Henry Orihuela por tanta confianza y la oportunidad dada en lograr las metas del diseño y construcción de la barrenadora.

## ÍNDICE

PORTADA.....	i
DEDICATORIA.....	v
AGRADECIMIENTO.....	vi
ÍNDICE.....	vii
RESUMEN.....	xiv
INTRODUCCIÓN.....	xvi

### CAPÍTULO I

#### PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1. PLANTEAMIENTO Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	18
1.1.1 Planteamiento del problema.....	18
1.1.2 Formulación del problema.....	20
1.2. OBJETIVOS .....	20
1.2.1 Objetivo general.....	20
1.2.2 Objetivos específicos.....	20
1.3. JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA .....	21
1.3.1 Justificación teórica .....	21
1.3.2 Justificación práctica.....	21
1.3.3 Justificación metodológica .....	21

### CAPÍTULO II

#### MARCO TEÓRICO

2.1. ANTECEDENTES .....	22
2.1.1 Antecedentes internacionales.....	22
2.1.2 Antecedentes nacionales .....	25
2.2. BASES TEÓRICAS .....	27
2.2.1 Mecanizado.....	27
2.2.1.1 Mecanizado por arranque de viruta.....	27
2.2.1.2 Herramienta de corte.....	28
2.2.1.3 Velocidad de corte en mecanizado .....	29
2.2.2 Fuerzas aplicadas en el mecanizado .....	30
2.2.2.1 Fuerza de corte .....	30
2.2.2.2 Fuerza de avance.....	31
2.2.2.3 Fuerza radial.....	31
2.2.3 Máquina herramienta .....	31

2.2.3.1 Barrenadora portatil .....	32
2.2.3.2 Mandrinadora-Barrenadora.....	32
2.2.4 Sistema de transmision .....	32
2.2.4.1 Eje o flecha .....	33
2.2.4.2 Teoría de la energia de distorsión Von Mises .....	35
2.2.4.3 Reductor de velocidad sinfín y corona .....	35
2.2.4.4 Dimensionamiento de tornillo sinfín y corona.....	36
2.2.4.5 Fuerzas y esfuerzos en la transmision sinfín corona .....	37
2.2.5 Sistema de avance por tornillo de potencia ACME.....	38
2.2.6 Cojinetes .....	40
2.2.6.1 Cojinetes de rodadura .....	40
2.2.6.2 Chumaceras.....	41
2.2.7 Sistema articulado de las maquinarias pesadas.....	42
2.2.8 Reparación de alojamientos en sistemas articulado.....	42
2.2.8.1 Aplicación del electrodo E-7018 .....	43
2.3. DEFINICIÓN DE TÉRMINOS BÁSICOS .....	43

## CAPÍTULO III

### METODOLOGÍA

3.1 MÉTODO, TIPO O ALCANCE DE LA INVESTIGACIÓN.....	45
3.1.1 Método de la investigación .....	45
3.1.2 Tipo de investigación.....	46
3.1.3 Diseño metodológico de la investigación .....	46
3.1.3.1 Lista de exigencias, detallar o aclarar .....	48
3.1.3.2 Determinar la estructura de funciones –black box.....	48
3.1.3.3 Principio de solución y sus combinaciones .....	49
3.1.3.4 Determinar las funciones y estructuras .....	49
3.1.3.5 Desarrollar el diseño preliminar.....	49
3.1.3.6 Determinar las evaluaciones técnicas y económica .....	49
3.1.3.7 Determinación del proyecto (solución optima).....	50
3.1.3.8 Memoria de cálculo y simulación .....	50
3.1.3.9 Documento del producto (planos de diseño) .....	50
3.2 MATERIALES Y MÉTODO (APLICACIÓN DE LA INGENIERÍA) .....	50
3.2.1 Estado del arte.....	50
3.2.2 La lista de exigencia.....	53
3.2.3 Estructura de funciones.....	55



3.2.4 Matriz morfológica .....	57
3.2.5 Diseños preliminares .....	58
3.2.6 Determinación de proyecto evaluación técnica y económica .....	61
3.2.7 Concepto de solución óptima.....	63
3.2.8 Cálculos y selección de materiales .....	63

## CAPÍTULO IV

### RESULTADOS, DISCUSIÓN Y CONSTRUCCIÓN

4.1 PRESENTACIÓN DE RESULTADOS .....	98
4.1.1 Análisis estático de eje principal o portaherramienta .....	98
4.1.2 Análisis estático tornillo sinfin .....	101
4.1.3 Análisis estático de la corona.....	103
4.1.4 Análisis estático del sistema de transmisión.....	105
4.1.5 Análisis estático del sistema de avance husillo de potencia ACME.....	107
4.1.6 Análisis estático del sistema de avance .....	109
4.2 CONSTRUCCIÓN .....	111
4.2.1 Proceso de construcción.....	113
4.3 PRUEBAS Y RESULTADOS DE MONTAJE.....	116
4.3.1 Pruebas de pre montaje .....	116
4.3.2 Pruebas de montaje y pre funcionamiento .....	117
4.3.3 Pruebas de funcionamiento optimas .....	118
4.3.4 Plan de mantenimiento.....	118
4.4 COSTOS Y PRESUPUESTO.....	119
4.5 DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	121

CONCLUSIONES

TRABAJOS FUTUROS

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANEXOS

## ÍNDICE DE TABLA

Tabla 01. Propiedades generales de lo materiales para herramientas de corte mas utilizado en el mecanizado por arranque de viruta.....	29
Tabla 02. Caracteristicas tipicas del metal depositado .....	43
Tabla 03. La lista de exigencias modelo Riba .....	48
Tabla 04. Black-box.....	47
Tabla 05. Matriz morfologica .....	49
Tabla 06. La lista de exigencias para el diseño.....	53
Tabla 07. Black box de la barrenadora portatil.....	55
Tabla 08. Representación de la estructura de funciones.....	56
Tabla 09. Representación de matriz morfologica.....	57
Tabla 10. Evaluación de concepto de solución, valor técnico.....	61
Tabla 11. Evaluación de concepto de solución, valor económico.....	62
Tabla 12. Tabla de dimensiones del tornillo sinfín tipo-A métrica.....	80
Tabla 13. Tabla de dimensiones de la corona tipo-A métrica.....	80
Tabla 14. Pasos requeridos para rosca ACME.....	89
Tabla 15. Coeficiente de fricción "f" de pares roscado.....	89
Tabla 16. Coeficiente de fricción "fc" de collarin de empuje.....	89
Tabla 17. Diagrama de analisis de proceso.....	112
Tabla 18. Diagrama de análisis de proceso - pruebas.....	113
Tabla 19. Plan de mantenimiento.....	119
Tabla 20. Lista y costo de materiales para elementos diseñados.....	120
Tabla 21. Lista y costo de materiales comerciales....	120
Tabla 22. Lista y costo de mano de obra....	121
Tabla 23. Lista de gastos indirectos, administrativos....	121
Tabla 24. Lista y costo del proyecto.....	121
Tabla 25. Resultados de dimensión de barrenado, datas antecedentes.....	122
Tabla 26. Resultados de dimensión de barrenado, data estado de arte.....	123

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 01. Se observa el desgaste de las articulaciones de los puños.....	19
Figura 02. Forma convencional, de las labores de barrenado en el taller de la empresa “Maqor SAC” .....	19
Figura 03. Formas de mecanizado.....	28
Figura 04. Velocidad de corte, profundidad de corte y avance de maquinado .....	29
Figura 05. Fuerzas aplicadas en el proceso de barrenado .....	30
Figura 06. Forma de mecanizado a través de una barrenadora.....	32
Figura 07. Reductor tornillo sinfín .....	35
Figura 08. Tornillo sinfín y corona dimensiones principales .....	36
Figura 09. Fuerzas que actuan en la transmision tornillo sinfín y corona.....	37
Figura 10. Fuerzas normales y dimensiones del tornillo rosca ACME.....	39
Figura 11. Nomenclatura del cojinete de bolas.....	41
Figura 12. Partes de un cucharón de un cargador frontal.....	42
Figura 13. Estructura de diseño adaptada de la metodología VDI-2221.....	47
Figura 14. Partes principales, barrenadora portatil marca “Climax BB3000” .....	51
Figura 15. Partes principales, barrenadora portatil marca "Farmin BF113" .....	51
Figura 16. Partes principales, barrenadora portatil marca “York” .....	52
Figura 17. Diagrama de dispersión de la evaluacion Técnica-Económica.....	62
Figura 18. Diseño del concepto de solución óptima. ....	63
Figura 19. Las fuerzas aplicadas del barrenado .....	64
Figura 20. Las fuerzas aplicadas en el proceso de barrenado .....	65
Figura 21. Taladro eléctrico portatil de tipo semi profesional marca “Crown” .....	67
Figura 22. Análisis estático de las fuerzas que actuan en el eje.....	68
Figura 23. Diagrama de cuerpo libre del plano XY.....	68
Figura 24. Diagrama de fuerzas cortantes del plano XY .....	69
Figura 25. Diagrama del plano XY, el momento flector maximo en C .....	69
Figura 26. Diagrama de cuerpo libre del plano XZ.....	69
Figura 27. Diagrama de fuerzas cortantes del plano XZ.....	70
Figura 28. Diagrama del plano XZ, el momento flector máximo en C .....	70
Figura 29. Estimaciones de primera iteracion de los factores de concentración Kt y Kts .....	71
Figura 30. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio sometidos a flexión inversa y de cargas axiales inversas .....	71
Figura 31. Sensibilidad, muesca de materiales sometidos a torsión inversa. ....	72
Figura 32. Parámetros en el factor de la condición superficial.....	73
Figura 33. Chumacera de pared de 4 agujeros .....	78
Figura 34. Numero minimo de dientes para un angulo normal de presion .....	79

Figura 35. Vista isometrica, dimensiones y diseño del tornillo sinfín y corona .....	81
Figura 36. Vista de las fuerzas en la transmisión del sinfín corona .....	83
Figura 37. Vista isométrica, puntos que se someten a cargas del sistema de transmisión.....	87
Figura 38. Vista correspondiente a los puntos de los rodamientos.....	88
Figura 39. Vista isométrica, del diseño del tornillo de potencia ACME .....	91
Figura 40. Vista isométrica, del diseño del soporte de sujeción .....	93
Figura 41. Vista del sistema de montaje de apoyo y fijación .....	94
Figura 42. Vista para selección de pernos .....	95
Figura 43. Vista de dimensiones para selección de perno.....	96
Figura 44. Junta del montaje de las carcasas .....	97
Figura 45. Colocación de los puntos fijos y las cargas sometidas al eje portaherramientas ...	99
Figura 46. Parámetro del mallado para el respectivo cálculo.....	99
Figura 47. Análisis estático de los esfuerzos de Von Mises eje portaherramientas.....	100
Figura 48. Análisis estático de los esfuerzos de Von Mises en deformación.....	100
Figura 49. Análisis estático del eje portaherramientas, factor de seguridad .....	101
Figura 50. Parámetro del mallado para el cálculo del tornillo sinfin.....	102
Figura 51. Análisis estático de los esfuerzos de Von Mises del tornillo sinfin .....	102
Figura 52. Análisis estático del tornillo sinfín, factor de seguridad .....	103
Figura 53. Parámetro del mallado para el respectivo cálculo de la corona .....	104
Figura 54. Análisis estático de los esfuerzos de Von Mises de la corona .....	104
Figura 55. Análisis estático de la corona, factor de seguridad.....	105
Figura 56. Parámetro del mallado del sistema de transmisión .....	106
Figura 57. Análisis estático de los esfuerzos de Von Mises del sistema de transmisión .....	106
Figura 58. Análisis estático del sistema de transmisión, factor de seguridad.....	107
Figura 59. Parámetro del mallado para el respectivo cálculo del husillo.....	108
Figura 60. Análisis estático de los esfuerzos de Von Mises del husillo .....	108
Figura 61. Análisis estático del husillo, factor de seguridad .....	109
Figura 62. Parámetro del mallado para el sistema de avance .....	110
Figura 63. Análisis estático de los esfuerzos de Von Mises, sistema de avance .....	110
Figura 64. Análisis estático del sistema de avance, factor de seguridad.....	111
Figura 65. Habilidad de materiales, herramientas y equipos .....	113
Figura 66. Eje portaherramientas, acople de eje y chumaceras .....	114
Figura 67. Husillo rosca ACME y carcasa de tornillo.....	114
Figura 68. Torneado de tornillo sinfín .....	115
Figura 69. Fresado de corona.....	115
Figura 70. Fabricado de carcasa de sistema de transmisión .....	116
Figura 71. Pruebas de pre armado .....	117

Figura 72. Pruebas de funcionamiento optimo ..... 118

## RESUMEN

El trabajo de investigación está enfocado al diseño y construcción de una barrenadora portátil en la empresa “CONGERE MEGA POWER E.I.R.L.”. Se realiza la actividad de barrenado que consiste en rectificar los puños de las palas de maquinarias pesadas. El problema actual se tiene una barrenadora portátil que no cumple con los parámetros de diseño, esto perjudica a la empresa para los servicios con sus clientes. El objetivo es diseñar y construir una barrenadora portátil para mejorar el proceso de barrenado de los sistemas articulados de las maquinarias. Como objetivos específicos se desarrolla al diseño de tres sistemas: transmisión-potencia, sistema de avance y de apoyo - fijación. El método elaborado es experimental-analítica donde se evalúa el objeto de estudio y se hace análisis de los elementos para su construcción a través del diseño de ingeniería mecánica VDI 2221-2225, aplicando todas sus etapas de diseño para lograr un diseño óptimo, se aplica los cálculos y validación mediante un análisis estático para la selección de materiales adecuados. Los resultados obtenidos es un rectificado para diámetros de 50 a 120 mm con energía motriz de un taladro semi-profesional de 1.5 HP, mediante la correcta construcción del sistema de transmisión y potencia, además un sistema de avance manual con rosca ACME, y un sistema de apoyo con chumaceras acoplada a un soporte con pernos para la fijación en la maquinaria pesada. Se concluye con la construcción de la máquina con un diseño óptimo, calidad de acabado y eficiente para actividades de barrenado tipo insitu.

Palabras claves: barrenadora portátil, diseño y construcción, sistema articulado de maquinarias pesadas, maquinas herramienta.

## ABSTRACT

The research work is focused on the design and construction of a portable boring machine in the company "CONGERE MEGA POWER E.I.R.L.". The drilling activity is carried out, which consists of rectifying the handles of the blades of heavy machinery. The current problem is a portable drill that does not meet the design parameters, this harms the company for services with its customers. The objective is to design and build a portable boring machine to improve the drilling process of the articulated systems of the machinery. As specific objectives, the design of three systems is developed: transmission-power, advance system and support-fixation. The elaborated method is experimental-analytical where the object of study is evaluated and analysis of the elements for its construction is made through the mechanical engineering design VDI 2221-2225, applying all its design stages to achieve an optimal design, it is applied the calculations and validation through a static analysis for the selection of suitable materials. The results obtained are a grinding for diameters from 50 to 120 mm with motive power of a 1.5 HP semi-professional drill, through the correct construction of the transmission and power system, as well as a manual feed system with ACME thread, and a system support with bearings coupled to a support with bolts for fixing on heavy machinery. It concludes with the construction of the machine with an optimal design, finishing quality and efficiency for on-site drilling activities.

Key words: Portable drill, design and modeling, articulated system of heavy machinery, machine tools.

## INTRODUCCIÓN

Las maquinarias pesadas de línea amarilla están diseñadas e implementadas para realizar trabajos pesados de carguío y transporte de diferentes materiales en obras civiles y minería, están equipadas de mecanismos y estructuras compactas, en la investigación se enfoca a los mecanismos articulados se someten a desgastes por la misma fricción entre mecanismos, para la reparación del desgaste se realiza el proceso de barrenado que consiste en rectificar los agujeros de forma concéntrica con una maquina llamada barrenadora portátil que forma parte de una actividad manufacturera de tipo máquina herramienta, que hoy en día es utilizada en nuestro país, además en la zona centro y en la empresa “CONGERE MEGA POWER E.I.R.L.” se realiza este proceso.

Se tiene una dificultad para lo cual en el capítulo I, se detalla la problemática que aqueja a la empresa “CONGERE MEGA POWER E.I.R.L.”, ya que cuenta con una maquina barrenadora sin considerar las características de diseño y técnico, por tanto, no permite tener un equipo eficiente, un equipo pesado difícil para transportarlo, incómodo para la operación. Muy aparte que la demanda de mantenimiento de barrenado está muy solicitado en la empresa la cual no cubre las expectativas de los clientes, por tal se tiene el objetivo diseñar y construir una barrenadora portátil para mejorar el proceso de rectificado del sistema de articulación de las maquinarias, para lograr se dividió en objetivos específicos que es diseñar y construir con tres sistemas para conformar la máquina óptima, el primero es el sistema de avance manual, segundo el sistema de potencia y transmisión y tercero el sistema de apoyo y fijación.

Se afirma justificar que el diseño permite mejorar el tiempo de reparación con un equipo portátil “insitu” si se perdía tiempo en llevar el equipo al taller de la empresa ahora se podrá llevar al campo del trabajo de la maquinaria para mejorar el tiempo de reparación, se lograra facilitar el montaje con un equipo de bajo peso, ergonómico y permitiendo obtener una velocidad establecida mediante el sistema de potencia y transmisión, En este contexto se permitirá mejorar el tiempo adecuado de trabajo y una calidad de rectificado. En conclusión, los resultados obtenidos es un rectificado para diámetros de 50 a 120 mm con energía motriz de un taladro semiprofesional de 1.5 HP, mediante la correcta construcción del sistema de transmisión y potencia, además un sistema de avance manual con rosca ACME, y un sistema de apoyo con chumaceras acoplada a un soporte con pernos para la fijación.

El capítulo II muestra antecedentes de ámbito internacional según García y Vallejo elaboraron la repotenciación de una mandrinadora portátil para la empresa SEMAG en la ciudad de nueva Loja – Ecuador. Ortega en su tesis diseño y fabrico una alesadora para el barrenado de las articulaciones de los brazos de las retroexcavadoras para la ciudad de Bogotá Colombia, Gonzales sustento la importancia de las operaciones de mecanizados por arranque de viruta de



las mandrinadoras industrial y portátiles de la empresa TALLERES QUINTANA. Beltrán elaboró el diseño y construcción de una barrenadora portátil de la empresa INAMEC de Bogotá Colombia. A nivel nacional los antecedentes de diseños y construcción de barrenadoras portátiles. Según Paz, diseño e implemento un refrendador portátil que permite rectificar las partes laterales de las articulaciones. Ahora Novoa y Zapata elaboraron el diseño de una mandrinadora portatil para diámetros de 60 mm hasta los 500 mm en la ciudad de Trujillo. Mayta y Ancalla diseñaron una barrenadora portátil para la empresa Reser Javier S E.I.R.L.– Arequipa, la cual la máquina permite barrenar agujeros 50 mm hasta 100 mm. De la cruz y Rebaza sustentaron el diseño de una barrenadora portátil en la empresa Importaciones y Servicios E.I.R.L – Trujillo, específicamente para agujeros mayores a 78 mm. Cajacuri diseño una mandrinadora portátil para rectificaciones de agujeros de 50 a 200 mm de diámetro para una empresa metalmecánica – Callao. También se detalla la base teórica de los elementos y mecanismo que conforman cada uno de los tres sistemas.

Para el capítulo III, la tesis se adecua al método de investigación experimental - analítica, el tipo de investigación es tecnológica con nivel aplicado, la metodología aplicada es el VDI 2221-2225, con enfoque al diseño de ingeniería mecánica, la cual se basa en 9 etapas, empezando de la elaboración de la lista de exigencias, se determina la estructura de funciones, se plantea el diseño preliminar mediante una matriz morfológica logrando el concepto de solución óptima, en el resultado se obtiene una máquina con un sistema de potencia por un fuerza motriz de un taladro semiprofesional de 1.5 Hp, y un sistema de avance por una rosca ACME de avance manual y unos soportes con una chumacera de pared de 4 agujeros que permite barrenar agujeros de 50 mm hasta 120 mm. Después se realiza la selección de los materiales mediante un análisis de memoria de cálculo y se valida los mecanismos y piezas con los materiales adecuados y técnicas del mercado local.

Para el capítulo IV, se realiza simulación de análisis estático de los sistemas de transmisión y sistema de avance y mecanismos más importantes y de mayor desgaste, se valida si cumple con el factor de seguridad, todo ellos se realiza mediante el software SolidWorks, se realiza la fase de construcción primero se realiza un diagrama de análisis de proceso, cada uno se detalla el tiempo en el proceso de fabricación, pruebas de pre montaje y funcionamiento, logrando según los objetivos planteados, se confirma y valida los resultados de la construcción que son óptimas la cual mediante la discusión de resultados se valida y se comprueba la semejanza y la finalidad de elaborar un prototipo de barrenadora y se discute, se verifica las listas de materiales y costos para logra el proyecto. Permitiendo un presupuesto total de S/. 4300.50 nuevos soles.

## **CAPÍTULO I**

### **PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

#### **1.1. PLANTEAMIENTO Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA**

##### **1.1.1 Planteamiento del problema**

En la empresa “CONGERE MEGA POWER E.I.R.L.” ubicado en el Distrito de San Jerónimo perteneciente a la Provincia de Huancayo, dedicada al rubro de la metal mecánica en mantenimiento y reparación de maquinarias pesadas en superficie y la fabricación de estructuras metálicas.

Actualmente en el proceso de mantenimiento de maquinarias pesadas se ejecuta el barrenado, en esta actividad el objetivo es perfilar y rectificar los agujeros concéntricos en las articulaciones de brazos, palas y equipos con sistemas articulados, ya que por fricción y rozamiento en movimiento de la maquinaria sufren desgaste; por ende, pierden su geometría circular. véase en figura 01. Al hacer la reparación se realiza mediante un eje principal (portaherramientas), que debe tener la concetricidad en toda su longitud para el rectificado; para ello, debe contar con soportes adecuados para llevar firme la operación concéntrica y lograr el rectificado de los agujeros.

Además, hay mucha demanda de maquinarias pesadas (línea amarilla) para realizar esta reparación en la empresa. Esto es un tema de mucha importancia de hace muchos años según se informa la empresa SAN MARTIN en el año 2011 “*Son objeto de estudio las maquinarias CAT con enfoque en las articulaciones. (pines, puños y bocinas) son componentes que se debe tener*

*mucho cuidado ya que su mal funcionamiento genera pérdida de la disponibilidad de los equipos” (1 p. 25).*



*Figura 01. Se observa el desgaste de las articulaciones de los puños. taller de la empresa “Congere Mega Power”.*

En la empresa se realiza este proceso de barrenado de una forma convencional con un equipo fabricado por técnicos en años pasados, ver figura 02. Sin realizar un diseño y sin cumplir los parámetros que son tres: sistema de transmisión, el giro angular del eje con un sistema de avance y el soporte de fijación que se establece (2 p.15). Aparte que solo podemos realizar en el área de mantenimiento de la empresa y no en el área de labores de los clientes.



*Figura 02. Forma convencional, de las labores de barrenado en el taller de la empresa “Congere Mega Power”.*

Por tal motivo teniendo el conocimiento en ingeniería, la tecnología y cumplir con características técnicas del proceso de barrenado, se ha propuesto elaborar un prototipo de diseño y construcción de una barrenadora portátil cumpliendo las exigencias requeridas, (bajo peso, facilidad de transportar, calidad de

acabado y eficiente), también permitiendo trasladar el equipo a cualquier lugar para realizar esta labor llamado también (barrenado in situ).

### **1.1.2 Formulación del problema**

#### **Problema general**

- ¿Cómo sería diseñar y construir una barrenadora portátil en el proceso de barrenado de sistemas articulados en la empresa “CONGERE MEGA POWER E.I.R.L.”?

#### **Problema específico**

- ¿Qué características técnicas debe tener el diseño de la barrenadora portátil?
- ¿Cómo diseñar y construir el sistema de potencia y transmisión de mecanismo de la barrenadora portátil?
- ¿Cómo diseñar y construir el sistema avance en el rectificado de los agujeros en el proceso de barrenado?
- ¿Cómo diseñar y construir los apoyos de fijación de la barrenadora portátil?

## **1.2. OBJETIVOS**

### **1.2.1 Objetivo general**

- Diseñar y construir una barrenadora portátil para mejorar el proceso de rectificado del sistema de articulación de las maquinarias pesadas en la empresa CONGERE MEGA POWER E.I.R.L.

### **1.2.2 Objetivos específicos**

- Realizar con tres características técnicas, primero el sistema de transmisión y potencia, segundo el sistema de avance manual y tercero sistema de apoyo y fijación.
- Diseñar y construir el sistema de potencia y transmisión, de una RPM adecuada, potencia de fuerza motriz requerida.
- Diseñar y construir el sistema de avance, que permita el adecuado rectificado.
- Diseñar y construir el sistema de apoyo y fijación.

## **1.3. JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA**

### **1.3.1 Justificación Teórica**

El presente trabajo se elabora para el diseño de un barrenado para un tipo de material de un acero aleado de aproximadamente 300 HB de dureza y para el correcto análisis de mecanizado por arranque de viruta de los metales, se evalúa al material a rectificar y la herramienta de corte y así se permitirá determinar el avance y la velocidad de corte. con este conocimiento se realiza el proyecto para ratificar y elaborar futuras aplicaciones para el diseño de proceso de maquinado, en la industria maquinas herramientas y en este caso del barrenado.

### **1.3.2 Justificación Practica**

El proyecto permite mejorar la calidad de acabado mediante el mecanizado en la aplicación del barrenado con una máquina de fijación compacta ya que se podrá facilitar el montaje con un equipo de bajo peso, y permitiendo obtener una velocidad establecida mediante el sistema de potencia y transmisión Aparte de darle importancia al concepto portátil, porque permitirá elaborar actividades de barrenado de tipo in situ (en cualquier lugar que sea necesario). Para que el diseño beneficie y genere mejores aplicaciones y utilización correcta de trabajo siguiendo las características técnicas y tecnológicas de Diseño para las diversas empresas dedicada a este rubro. según nos comparte S.R. Schmid. et al. “mientras mayor sea las actividades manufactureras en nuestra sociedad, mejor se desarrolla el nivel de la población” (3 p. 42).

### **1.3.3 Justificación Metodológica**

La actividad de barrenado solo se realizaba en el taller de mantenimiento de la empresa, con este proyecto se permitirá mejorar el tiempo adecuado de trabajo y una calidad de rectificado de la empresa frente a los clientes del sector minero, obras civiles en carreteras y en actividades de canteras de agregado, ya que permitirá ir a sus centros de labores para realizar esta actividad de barrenado con un equipo portátil, ergonómico y de fácil montaje, así evitando pérdidas de tiempo y gastos innecesario de transporte del traslado de las maquinarias pesada al taller de la empresa. Para ello el desarrollo de mi trabajo de investigación es en base a esta metodología con su plan de estructura para el diseño (VDI 2221-2225) el diseño de Ingeniería Mecánica.

## **CAPÍTULO II**

### **MARCO TEÓRICO**

#### **2.1. ANTECEDENTES**

##### **2.1.1 Antecedentes Internacionales.**

Silva Díaz, Carlos Alberto (4) “Diseño de la tecnología de recuperación por maquinado, de las camisas de un motor T-40 del tractor T-28 modelo K-44 de la empresa EISA”-CUBA 2019. El problema surgido en varias de las Agropecuarias de la provincia de Pinar del Río en relación a las camisas del motor T-40 perteneciente al Tractor T-28 modelo K-44 la Empresa Industrial de Servicios Automotores, la cual en el taller y reparación de la empresa no se cuenta con una tecnología de maquinado para la recuperación de camisas de motor, por tanto tienen el objetivo de diseñar una tecnología de maquinado para la camisa del motor, usando diferentes métodos teóricos basado de método analítico y empírico como la observación, entrevista y mediciones, se obtuvo las dimensiones de la camisa de diámetro 105 mm a 107 mm y 230 mm longitud ), se analizó que el material de las camisas de los tractor es fundición de alta resistencia y estructura austenítica, se determinó usar cuchillas BK8, se valida el diseño en el software Autodesk Inventor. Concluye con el análisis estructural en el software y se realizó su representación gráfica del plano de pieza de las camisas de motor t-40, se logró en el diseño para que pueda mandrinar diámetros desde 105 mm hasta 107.9 mm a longitud de 230 mm.

García Suarez, Bryan Fernando y Vallejo Hernández Franklin Eduardo (5) sustentaron “Repotenciación de la maquina mandrinadora portátil para reparación de orificios de maquinaria de construcción, perteneciente a la empresa SEMAG en la ciudad de Nueva Loja” 2021, “Escuela Superior Politécnica de Chimborazo - Ecuador”. El buen funcionamiento de una maquinaria depende del correcto mantenimiento y en el proceso de mandrinado en la empresa SEMAG, ha perdido calidad y una tolerancia de acabado dejando en  $\pm 0.07$  mm. por decir según estadísticas 1 de cada 5 barrenados realizados ha sido rechazado, no cumple los parámetros de mandrinado, esto genera pérdidas por ello se tiene objetivo Repotenciar la máquina mandrinadora portátil para reparación de orificios de maquinaria de construcción. Como metodología aplican la comparación y el análisis, se compara los parámetros y criterios pasadas con parámetros de la repotenciación, como resultados se logra una máquina controlada con un tablero de control con un PLC, y se logra un rango de 4 velocidades, con un variador de velocidad de los 81 a 109 RPM y en promedio de barrenado en diámetros de 70 a 90 mm, se concluye con una repotenciación optima y que establece según estadísticas de cada 10 trabajos realizados 1 es rechazado, y se logró un acabado más preciso de  $\pm 0.02$  mm., mediante la implementación de un sistema de automatización.

Ortega Cortes, Sebastián (6) sustento “Diseño y fabricación de un dispositivo para el alesado en agujeros y articulaciones de los brazos en las retroexcavadoras” 2021, Universidad Santo Tomas, Bogotá – Colombia. La gran cantidad de equipos retroexcavadores en el país y su alto trabajo continuo genera mayor aumento en la demanda de reparación de las articulaciones brazos y puños y el proceso de barrenado es una gran necesidad, por ello se tiene como objetivo, diseñar y fabricar un dispositivo para el barrenado de las articulaciones de retroexcavadoras, mediante un método descriptivo, y la metodología VDI 2221. Para diseños mecánicos y la memoria de cálculo para los elementos diseñados, como resultado se logra una potencia motriz de aproximado 0.98 KW, el utiliza un motorreductor serie NMRV50-20 de esa potencia a una revolución de 38.8 RPM, para lograr el barrenado es desde los 80 mm a los 90 mm diámetros aproximados de las retroexcavadoras, y se valida mediante AUTODESK inventor los parámetros de cada uno de los materiales de los mecanismos. se concluye con una alesadora portátil y fiable y de calidad para barrenados de diámetros de 80 a 90 mm de las retroexcavadoras.

González Martín, Alberto Joaquín (7) sustento “Operaciones de mecanizados básicas por arranque de viruta mandrinadora” 2022, Universidad de la Laguna – España, la necesidad de mandrinado en todas las industrias es prioridad, el puerto de santa cruz en Tenerife en la empresa TALLERES QUINTANA S.L., se realiza el mecanizado y arranque de viruta con muchas máquinas herramientas pero el barrenado mediante una mandrinadora es un trabajo de mucha precisión e importancia; por eso, se tiene como objetivo desarrollar el mandrinado y conocer todas las características de un barrenado adecuado y aplicación de la tecnología del mecanizado por arranque de viruta en la metodología aplicada es la documentación bibliográfica, trabajo en campo con las aplicaciones de barrenado y mecanizado en la empresa con una mandrinadora de mayor a 30 años de antigüedad, los resultados al desarrollo del informe se tiene una mandrinadora fija compacta que realiza barrenado de bulones cilíndricos con un eje principal de 1355 mm y un diámetro de 60 mm, en una primera operación A del barrenado se realiza para los alojamientos de cucharones de maquinaria pesada, para ellos los operarios deben evaluar el montaje en la base del equipo asentar adecuadamente para mantener la concentricidad y lograr el mecanizado. En una operación B, se realiza la operación del brazo del alojamiento de la maquinaria ya que al ser diámetros mayores se usa la medición de un reloj comparador. Como conclusiones se ha logrado descubrir que el mecanizado por arranque de viruta con una mandrinadora requiere una previa evaluación, toma de medidas, montaje adecuado y las herramientas de corte adecuada para lograr un trabajo de precisión, y así lograr el servicio que beneficie gracias a la tecnología de mecanizado por arranque de viruta.

Beltrán Moya, Cristian Asdrúbal y Cifuentes Pachón, Johan Sebastián (8) sustentaron “Diseño, construcción y puesta a punto de una barrenadora portátil de 3 HP de potencia para realizar mecanizados en grupo industrial INAMEC S.A.S” 2022, Universidad Antonio Nariño, Bogotá – Colombia. En la empresa se realiza la actividad de barrenado con una barrenadora improvisada y cuenta con muchas imperfecciones al momento de barrenar, por eso se tiene el objetivo de diseñar y construir una barrenadora de 3 HP, la metodología es experimental, se realiza medidas-pruebas y análisis y comparación, el diseño mediante memoria de cálculos y modelado mediante el SolidWorks. Como resultados obtenidos lograr un sistema de potencia con un motor de 3 HP de baja velocidad y peso liviano, con un eje portaherramientas de diámetro de 2 pulgadas y de 3 longitudes de 500 mm, 1000 mm y 1500 mm. y que permita barrenar mayores a



ese diámetro. Se concluye con una maquina con un funcionamiento correcto, y permite resistir los esfuerzos aplicados en el proceso de barrenado.

### **2.1.2 Antecedentes Nacionales.**

Paz Vigo, Segundo Javier (9) sustento “Diseño Y Fabricación De Un Refrentador Portátil Para Trabajos Insitu En Maquinaria Pesada En La Empresa Esco Perú”, Cajamarca. 2017 “Universidad Cesar Vallejo”. basándose a las necesidades, situaciones y problemas encontrados como contar con un refrentador adquirido en años pasados y que ya no es muy útil para el rectificado en la empresa ESCO es un problema para hacer su servicio de reparación y mantenimiento a algunas maquinarias de mineras de tajo abierto de esa zona. Tiene como objetivo diseñar e implementar un refrentador portátil, enfocado a reducir el tiempo de reparación. Por ello realizo una investigación tipo experimental diseño y fabricación, de pre pruebas la cual fabrico su prototipo e hizo análisis mecánicos en campo, el material de las máquinas pesadas es un acero H1045 resistente. Para lograr el rectificado mediante el avance de un tornillo de potencia trapecial UNC de diámetro de 5/8” por 18 hilos/pulg. Se trató de asegurar el correcto uso de dicho equipo y realizar trabajos de insitu. Se concluye con un diseño cumpliendo los parámetros de refrentado para ese tipo de material H1045 en de las caras laterales de la estructura de la maquinaria pesada, mediante el avance de un tornillo trapecial y permitir obtener trabajos de calidad y de tipo insitu.

Novoa Perez, José Miguel y Zapata Mendoza, Oscar Omar (10) sustentaron “Diseño de Máquina Mandrinadora Portátil, ligera y de fácil montaje, para mecanizado agujeros de diámetros 60 mm hasta 500 mm” *Trujillo* 2018. “Universidad Cesar Vallejo” teniendo la necesidad de las empresas de la zona e industrias del sector de reparación y mantenimiento de maquinarias pesadas. en reparar los alojamientos los pines y puños. Que en gran medida van desde los 60 mm a 500 mm de materiales aleados y dureza aproximada hasta 300 HB. Contaron con el objetivo de diseñar una maquina mandrinadora portátil, ligera y de fácil montaje. Aplicaron una metodología de diseño VDI 2221, se determinó a función de los parámetros de barrenado establecidos utilizar un eje principal de diámetro 57.15 mm con transmisión por corona sin fin y la potencia de 2 HP, validando mediante el software Autodesk Inventor. Llegando a una conclusión con un diseño integral para evitar fallas de ajuste y así permitir el rectificado de

agujeros de 60 mm a 500 mm. Mediante los datos recolectados y cálculos elaborados.

Mayta Nina, Francisco y Ancalla Ayma, Edgar (11) sustentaron “Diseño de prototipo de barrenadora portátil para mejorar el proceso de barrenado en la empresa Reser Javier.S E.I.R.L.– Arequipa 2019” de la Universidad Tecnológica del Perú. Teniendo dificultades con el barrenado actual sin cumplir parámetros de barrenado lo cual impide optimizar la reparación de los puños y palas de equipo pesado y los clientes insatisfechos. Se logró el objetivo de diseñar una barrenadora portátil para diámetros desde 50 mm hasta 100 mm y permitir mejorar el barrenado en la empresa. Por consiguiente, el prototipo se realizó con la metodología alemana VDI 2221 para desarrollar y ejecutar un concepto de diseño óptimo, se determinó según los parámetros establecidos un eje principal de diámetro de 30 mm; potencia de motor de 2 HP y transmisión mediante engranajes caja reductora, se aplica la validación correspondiente haciendo uso del software Autodesk Inventor concluyendo que el diseño cumple todas las características adecuadas de las medidas de los elementos mecánicos y de equipo compacto de fácil operación, también se logró optimizar este equipo con el que anteriormente se contaba.

De la cruz Meléndez, Héctor y Rebaza Alfaro, Pamela (12) sustentaron “Diseño de una barrenadora portátil para el mantenimiento correctivo de articulaciones de maquinaria pesada en la empresa Importaciones y Servicios E.I.R.L – Trujillo 2021” de la Universidad Cesar Vallejo. Según las entrevista realizada a cinco colaboradores de la empresa, se tuvo la necesidad de elaborar una máquina barrenadora portátil, porque la barrenadora artesanal que contaba demoraba de 2 a 3 días en la actividad; ya que, la empresa cuenta con una flota de 17 equipos en línea amarilla, se logró el objetivo de diseñar una barrenadora portátil para el mantenimiento correctivo de la flota de línea amarilla, la metodología elaborada es de entrevistas y resultados y mediante el método no experimental, se logró llevar a cabo diseño de la barrenadora, mediante el uso de la tecnología y normativas de materiales y validación mediante el software SolidWorks, se determinó un eje principal de diámetro 74 mm para mecanizar ejes mayores a 78 mm de diámetro, con un motor que genera 1.7 Hp de potencia a 89 RPM. Concluyendo con un equipo que cumple las normativas de tipo de material, diseño especificaciones y seguridad con un presupuesto inicial de S/. 3015.50 nuevos soles.

Cajacuri Acosta, David Alejandro (13) sustentó “Diseño de un mandrinador portátil de bajo costo para rectificaciones de agujeros de 50 a 200 mm de diámetro para una empresa metalmecánica” – Callao 2021, el problema real que pasan aquellas empresas pequeñas en la industria metalmecánica, en el proceso de maquinado es deficiente y de alto costos y además una alta demanda de barrenar máquinas en campo, no se cuenta con una máquina mandrinadora en las empresas, es esto una necesidad, por ello se logra el objetivo de diseñar una máquina mandrinadora portátil de bajo costo para rectificar agujeros de 50 a 200 mm de diámetro, aplicando la metodología de diseño VDI 2221-2225 con una investigación analítico lógico deductivo con enfoque sistémico y para definir el tipo nivel de investigación depende de 2 factores, el estado de arte e investigación aplicada de diseño, teniendo como resultados una máquina de 2 HP, en un rango de 40 a 150 RPM de velocidad para barrenar diámetros de 50 a 200 mm y con un costo total de S/ 2933.00 nuevos soles. Concluyendo una mandrinadora de bajo costo, con los parámetros adecuado de diseño y la selección adecuada de materiales, determina que una máquina comercial cuesta más De S/50000.00 nuevos soles, y este diseño equivale solo un 5% del presupuesto de la máquina comercial.

## **2.2. BASES TEORICA**

### **2.2.1 Mecanizado**

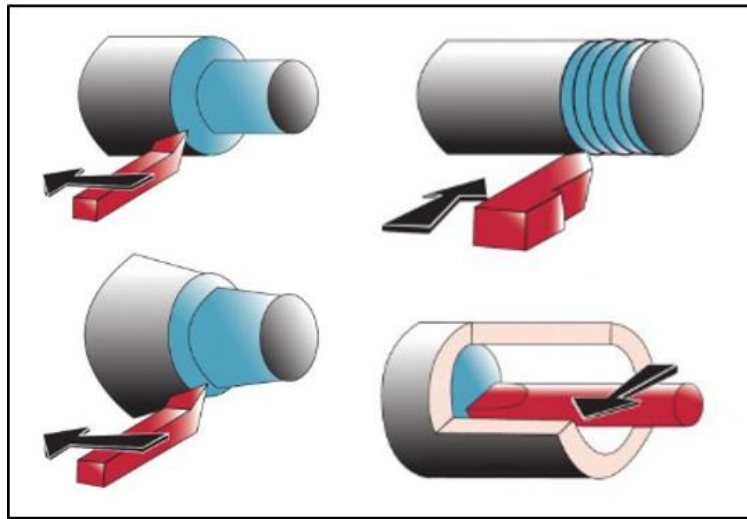
Es un proceso donde se rectifica la geometría o forma de un elemento por medio de ciertas técnicas que implica el arranque del material existe tres formas comunes que es arranque de viruta, por abrasión y sin arranque de viruta (para piezas metálicas, no fundidas por tal cualquier proceso que rectifique y modifique se define como mecanizado (2 p. 25).

El mecanizado también conocido como maquinado es un proceso de manufactura del cual se emplea una herramienta de corte o llamado cuchilla que nos permite remover el exceso de material de la pieza en trabajo, con el objetivo de obtener la forma deseada al removerse la viruta (14 p. 485).

#### **2.2.1.1 Mecanizado por arranque de viruta**

Proceso en el cual se modifica la forma de una pieza mecánica a través de una herramienta de corte que genera virutas, el equipo utilizado son las máquinas herramientas. En estas condiciones se permite mecanizar piezas, adecuando al proceso de trabajo y estableciendo una orden de

operación según su tipo en la figura 03. Se muestran algunas formas de mecanizado. Como se ve son muchos los parámetros que intervienen en el mecanizado por arranque de viruta (15 p. 14).



*Figura 03.* Formas de mecanizado. Tomada de “Fabricación de arranque de viruta”, por Gómez S. Millan, 2012, (15 p. 17)

### **2.2.1.2 Herramienta de corte**

Para las operaciones de mecanizado la herramienta de corte es de vital importancia para el desprendimiento del material, la forma consta de un filo llamado arista de corte que genere el arranque de viruta del material cuando están en contacto y necesario para realizar los cortes principales también de una cara llamada superficie de desprendimiento siendo esta la superficie por la cual pasa la viruta, un flanco en el cual se ubica al frente de la viruta generada, (3 p. 647). En la tabla 1, nos muestra las propiedades de las herramientas de corte más usadas en nuestro medio.

Tabla 1. Propiedades generales de los materiales para herramientas de corte más utilizada en el mecanizado por arranque de viruta.

Propiedad	Acero de alta velocidad-HSS	Carburos		Ceramicos
		WC	Tic	
Dureza (HB)	435 - 685 HB	999 - 1289 HB	1058 - 1152 HB	1058 - 1152 HB
Resistencia a la traccion				
Mpa	2400 - 4800	4100 - 4850	3100 - 3850	2750 - 4500
psi x 10 <sup>3</sup>	350 - 700	600 - 850	450 - 560	400 - 650
Resistencia a la ruptura transversal				
Mpa	2400 - 4800	1050 - 2600	1380 - 1900	345 - 950
psi x 10 <sup>3</sup>	250 - 700	150 - 375	200 - 275	50 - 135
Modulo de elasticidad				
Mpa	200	520 - 690	310 - 450	310 - 410
psi x 10 <sup>6</sup>	30	75 - 100	45 - 65	45 - 60
Densidad				
Kg / m <sup>3</sup>	8600	10000 - 15000	5500 - 5800	4000 - 4500
Temperatura de fusion (F°)	2370	2550	2550	3600

Nota: HSS: acero de alta velocidad; WC: Carburos no recubiertos Tic: Carburos recubiertos. HB dureza Brinell, (3).

### 2.2.1.3 Velocidad de corte en mecanizado (Vc)

Definido como la velocidad lineal en la parte periférica de la herramienta que se está maquinando. Para su selección viene constituido por el material de la herramienta, tipo de pieza y característica de la máquina, la velocidad de corte viene expresado en metros por minuto, y en relación también se tiene el avance definido como la velocidad de penetración de la herramienta en el material. (14 p. 486).

Una vez sostenida la pieza de trabajo en la máquina, se pone la herramienta de corte en posición respecto al trabajo a emplear para proporcionar la potencia del maquinado a la velocidad, avance y profundidad que se estableció. Véase figura 04.

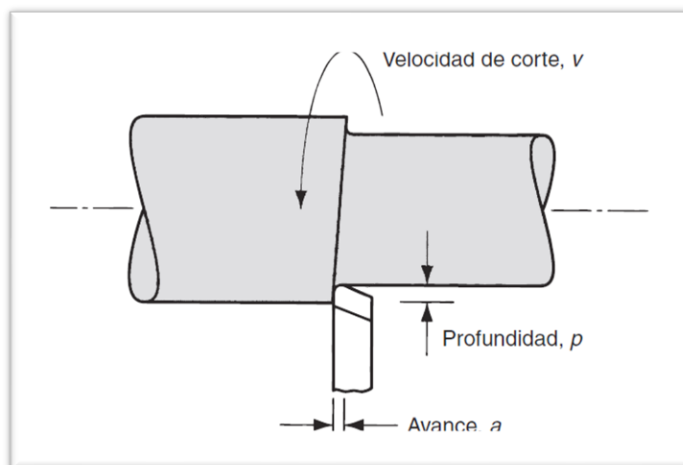


Figura 04. Velocidad de corte, profundidad de corte y avance de maquinado. Tomada de "Fundamentos de manufactura moderna", por Mikell P. Groover, (14 p. 486).

El (2.1) muestra la formula general de la velocidad de corte generado en el maquinado.

$$Vc (m/min) = \frac{N \times \pi \times D}{1000} \quad (2.1)$$

Leyenda:

Vc: Velocidad de corte (m/min)

N: rpm

D: diámetro del alojamiento (mm)

## 2.2.2 Fuerzas aplicadas en el mecanizado

las fuerzas que se aplican en un sistema de mecanizado de torneado y barrenado, están dadas por tres fuerzas que intervienen en el corte tal como detalla la figura 5. lo que determina estos parámetros para el diseño del eje principal o porta herramienta (16 p. 47).

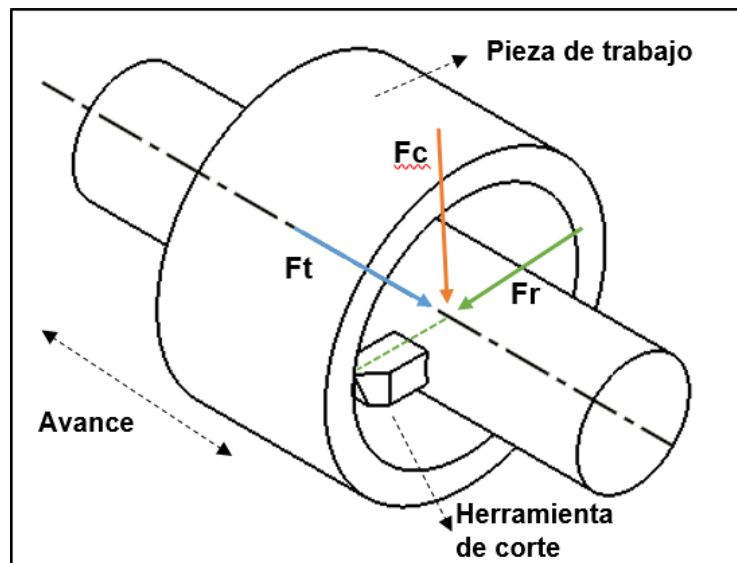


Figura 05. Fuerzas aplicadas en el proceso de barrenado. Tomada de elaboración propia.

### 2.2.2.1 Fuerza de corte (Fc)

Está definida para valores de corte en seco, está determinada por la formula (2.2), la unidad es dada en kilogramos fuerza (16 p. 100). Esta fuerza actuante es la mayor o principal que es responsable del 99 % de la potencia para el barrenado. Para determinar los cálculos requeridos de

fuerza de corte del mecanizado, está basado en las tablas del anexo 1 y 2.

$$F_c = K_s \left( \frac{N}{mm^2} \right) \times s \text{ (mm)} \times a \text{ (mm)} \quad (2.2)$$

Leyenda:

F<sub>c</sub>: Fuerza de corte (N)

ks: Fuerza específica de corte (m/min)

s: Avance (mm)

a: Profundidad de corte (mm)

#### 2.2.2.2 Fuerza de avance (F<sub>t</sub>)

Esta fuerza actúa en dirección al sistema de avance, y está dada al 50 % de la fuerza de corte, la cual corresponde a un poco porcentaje (16 p. 47). De la potencia necesaria del equipo, está representada por la fórmula (2.3).

$$F_t = 50 \% \times F_c \text{ (N)} \quad (2.3)$$

Leyenda:

F<sub>t</sub>: Fuerza de avance (N)

F<sub>c</sub>: Fuerza de corte (N)

#### 2.2.2.3 Fuerza radial (f<sub>r</sub>)

Es la fuerza aplicada perpendicularmente a la superficie mecanizada, y está dada al 50 % de la fuerza de avance (16 p. 47). Está representada por la fórmula (2.4).

$$F_r = 50 \% \times F_t \text{ (N)} \quad (2.4)$$

Leyenda:

F<sub>r</sub>: Fuerza radial (N)

F<sub>t</sub>: Fuerza de avance (N)

### 2.2.3 Máquina herramienta

Es cualquier tipo de máquina que es accionada por fuerza motriz y mediante un trabajo permite obtener piezas de diferentes tipos de materiales se usa generalmente para el torneado, fresado, taladrado barrenado y mandrinado, y las

maquinas herramientas más utilizadas y versátiles son el torno, fresadora, mandrinadora y barrenadora (14 p. 486).

### 2.2.3.1 Barrenadora portátil

Máquina herramienta liviana que consiste en la operación del rectificado o barrenado interior de una pieza con el objetivo primordial de ampliar sus dimensiones y obtener medidas establecidas a este proceso de barrenado también es llamado rectificado. Se emplea para acabado y alineado en el mismo eje de los soportes de los sistemas articulados, para el elaborar un diseño se constituye los parámetros de avance y corte (2 p. 16), ver figura 06.

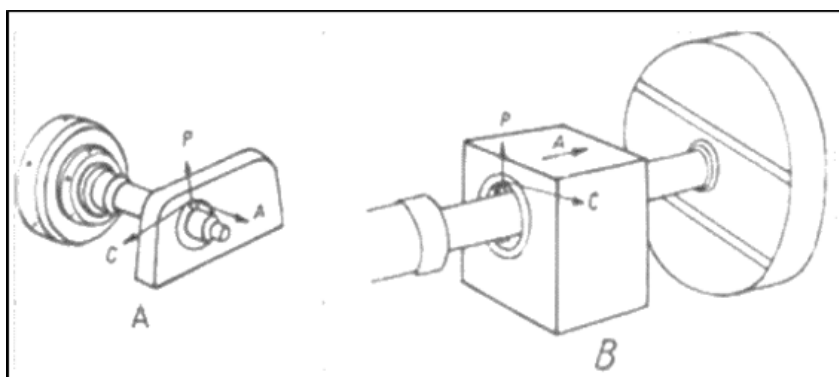


Figura 06. Forma de mecanizado a través de una barrenadora, se observa en A un avance longitudinal, en C el avance transversal y P la fuerza aplicada al barrenado. Tomada de "Diseño de mandrinadora portátil". por Edgar Hernández China. 2008, (2 p. 16).

### 2.2.3.2 Mandrinadora - Barrenadora

Máquinas de gran proporción, normalmente compacta al piso, consta de estos elementos. Una bancada que tiene la función de base, una columna que está anclada a la bancada, un cabezal fijado a la columna y así sostiene al eje de trabajo y los elementos de transmisión, una mesa que ayuda al soporte de la pieza que se va a mecanizar permitiendo realizar movimientos longitudinales y transversales. Todo el proceso se consigue mediante uso de mandos manuales o automáticos (3 p. 703).

### 2.2.4 Sistema de transmisión

Se basa generalmente en la trasmisión de potencia por medio de una fuente sea mecanismos o un motor, un medio eficiente es el movimiento giratorio del eje, soportado por cojinetes e insertar mecanismos como poleas, engrane, para un



sistema de diseño se requiere de la selección de cada componente (17 p. 900). Aplicaremos para acoplar un mecanismo de reducción de velocidad como una fuente principal que es un sinfín y corona.

### 2.2.4.1 Eje o flecha

Según G. Budynas et al “Es un elemento rotatorio, de sección transversal de forma circular, que se emplea para transmitir potencia o movimiento”, este eje permite la rotación de elementos como cojinetes, engranajes, poleas y manivelas etc., una flecha o eje puede ser diseñado con facilidad y analizarlo como viga estática, pero para fines de diseño tiene mucha interdependencia con sus componentes, por lo tanto, se realizara parcialmente un análisis de estos componentes.

La elección de material dependerá según a su fabricación, se tiene mucha variedad de elección como los aceros laminados en frio o en caliente y aceros aleados. Y por lo general los aceros laminando en frio se usan para ejes de diámetros menores a 3 pulgadas. (17 p. 344).

Para el diseño aplicaremos con base a la teoría de von mises y análisis de falla se utiliza la fórmula de la energía de distorsión ED Goodman (2.5). y la falla por fatiga ED-ASME elíptica (2.6).

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi s_y} \left[ 4(k_f x M)^2 + 3(k_{fs} x T)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.5)$$

Leyenda:

d = Diámetro del eje principal (m)

n = factor de seguridad

Sy = Resistencia a la fluencia (MPa)

T = Torsión (Nm)

M = Momento flector máximo (Nm)

Kf = Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión

Kfs = Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión

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

(2.6)

Leyenda:

d = Diámetro del eje principal (m)

n = factor de seguridad

Sy = Resistencia a la fluencia (MPa)

T = Torsión (Nm)

M = Momento flector máximo (Nm)

Sut = Resistencia a la torsion (MPa)

Kf = Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión.

Kfs = Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión.

Se = Factor que limita resistencia a la fatiga

#### 2.2.4.2 Teoría de la energía de distorsión Von Mises

Es la teoría empleada para determinar las fallas y deformaciones en los materiales dúctiles sometidos a esfuerzos tridimensionales, (17 p.213) se detalla el esfuerzo normal debido a la flexión (2.7), y el esfuerzo cortante debido a la torsión.

$$\sigma_x = \frac{M x c}{I_o} \quad (2.7)$$

$$\tau_{xy} = \frac{T x c}{J_o} \quad (2.8)$$

Leyenda:

$\sigma_x$  = Esfuerzo normal (MPa)

$\tau_{xy}$  = Esfuerzo cortante (MPa)

c = diámetro/2

T = Torsión (Nm)

M = Momento flector máximo (Nm)

Por lo tanto, la teoría de distorsión es aplicada para los esfuerzos tridimensionales y está dada por la siguiente formula (2.9)

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (2.9)$$

Leyenda:

$\sigma_x$  = Esfuerzo normal en x (MPa)

$\sigma_y$  = Esfuerzo normal en y (MPa)

$\tau_{xy}$  = Esfuerzo cortante (MPa)

$\sigma'$  = Esfuerzo de Von Mises (MPa)

Determinado los resultados mediante la teoría y sus ecuaciones matemáticas, la siguiente ecuación (2.10) determina el factor de seguridad para el diseño.

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (2.10)$$

Leyenda:

n = Factor de seguridad

$S_y$  = Resistencia a la fluencia (MPa)

$\sigma'$  = Esfuerzo de von mises (MPa)

### 2.2.4.3 Reductor de velocidad sinfín y corona

Es uno de los tipos de reducción de velocidad más sencillo y que ocupa espacios pequeños, está compuesta por una corona dentada normalmente fabricado de un material como el bronce. La corona está en contacto directo y constante con un tornillo sinfín, en la aplicación una vuelta del sinfín provoca el avance de un diente de la corona por ende la reducción de velocidad (18 p.14). ver figura 07.



Figura 07. Reductor tornillo sinfín. Tomada de “Desarrollo tecnológico y construcción del conjunto corona-eje para reductor de velocidad”, por Acosta Daniel Andrés Arboleda et al. 2011, (18 p. 14).

Se caracterizan por la relación de transmisión elevada en poco espacio, ya que solo genera el movimiento del tornillo a la corona, este se calcula en

relación con el número de dientes de la corona por el número de entradas del sinfín.

$$Z_1 \times N_1 = Z_2 \times N_2 \quad (2.11)$$

Leyenda:

$Z_1$  = número de diente o entrada del sinfín

$N_1$  = RPM del sinfín

$Z_2$  = número de diente o entrada de la corona

$N_2$  = RPM de la corona

#### 2.2.4.4 Dimensionamiento de tornillo sinfín y corona

El en sistema internacional existen dos tipos de engranajes corona y sin fin el tipo A y B, por aplicación con tecnología nacional y más utilizada es el tipo A. las dimensiones principales para determinar diseñar estos mecanismos son el ángulo de presión, el paso, el módulo, numero de dientes de corona y número de entradas del sinfín (19). En la figura 08 se detalla los parámetros dimensionales más importantes en el diseño de una corona sinfín.

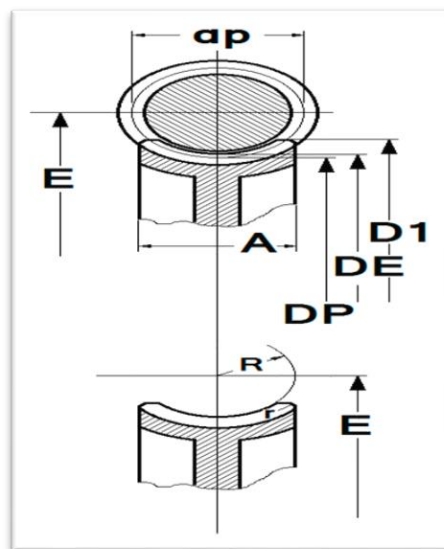


Figura 08. Tornillo sinfín y corona dimensiones principales, DE: diámetro exterior, DP: diámetro primitivo, D1: diámetro interior A: ancho de la corona E: distancia entre centros. Tomada de “Metal Mecánica - fácil”, por Tibanta Mario Alberto, en su sitio web.

### 2.2.4.5 fuerzas y esfuerzos en la transmisión sinfín corona

Las fuerzas que actúan en el sinfín corona esta expresada en la figura 09, muestra la distribución de fuerzas en la transmisión. Y las fórmulas establecidas (20 p. 5).

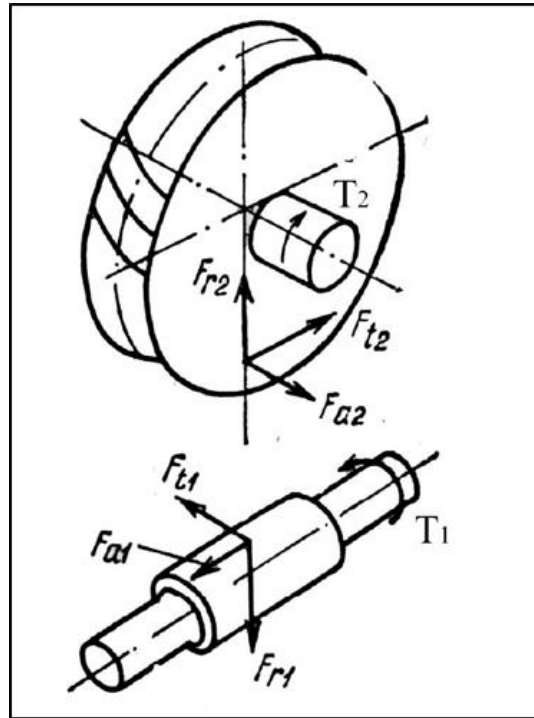


Figura 09. Fuerzas que actúan en la transmisión tornillo sinfín y corona. Tomada de “Ingeniería inversa de un reductor de tornillo sinfín”, por Arroyave Londoño Juan et al, (20 p. 5).

$$F_{T1} = F_{a2} = \frac{2 \times T1}{d1} \quad (2.12)$$

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \times T2}{d2} \quad (2.13)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{a1} \times \tan \alpha \quad (2.14)$$

Leyenda:

$F_{t1}$  = Fuerza tangencial en el sin fin (N)

$F_{r1}$  = Fuerza radial en el sinfin (N)

$F_{a1}$  = Fuerza axial en el sinfin (N)

$F_{t2}$  = Fuerza tangencial en la corona (N)

$F_{r2}$  = Fuerza radial en la corona (N)

$F_{a2}$  = Fuerza axial en la corona (N)

T1 = Torsion del sinfin (Nm)

T2 = Torsion de la corona (Nm)

d1 = Diametro del sinfín (m)

d2 = Diametro de la corona (m)

Mediante el diagrama de momentos flectores, se establece en punto centro de contacto entre los mecanismos el momento flector máximo establecido por el siguiente calculo

$$M_F = \sqrt{(F_r x \frac{l}{4} + F_{ax} x \frac{dp1}{4})^2 + (F_t x \frac{l}{4})^2} \quad (2.15)$$

Leyenda:

$M_F$  = Momento flector (Nm)

$F_{rx}$  = Fuerza radial del mecanismo corona sinfin (N)

$F_{ax}$  = Fuerza axial del mecanismos corona sinfin (N)

$F_{tx}$  = Fuerza tangencial del mecanismo corona sinfin (N)

l = Longitud entre apoyos del sinfin (N)

$d_{p1}$  = Diametro primitivo del sinfin (N)

Determinado los parámetros se establece los esfuerzos normales debido a la flexión (2.16) y el esfuerzo de corte máximo debido a la torsión (2.17). Expresada en la siguiente formula.

$$\sigma_X = \frac{M_F}{0.1 x (dint1)^3} \quad (2.16)$$

$$\tau_{XY} = \frac{T1}{0.2 x (dint1)^3} \quad (2.17)$$

Leyenda:

$\sigma_X$  = Esfuerzo normal (MPa)

$M_F$  = Momento flector (Nm)

$\tau_{XY}$  = Esfuerzo cortante (MPa)

T1 = torsion del sinfin (Nm)

dint1 = diametro interior del sinfín (m)

### 2.2.5 Sistema de avance por tornillo de potencia ACME

Es un mecanismo que permite transformar un movimiento de giro angular en movimiento longitudinal o lineal, Llamado también tornillo de rosca y en manufactura husillo permiten generar potencia, aplicados en máquinas

herramientas. Tiene un ángulo de flanco de  $29^\circ$  (17 p. 396). La siguiente figura 10, detalla las fuerzas y dimensiones.

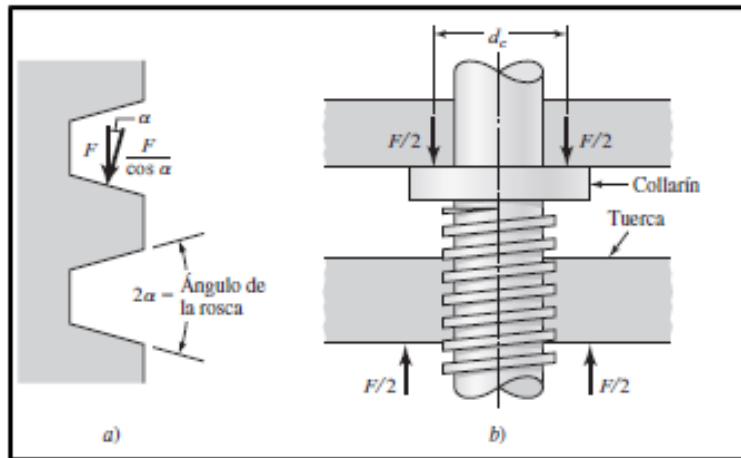


Figura 10, Fuerzas normales y dimensiones del tornillo rosca ACME. Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, por G. Budynas Richard et al. 2012, (17 p. 399).

Se emplea las siguientes formulas, la torsión para mover la carga y superar la fricción torsión de avance ejercida (2.18), y el cálculo de la torsión para bajar o retornar la carga (2.19), determinado las torsiones se determina la eficiencia ejercida debida a la fricción (2.20).

$$T_R = \frac{F dm}{2} \left( \frac{l + \pi f dm}{\pi dm - fl} \right) + \frac{F fc dc}{2} \quad (2.18)$$

$$T_L = \frac{F dm}{2} \left( \frac{\pi f dm - l}{\pi dm + fl} \right) + \frac{F fc dc}{2} \quad (2.19)$$

$$eficiencia = \frac{T_L}{T_R} \quad (2.20)$$

Leyenda:

dm = Diametro tornillo (in)

dc = Diametro del collarin (in)

l = p = Paso (in)

$T_R$  = Par torsion requerida para mover carga y superar la fricción

$T_L$  = Par torsion requerida para bajar la carga

F = Fuerza de avance (lbf)

f = Coeficiente de friccion

fc = coeficiente de friccion del collarin

Por consiguiente, se determina los esfuerzos tridimensionales, la formula (2.21) establece el esfuerzo normal debido a la flexión en el eje “x”, la (2.22) establece el esfuerzo axial en el eje “y”, por último, la formula (2.23) establece el esfuerzo cortante debido a la torsión.

$$\sigma_X = \frac{6 x F}{\pi x d r x n_t x l} \quad (2.21)$$

$$\sigma_y = \frac{-4 x F}{\pi x (dr)^2} \quad (2.22)$$

$$\tau_{XY} = \frac{16x T_R}{\pi x (dr)^3} \quad (2.23)$$

Leyenda:

$\sigma_X$  = Esfuerzo normal

$\sigma_Y$  = Esfuerzo axial

$\tau_{YZ}$  = Esfuerzo cortante

$n$  = Factor de seguridad

$F$  = Fuerza de avance (lbf)

$dr$  = diametro de raiz

$T_R$  = Par torsion requerida para mover carga y superar la friccion

## 2.2.6 Cojinetes

Los cojinetes se fabrican para soportar cargas radiales, de empuje y combinaciones de ella, existen dos tipos de cojinetes el de antifricción o rodadura y los cojinetes de contacto rodante describir la clase de cojinete.

La vida útil de estos componentes es como primordial el número de revoluciones del anillo interior y el número de horas de uso, ahí evidenciamos la fatiga (17 p. 546).

### 2.2.6.1 Cojinetes de rodadura

También llamado cojinetes antifricción, estos ya existen en el mercado, sus partes consta de un anillo interior, anillo exterior, las bolas o elementos rodantes y el separador vea figura 11. Para ello hay que diseñarlo a esas dimensiones ya establecidas para la vida de satisfacción cuando operen a las condiciones determinadas. El efecto confiabilidad y vida, proporciona al diseñador una ecuación y determinar la clasificación del rodamiento (17 p. 547).



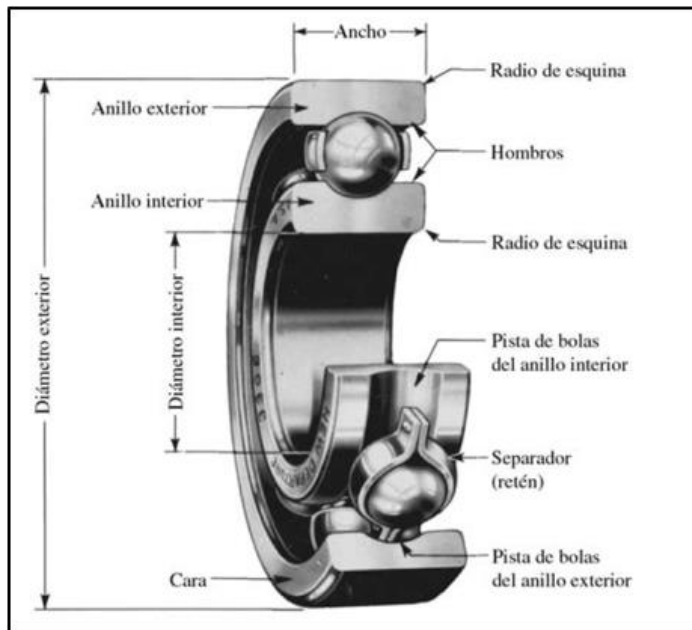


Figura 11. Nomenclatura del cojinete de bolas (archivo de Motors Corporation). Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, por G. Budynas Richard et al. 2012, (17 p. 547).

Para el presente diseño se aplicó la fórmula de confiabilidad y vida “C10” para selección del rodamiento.

$$C_{10} = F_D \left( \frac{L_D \times n_D \times 60}{L_R \times n_R \times 60} \right)^{\frac{1}{a}} \quad (2.24)$$

Leyenda:

$C_{10}$  = Clasificación de catálogo en (KN)

$F_D$  = Fuerza resultante (KN)

$L_D$  = Vida deseada, según tabla anexo 3

$n_D$  = Velocidad deseada RPM

$L_R \times n_R \times 60$  = considerando a millón de horas de trabajo

$a$  = cojinetes de bolas

### 2.2.6.2 Chumaceras

La chumacera sirve para mantener la concentricidad de un eje o flecha, así también como apoyo necesario para el funcionamiento de un mecanismo y reducir las vibraciones que se pueda producir. Normalmente existe dos tipos y más utilizada y son chumacera de pared y chumacera de pie, para su selección se realiza en base al tipo de rodamiento seleccionado en cálculos de diseño (16 p. 72).

### 2.2.7 Sistema articulado de las maquinarias pesadas

El brazo y cucharón de una maquinaria pesada (excavadora, cargador frontal, retroexcavadora) están diseñados para aplicaciones de movimiento de tierra de servicio pesado y alta producción, por lo cual está sometido a soportar diferentes tipos de esfuerzos. La mayoría de estos esfuerzos están aplicadas en los puntos de articulación, por ello tienden a sufrir desgaste, esto se ve reflejado en el agujero del brazo como en las orejas del cucharón. Estos desgastes es uno de los principales problemas en la gran mayoría de maquinarias pesadas. Los materiales de los cuales se fabrican estas piezas generalmente son de acero aleados (21 p. 3).

El cucharón es un elemento principal en las funciones de acarreo. La figura 12, detalla las partes del cucharón.

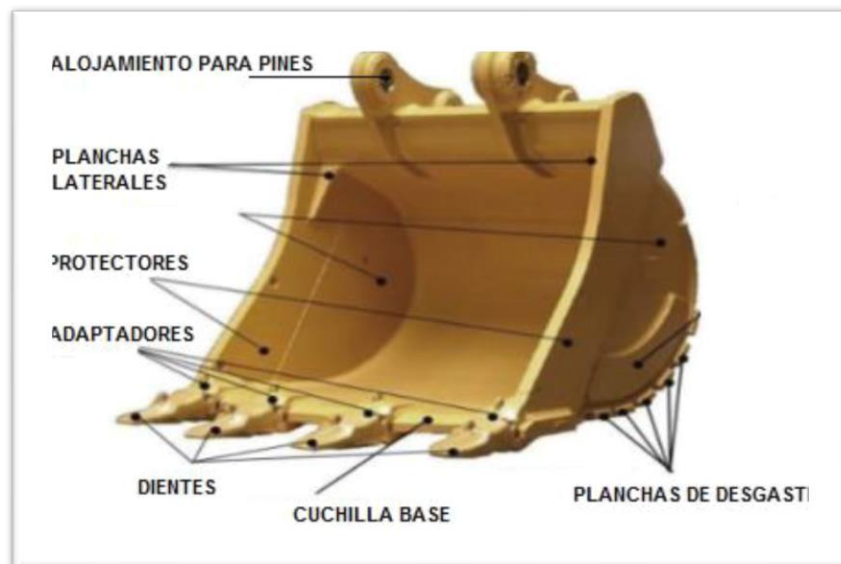


Figura 12. Partes de un cucharón de un cargador frontal. Tomada de “Material, usos y aplicaciones de cargador frontal”, por Torres León Alberto, (21 p. 9).

### 2.2.8 Reparación de alojamientos en sistemas articulado

Los componentes, entre ellos los brazos, los puños de los cucharones, después de identificar los desgastes, se tienen estas consideraciones de reparación. La forma más correcta es el reemplazo de los alojamientos por una nueva, y la aplicación actual y más utilizada es el rellenado con soldadura con un tipo de electrodo que cumpla las características del material y una que cumple es el E7018. Una vez

rellenada con soldadura se realiza el rectificado o barrenado, para ello debe estar montado correctamente el equipo a rectificar (16 p. 7).

### 2.2.8.1 Aplicación del electrodo E-7018

De bajo contenido de hidrógeno y resistente a la humedad, cumple con las características, con hierro en polvo, de soldadura toda posición y excelente propiedad de impacto. Aplicado para todos los aceros al carbono En las estructuras, reparaciones de maquinarias pesadas, tanques calderas (22 p. 43).

En la tabla 2, se muestra las características del electrodo E7018.

Tabla 2. Características típicas del metal depositado.

CARACTERISTICAS DEL E 7018	
Limite a la fluencia	445 MPa
Resistencia a la tracción	535 MPa
Agrietamiento en 50 mm	30%
Energía absorbida	130 J a 30°C
Dureza brinell	180

Nota 1. Sistema internacional de unidades en MPa: Megapascales, J: Joule, °C: grados centígrados, (22).

## 2.3. DEFINICIÓN DE TÉRMINOS BÁSICOS

- **Articulación en maquinarias:** Lo conformar el brazo, pala o cucharón de una maquinaria pesada, generalmente el conjunto de articulación permite hacer diferentes trabajos de movimiento de tierra (21 p. 30).
- **Alojamiento de pines:** Parte del sistema articulado donde asienta el pin para la correcta articulación de las palas o cucharones de las maquinarias (21 p. 30)
- **Concentricidad:** Grado de que dos o más piezas, como un agujero circular y una superficie cilíndrica tienen un eje común (14 p. 81).
- **Diseño:** Es la actividad de elaborar y preparar modelos analíticos o físicos para ser estudiado y llegar a conclusiones, se puede diseñar mediante la construcción de técnicas sofisticadas como el CAD. (3 p.13)
- **CAD:** Diseño asistido por computadora, técnica de modelado y elaboración mediante software. (3 p.13)
- **Manufactura:** Es la aplicación de procesos físicos o químicos de un material para fabricar piezas, mecanismos y productos. (14 p. 3)
- **Mecanismo:** Conjunto de elementos que interactúan entre sí, se emplean para transmitir fuerza, movimientos en la mecánica. (14 p. 4)

- **Mantenimiento:** Tiene el objetivo de alargar la vida útil del mecanismo, máquina, para lograr el mejor funcionamiento. (16 p. 35)
- **Desgaste:** Estado de deformación de los alojamientos, agujero y los ejes, genera deterioro prematuro en los sistemas mecánicos (16 p. 7).
- **Barrenado:** Es llamado también mandrinado, es la operación de mecanizado en el cual se amplía los agujeros cilíndricos de las piezas, para ello se toma los ajustes y tolerancias adecuadas (2 p. 9).
- **Rectificado:** Es el tipo de reparación y método correcto para modificar los alojamientos desgastados permitiendo obtener la forma original de fabricante. El rectificado es mediante un equipo o dispositivo eficaz, accesible y de fácil operación (16 p. 8).
- **In situ:** Equipo o máquina que pueda ejercer toda actividad en cualquier lugar.
- **Equipo portátil:** Es un equipo que están diseñados para que pueda ser transportado fácilmente.
- **Ergonomía:** Es la interacción de un equipo y maquinas con el usuario, mecánico y operador, es aspecto importante para el diseño (3 p. 39)
- **Potencia:** La unidad expresada es en watt (W) o caballo de fuerza (HP), (3 p. 3)
- **Fuerza:** Capacidad física para realizar movimiento, unidad de medida es Newton. (3 p. 3)
- **Esfuerzo:** Es la fuerza que se actúa para deformar a un cuerpo, La fuerza aplicada en un área, la unidad es Pascal (Pa). (3 p. 3)
- **RPM:** Termino relacionado a la velocidad angular expresado en (Revoluciones por minuto)

## **CAPÍTULO III**

### **METODOLOGÍA**

#### **3.1 MÉTODO, TIPO O ALCANCE DE LA INVESTIGACIÓN**

##### **3.1.1 Método de la investigación**

El presente trabajo de investigación se adecua al método de investigación experimental – analítica. Ante ello el método Experimental según Bernal (2016) determina “El investigador actúa conscientemente sobre el objeto de estudio, en tanto los objetivos son precisamente conocer los efectos producidos por el mismo investigador” (23).

según Hernández y Baptista (2014) establece “La investigación experimental, se construye el contexto y se manipula de manera intencional la variable independiente y se observa el efecto de la manipulación sobre la variable dependiente” (24).

También refiere hurtado de barrera (2010) sobre “La investigación analítica tiene como objetivo analizar un evento de estudio y comprenderlo. Estudia de forma intensiva cada uno de los elementos y propicia el estudio y la comprensión del evento de estudio” (25). Por tanto, la investigación analítica es una forma de estudio que implica habilidades como el pensamiento crítico y la evaluación de hechos e información relativa a la investigación que se está llevando a cabo. La idea es encontrar los elementos principales detrás del tema que se está analizando para comprenderlo en profundidad.

### **3.1.2 Tipo de investigación**

Según el MINEDU la investigación de tipo tecnológico o de innovación es aquel que aplica el conocimiento tecnológico para la solución de algún problema, se aplica para satisfacer las necesidades y consiste en la mejora y transformación de un proceso producto o servicio (26 p. 3). A partir de esta información se elabora una investigación de tipo tecnológico.

### **3.1.3 Diseño metodológico de la investigación**

Para la aplicación metodológico se basa en los fundamentos de la Asociación Alemana de ingenieros, de la metodología (VDI 2221-2225), en el diseño de Ingeniería Mecánica. El desarrollo del trabajo de investigación en base a esta metodología con su plan de estructura para el diseño. También se determina la solución óptima y la realización de los cálculos necesarios para validar el desarrollo de mi investigación tecnológica aplicada. Detallo el plan básico del trabajo de investigación.

- **Identificación de requerimientos:** En esta etapa se elabora la lista de exigencias, se determina la estructura de funciones y la matriz morfológica se define a base de las necesidades que se tiene en la empresa y el estado actual de las tecnologías. Según Riba “se promueve la creatividad e innovación con un sentido crítico para las soluciones mediante una estructura funcional” (27 p. 80).
- **Análisis de solución:** Se desarrolla todo los procedimientos técnicos, tecnológicos y aplicativos, se determina el proyecto y se establece el concepto de solución óptima. Aplicando todos los conocimientos obtenidos y las bases teóricas ya desarrollados.
- **Diseño:** Una vez definido el prototipo de la máquina, se desarrolla todo el diseño mediante un procedimiento establecido, se elabora los cálculos requeridos y modelarlo por diseño asistido CAD con el software SolidWorks y plasmar con los detalles de los planos.
- **Construir:** una vez documentado el diseño y modelado procedemos a la compra de materiales y fabricación de los mecanismos, y así lograr la construcción y pruebas.

Por lo tanto, se detallará la estructura del diseño del método VDI 2221-2225.

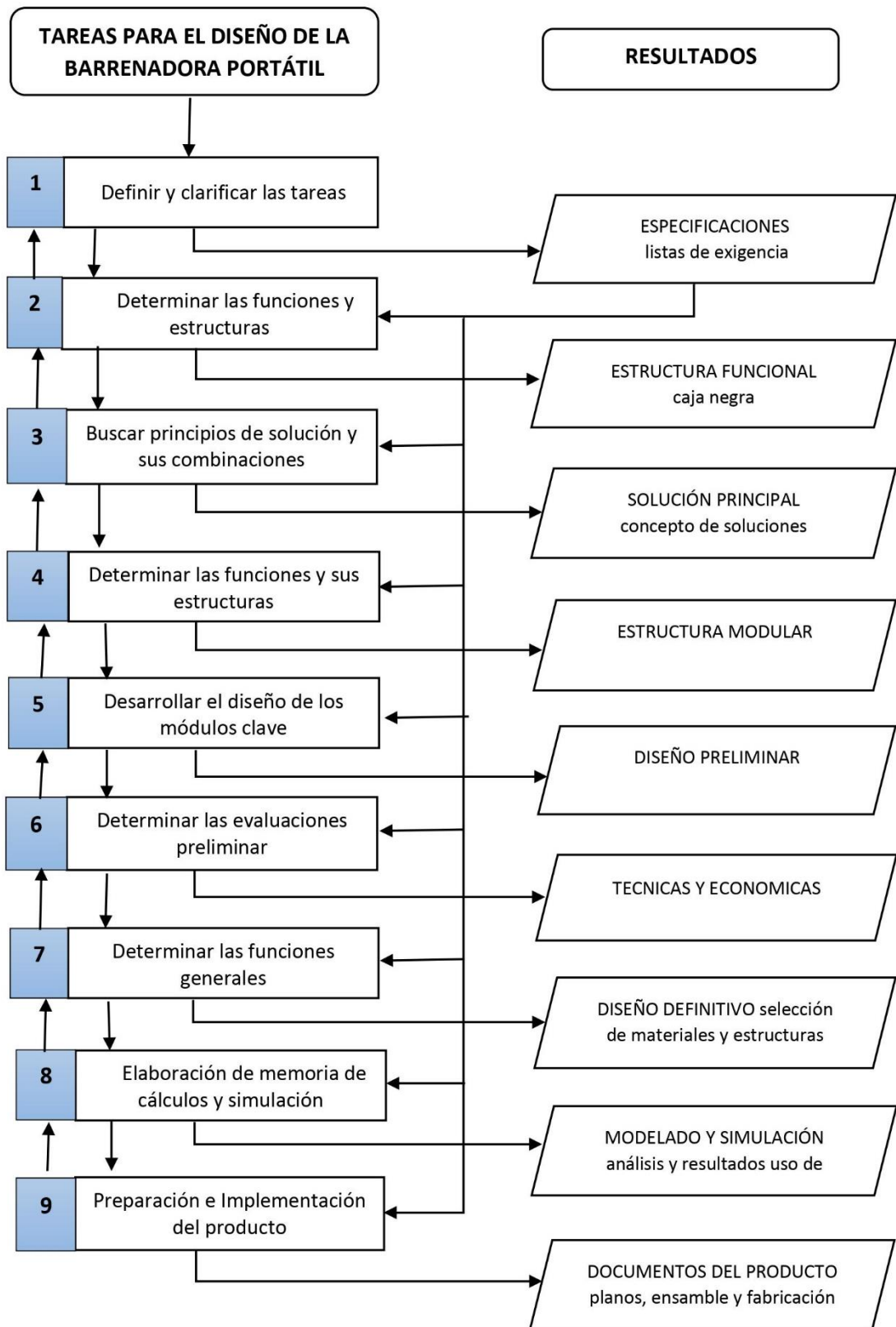


Figura 13. Estructura de diseño adaptada de la metodología VDI2221,

### 3.1.3.1 Lista de exigencias, detallar o aclarar

Parte de la investigación donde se analiza los deseos que se quiere plasmar al diseño de acuerdo con las necesidades, la lista de exigencias se ha desarrollado a base del estado de la tecnología y las necesidades planteadas como objetivo. Se presentará una serie de exigencias y características que debe cumplir la máquina.

Tabla 3. La lista de exigencias modelo Riba.

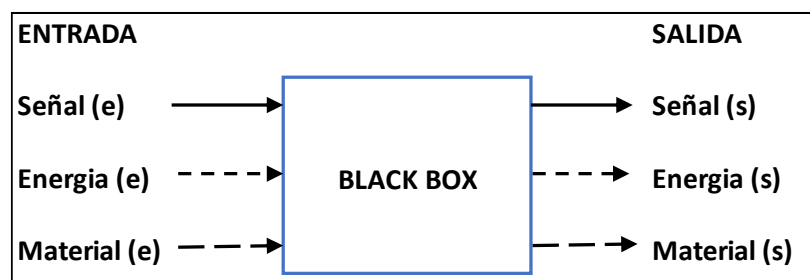
LISTA DE EXIGENCIAS			PAG 1 DE...
Proyecto:		Cliente:	Responsable: .....
DISEÑO Y FABRICACION DE UNA MAQUINA EAP INGENIERA MECANICA.....			
Nº	Deseo o Exigencia	DESCRIPCION	Responsable
1	E		
2			
3			
4			
5			
6			

Nota: Tomada de modelo de diseño concurrente Riba, (27).

### 3.1.3.2 Determinar la estructura de funciones - black-box

Se formula la estructura de las funciones del sistema. Este proceso tiene como propósito abarcar todas las soluciones posibles, Una función de abstracción se puede presentar en forma de caja negra (Black – box) en la parte de entrada y salida se plasma tres magnitudes básicas la señal, la energía y la materia. Y dentro de la caja se elabora el proceso de transformación de estas tres magnitudes. Como se da en la tabla 2.

Tabla 4. black- box.



Nota: Tomada de modelo de diseño concurrente Riba, (27).



### 3.1.3.3 Principio de solución y sus combinaciones

Para elaborar las soluciones, el proceso de la función total se divide en funciones parciales. En esta etapa el objetivo es lograr una estructura de construcción mediante las soluciones para cada función parcial. El objetivo de matriz morfológica es aplicado cuando la función general o total se divide en funciones parciales. Y a partir de estas parciales se obtiene nuevas funciones totales.

Tabla 5. Matriz Morfológica.

N°	FUNCIONES	MATRIZ MORFOLÓGICA			
		PORTADORES DE SOLUCIÓN			
1	$F_1$	$S_{11}$	$S_{21}$	$S_{31}$	$S_{nn}$
2	$F_2$	$S_{12}$	$S_{22}$	$S_{32}$	$S_{nn}$
3	$F_3$	$S_{13}$	$S_{23}$	$S_{33}$	$S_{nn}$
4	$F_4$	$S_{14}$	$S_{24}$	$S_{34}$	$S_{nn}$
⋮	⋮				
n	$F_n$	$S_{1n}$	$S_{2n}$	$S_{3n}$	$S_{nn}$

Solución 1    Solución 2    Solución 3

Nota: Tomada de modelo de diseño concurrente Riba, (27).

### 3.1.3.4 Determinar las funciones y estructura

Una vez determinado las soluciones parciales, se obtiene posibles soluciones optimas según las estructuras desarrollada, en el proyecto se elabora posibles tres soluciones.

### 3.1.3.5 Desarrollar el diseño preliminar

Es lograr la descripción detallada de la estructura de construcción del sistema técnico, la cual se debe plasmar en un bosquejo alternativas del proyecto preliminar.

### 3.1.3.6 Determinar las evaluaciones técnicas y económica

Las diferentes alternativas del concepto se deben evaluar para optimizar y mejorar por ello se debe elaborar el concepto que requiere una evaluación técnica y económica.

### **3.1.3.7 Determinación del proyecto (Concepto de solución óptima)**

Al elaborar las alternativas del proyecto preliminar, el paso siguiente es realizar las evaluaciones se determina el proyecto y priorizarlo que está ya sea la definitiva.

### **3.1.3.8 Memoria de cálculo y simulación**

Una vez asentado a las bases y estructura de la metodología aplicada en el proyecto una vez ya definido, en esta fase se elabora los detalles, cálculos y selección de acuerdo a las prioridades para su fabricación. Validando en una memoria de cálculos. Para la parte de resultados se elabora la simulación de los mecanismos principales de cada sistema, se realiza un análisis estático

### **3.1.3.9 Documentos del producto (planos de diseño)**

En esta parte se detalla los planos del diseño mostrado en la parte de anexo, plasmado en el ensamble y despiece mostrando por cada elemento y pieza que conforma el diseño, también se permite validar y dar los resultados a los objetivos planteados en forma de detalle.

Para el plano del diseño se utiliza un software aplicado a los sistemas mecánicos y de mucha importancia para el diseño. Se realiza mediante el software SolidWorks-versión 2015.

## **3.2 MATERIALES Y MÉTODOS (APLICACIÓN DE LA INGENIERÍA)**

### **3.2.1 Estado del arte**

#### **Barrenadora de la marca “Clímax”**

En la actualidad existe barrenadoras portátiles en el mercado que generalmente son tecnología extranjera un modelo de ellos es la marca “Clímax”, el barrenador BB3000 cuenta con un eje principal de 31.8 mm. realiza barrenado a diámetros desde 38.1 mm. a 127 mm. con una longitud de barrenado de 254 mm. con un torque máximo de 54.2 Nm. la de potencia motriz es mediante un motor eléctrico, la transmisión es mediante corona sinfín el sistema de fijación es de un solo brazo acoplado con chumacera y rodamiento. Se determina un equipo muy compacto, muy robusto de grandes dimensiones que para su montaje necesitan de dos operadores, y deben tener una capacitación adecuada para el montaje porque los mecanismos son complejos. La figura 14, muestra la forma de la máquina.

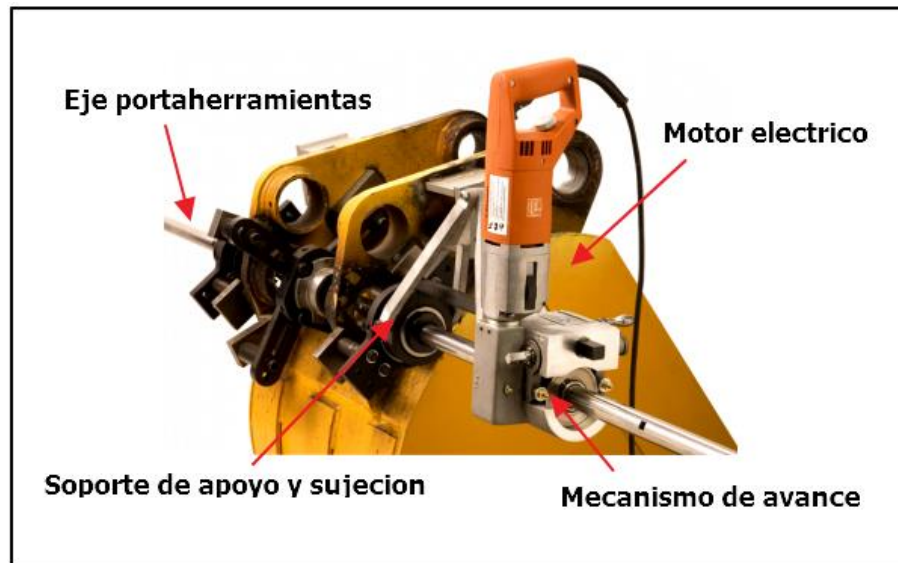


Figura 14. Partes principales, barrenadora portátil marca “Clímax BB3000”. Tomada de “sitio web”.

### Barrenadora portátil marca “farmin”

Esta barrenadora es de tecnología Nacional de la empresa “Farmin”, permite barrenar diámetros de 50 mm hasta 250 mm con una longitud de barrenado de 300 mm utiliza un motor eléctrico trifásica de 3 HP, Permite reducir la velocidad mediante un variador de velocidad desde los 50 a 200 RPM. Su robustez contempla un torque de 100 Nm en la barra principal. Con unas excelentes características de uso. La figura 15 muestra las partes principales de este equipo.

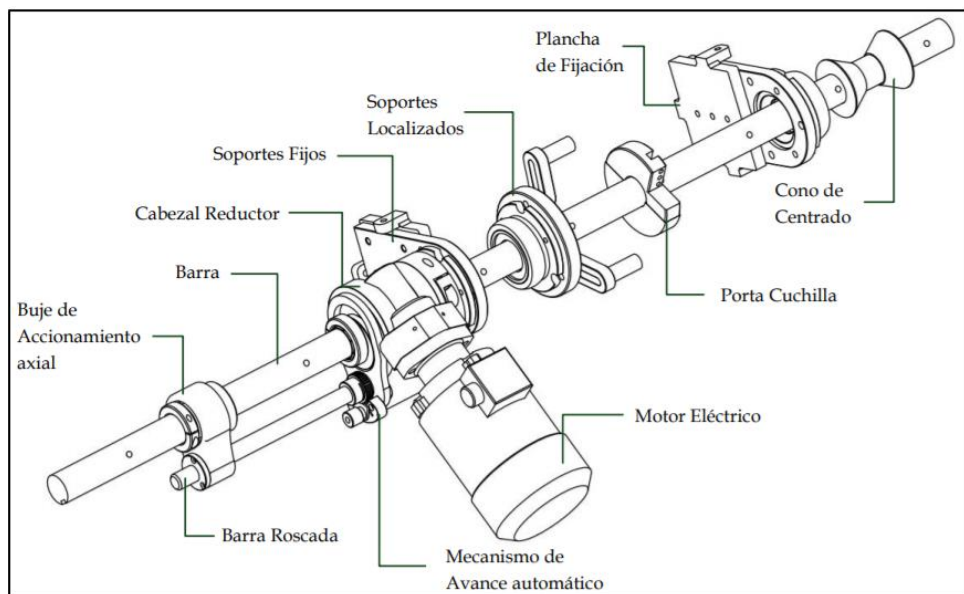


Figura 15. Partes principales, barrenadora portátil marca “Farmin BF113”. Tomada de “sitio web”.

### Barrenadora portátil marca “York”

Otra barrenadora portátil encontramos en la marca “York” que logra barrenados de diámetro desde 38 mm – 152 mm con un recorrido de 358 mm de longitud, consta con un motor con selector de velocidades y una barra que permite la transmisión. En la figura 16, detalla los elementos que conforman la barrenadora “York”. Es un equipo de fácil operación, pero utiliza chumaceras rígidas con poco o nada de juego. Y esto no permite para mejorar el alineamiento y concentricidad.

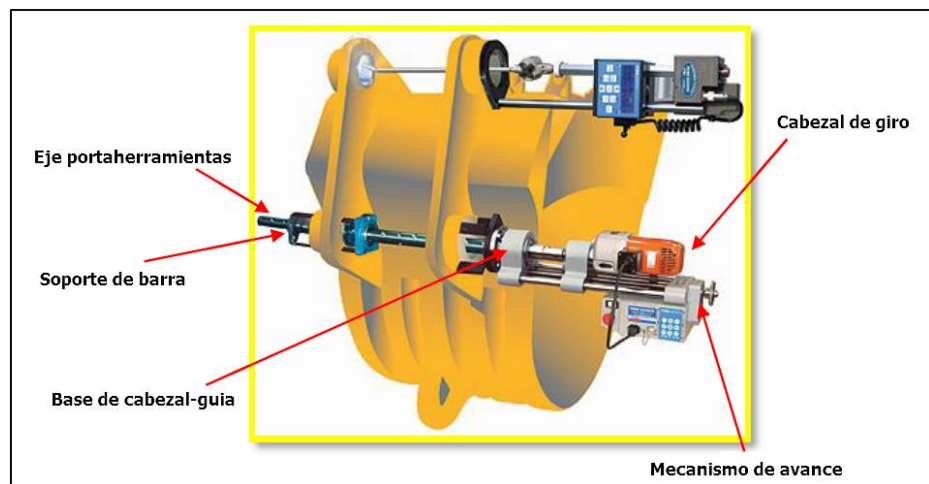


Figura 16. Partes principales de la barrenadora portátil marca “York”. Tomada de “sitio web”.

### 3.2.2 La lista de exigencia

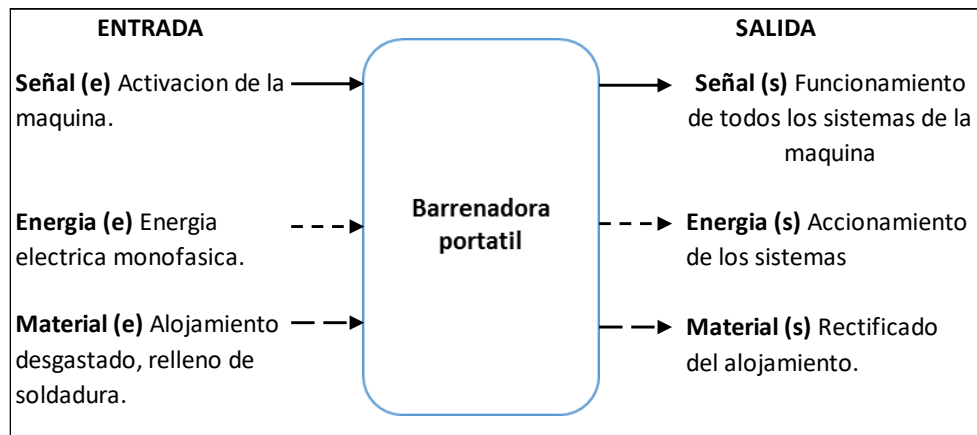
Tabla 6. La lista de exigencias para el diseño.

<b>Empresa:</b> CONGERE MEGA POWER		<b>UNIVERSIDAD CONTINENTAL</b>	<b>Pág.</b> 1 de 2
<b>Proyecto:</b> BARRENADORA PORTATIL		<b>Facultad Ingeniería E.A.P Ingeniería Mecánica</b>	<b>Fecha Inicial:</b> 20/07/22
<b>Propone:</b> C=Cliente; M=Marketing; D=Diseño; F=Fabricación			
<b>R/D:</b> R=Requerimiento; MR=Modificación de requerimiento; NR=Nuevo requerimiento; D=Deseo; MD=Modificación de deseo; N=Nuevo diseño.			
<b>ESPECIFICACIONES</b>			
<b>Concepto</b>	<b>Propone</b>	<b>R/D</b>	<b>DESCRIPCION</b>
Función principal	C	R	La barrenadora debe lograr rectificar o barrenar alojamientos de pines de diámetros desde 50 mm. hasta 120 mm.
Función principal	D	R	La barrenadora debe ser capaz de rectificar aceros con durezas hasta 300 HB
Función secundaria	C	R	La longitud de barrenado debe ser de 260 mm y longitud de eje mayor 1500 mm.
Función secundaria	D	R	La velocidad y avance para el barrenado debe ser de un aproximado de 80 RPM
Fuerza	F	R	La barrenadora utiliza un motor eléctrico que permita toda las funciones establecidas.
Fuerza	D	R	La barrenadora debe implementar un avance manual adecuado.
Geometría	F	R	Constar de una estructura liviana y transportable
Geometría	F	R	Debe ser compacta, desmontable y de operación sencilla
Energía	F	R	La barrenadora debe alimentarse con fuente de energía eléctrica monofásica
Cinemática	D	R	Los mecanismos deben dar el movimiento adecuado y preciso, para que cada uno de los sistema generen la fuerza y energía de barrenado y a la velocidad adecuada

<b>Empresa:</b> CONGERE MEGA POWER		<b>UNIVERSIDAD CONTINENTAL</b>		<b>Pág.</b> 2 de 2
<b>Proyecto:</b> BARRENADORA PORTATIL		<b>Facultad Ingeniería E.A.P Ingeniería Mecánica</b>		<b>Fecha Inicio:</b> 20/07/20
<b>Propone:</b> C=Cliente; M=Marketing; D=Diseño; F=Fabricación				
<b>R/D:</b> R=Requerimiento; MR=Modificación de requerimiento; NR=Nuevo requerimiento; D=Deseo; MD=Modificación de deseo; N=Nuevo diseño.				
<b>ESPECIFICACIONES</b>				
<b>Características</b>	<b>Propone</b>	<b>R/D</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	
fabricación	C	R	La Barrenadora debe utilizar mecanismos con tecnología actual	
fabricación	F	R	La Barrenadora debe usar materiales apropiados de la industria nacional	
Material	C	D	Debe cumplir con los parámetros de diseño y factible para su función	
Uso	D	D	Debe ser de fácil operación para un solo personal	
Control de calidad	C	R	Acabado de calidad y eficiente de trabajo in situ	
Seguridad	M	R	El peso de la barrenadora no debe pasar el peso máximo de 25 kg.	
Seguridad	D	R	El sistema de potencia y transmisión deben estar aislados y no tener contacto con el operador	
Ergonomía	M	R	Debe ser importante la comodidad e interacción del operador-máquina	
Ergonomía	E	R	En la operación de montaje en centrado debe ser de fácil alineamiento	
Ergonomía	E	R	El montaje de la herramienta de corte debe ser fácil acceso para el operador	
Montaje	D	R	La barrenadora debe ser de fácil ensamble y desmontaje de cada uno de los mecanismos	
Mantenimiento	E	R	Para la reparación debe ser de fácil aplicación con herramientas adecuadas	
Costos	F	D	El costo de inversión no debe ser mayor a S/5000.00	
Plazo	C	D	El diseño debe ser entregado al final del plazo establecido	

### 3.2.3 Estructuras de funciones

Tabla 7. Black box de la barrenadora portátil.



#### Parámetros de entrada:

- ❖ **Señales:** Activación de la máquina y el control mediante la operación del operador.
- ❖ **Energía:** Energía eléctrica monofásica.
- ❖ **Materia:** Alojamiento de pines desgastado, relleno con soldadura.

#### Parámetros de salidas:

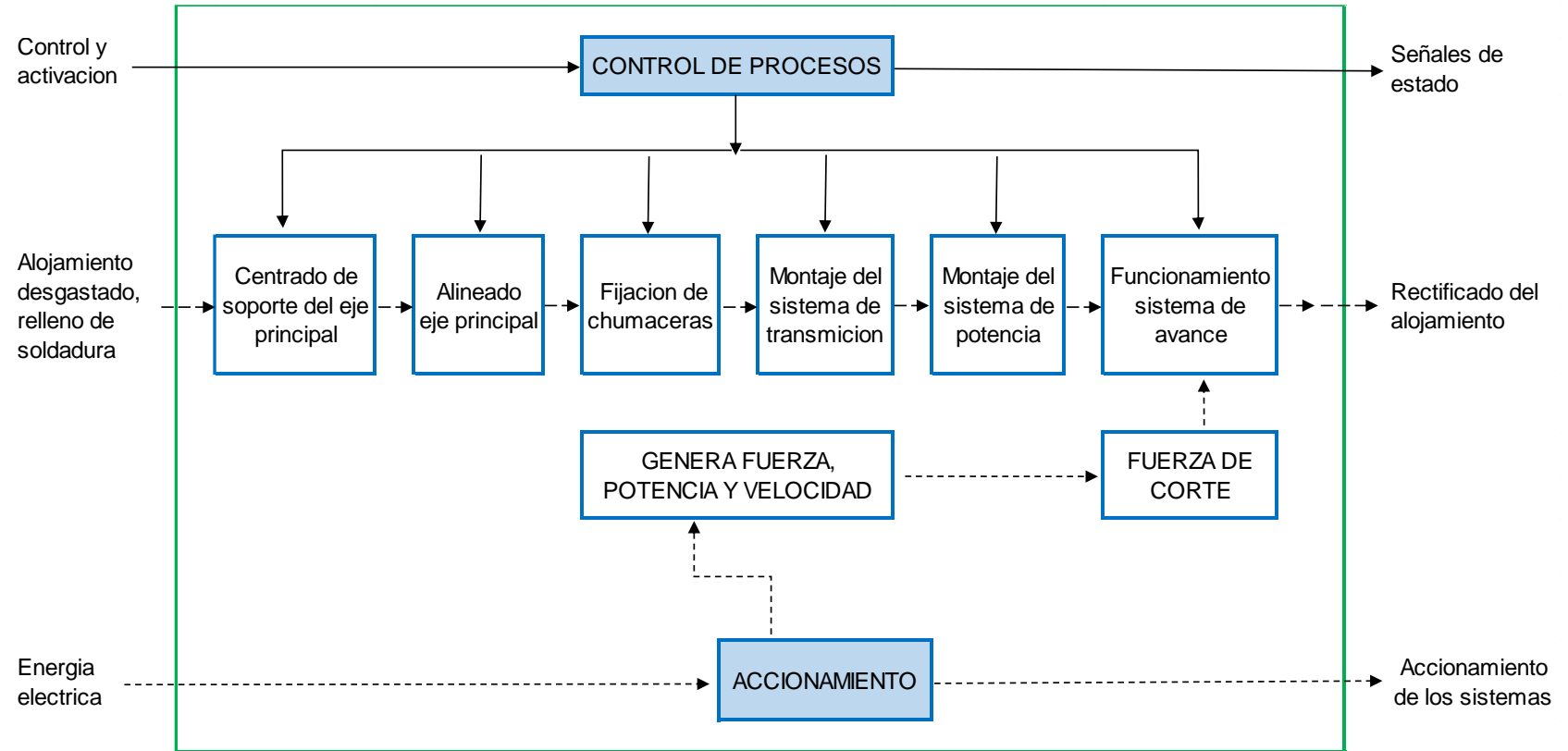
- ❖ **Señales:** Funcionamiento de todos los sistemas de la máquina.
- ❖ **Energía:** Accionamiento de los sistemas, vibración, ruido.
- ❖ **Materia:** Rectificado o barrenado del alojamiento de pines.

#### Representación de la estructura de funciones

Las funciones del barrenado se dividen:

- ✓ Alineamiento de la concentricidad
- ✓ Montaje del eje principal
- ✓ Montaje de los soportes
- ✓ Montaje del sistema de transmisión y avance
- ✓ Insertar la herramienta de corte en el punto de trabajo.
- ✓ Barrenado del alojamiento mediante el corte y avance
- ✓ Desmontaje del equipo.

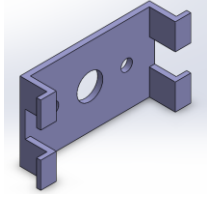


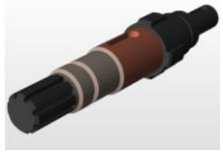


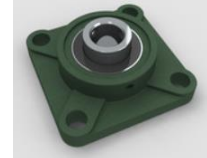
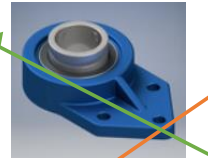
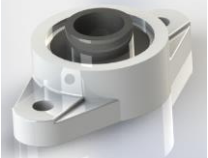
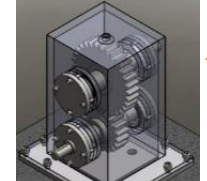
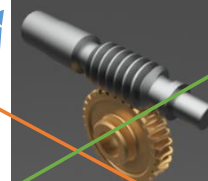
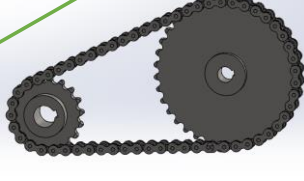




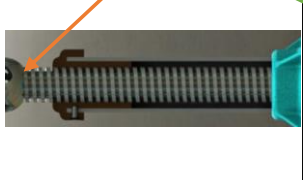

Tabla 8. Representación de la estructura de funciones.





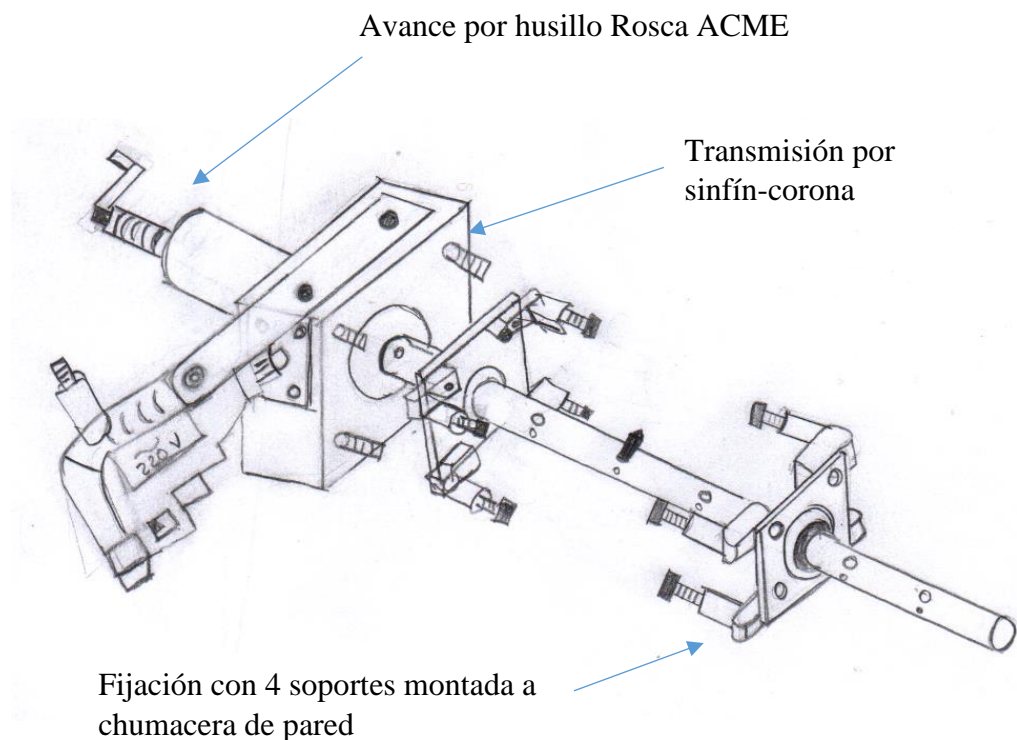
### 3.2.4 Matriz morfológica

Tabla 9. Representación de la matriz morfológica.

N°	FUNCIONES	MATRIZ MORFOLOGICA		
		PORTADORES DE SOLUCION		
1	Centrado de soporte del eje principal	soporte tipo garras 	soporte flexible con perno 	soporte no flexible 
2	Alineado Eje principal	Eje nervado 	Eje del tipo de fresadora 	Eje con agujeros centrados 
3	Fijacion de chumaceras.	De pared con 4 agujeros 	De pared con 3 agujeros 	De pared tipo media luna 
4	Sistema de transmision	Transmision por engranes 	Transmicon corona sinfin 	Transmicion piñon cadena 
5	Sistema de potencia	Motor monofasico 	Taladro portatil 	Motor acople de reductor 
6	Sistema de avance	Husillo rosca ACME 	Husillo de potencia 	Cremallera mecanica 
		Solucion 1	Solucion 2	Solucion 3

### 3.2.5 Diseños preliminares

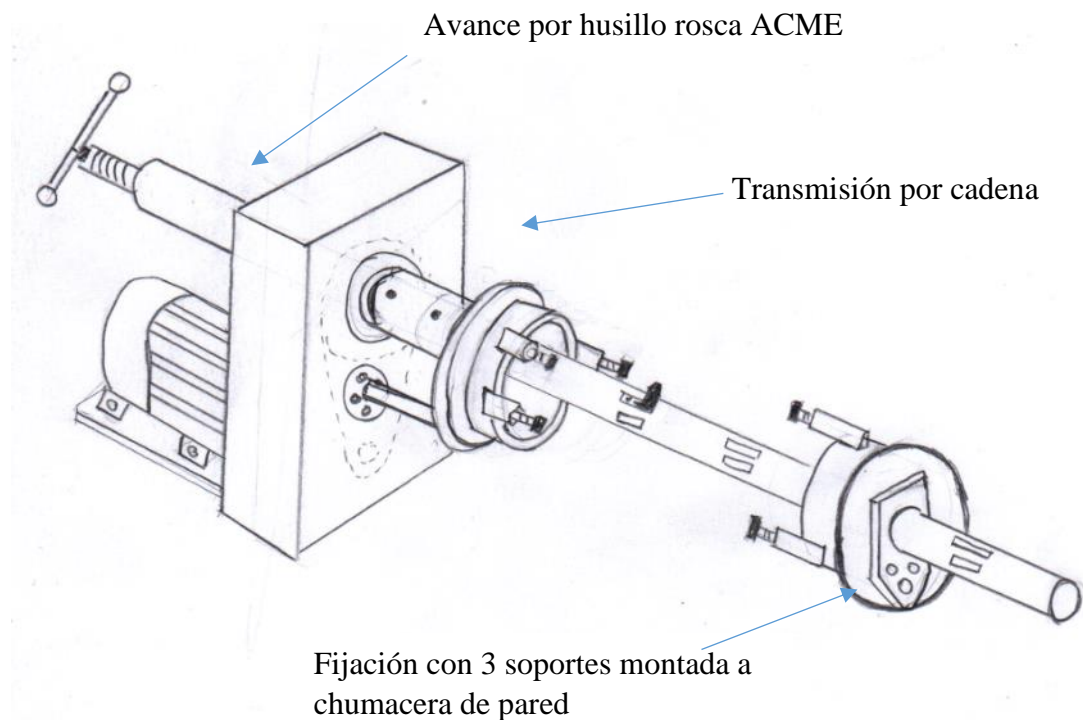
#### Concepto de solución 1



#### Descripción:

la primera solución del diseño consta de eje principal (portaherramientas) con agujeros a ciertas dimensiones de la longitud del eje para insertar la cuchilla y ajustar mediante un prisionero, el soporte consta de un acoplamiento de cuatro soportes flexibles con pernos para fijar en la parte lateral de la estructura a trabajar, está adaptada a una chumacera de pared con 4 agujeros para colocar los pernos. La transmisión es por medio de tornillo sinfín y corona que permite ser factible para poder reducir la velocidad de RPM en poco espacio, este acoplado a un motor eléctrico (taladro portátil de a alta fuerza y torque), un taladro de uso semi profesional. Por último, el sistema de avance es mediante un husillo de rosca ACME tornillo de potencia, esta acoplada al eje principal mediante un cono morse y que permite un correcto avance, este mecanismo es muy usado en las maquinas herramientas.

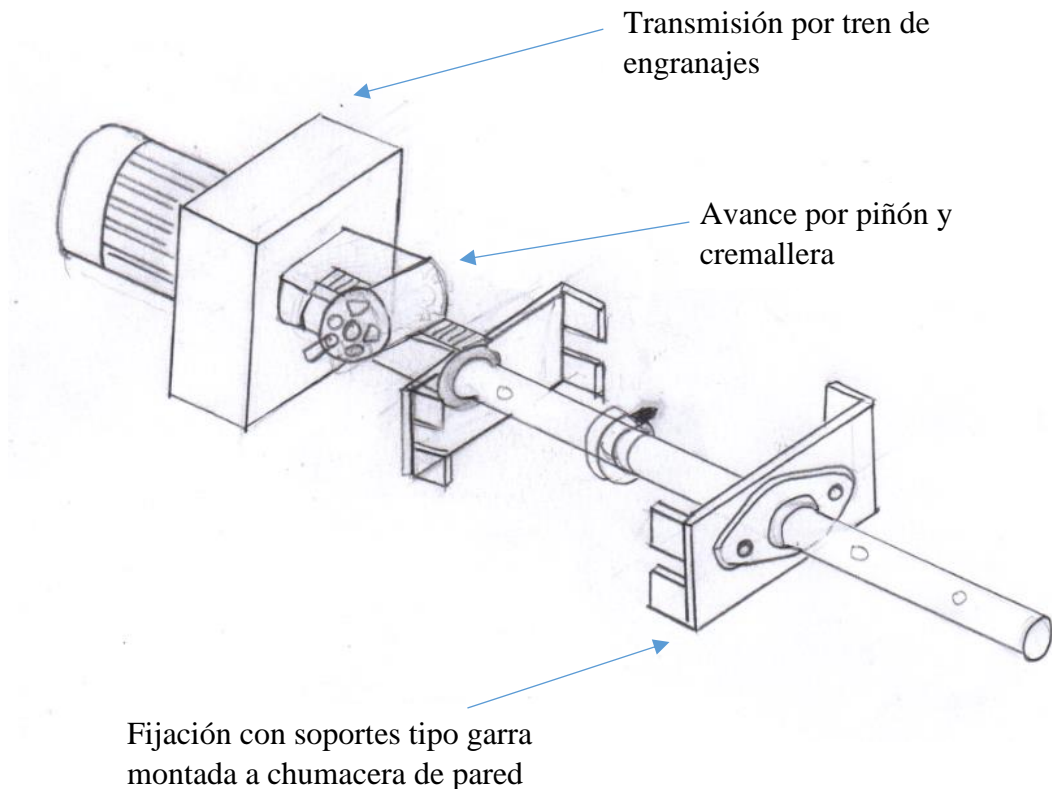
## Concepto de solución 2



### Descripción:

la segunda solución del diseño consta de eje principal (portaherramientas) con ranuras un tipo de nervado, a cierta distancia de la longitud del eje, se inserta la cuchilla y se hace el ajuste mediante un prisionero. El soporte es tipo brida circular con tres soportes con sus pernos que permite fijar en la cara lateral de la estructura, este acoplado a un tipo de chumacera de pared con 3 pernos de ajuste y permite ser fácil acople para la brida. La trasmisión de potencia es mediante uso de reductor de velocidad por cadena, estos mecanismos no tienen resbalamientos, y capacidad de reducir la velocidad y mantenerlo constante, este acoplado a un motor eléctrico de alto torque y baja RPM. Y en la parte del sistema de avance esta mediante un husillo de potencia de rosca ACME, está montada a la misma concentricidad del eje principal.

### Concepto de solución 3



### Descripción:

la tercera solución del diseño consta de un eje principal (portaherramientas) está montada un tipo de torrete donde va fijada la cuchilla aparte este permite deslizarse por la longitud del eje, y se ajusta en el punto de rectificado. El soporte es un tipo de garra de dos brazos que puede fijarse a la pared lateral de la estructura mediante soldadura, esta acoplada a una chumacera de pared de dos pernos. Este tipo de soporte no flexible, pero permite mantener un soporte fijo y robusto. En la transmisión es mediante un sistema de tren de engranajes, que permiten una eficiente transmisión mecánica. Está fijada a una cremallera y unida al eje mediante una guía que permite el avance manual del eje.

### 3.2.6 Determinación de proyecto evaluación técnica y económica

Para la etapa final se realiza la evaluación de los conceptos preliminares, para ello se evalúa la parte económica y técnica, después se elabora el diagrama de dispersión y se consigue obtener la solución óptima para el diseño.

Por siguiente se presenta la evaluación técnica económica por el método de evaluación de proyectos mecánicos.

Tabla 10. Evaluación de concepto de solución, valor técnico.

DISEÑO MECANICO - EVALUACION DE PROYECTOS										U.C
Valor Técnico (Xi)										E.A.P.I.M
PROYECTO: DISEÑO DE BARRENADORA PORTATIL PARA MEJORAR EL RECTIFICADO DE SISTEMAS DE ARTICULACION DE MAQUINARIAS PESADAS										
p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)										
0 = No satisface; 1 = Aceptable a las justas; 2 = Suficiente; 3 = Bien; 4 = Muy bien (ideal).										
g: Es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación.										
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos.										
variantes de Concepto/Proyecto			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Sol. ideal	
Nº	Criterios de evaluación	g	p	pg	p	pg	p	pg	p	pg
1	Función	15	3	45	3	45	3	45	4	60
2	Fuerza	8	2	16	2	16	2	16	4	32
3	Geometría	7	3	21	2	14	3	21	4	28
4	Velocidad	10	3	30	3	30	3	30	4	40
5	Energía	8	2	16	3	24	2	16	4	32
6	Ergonomía	9	4	36	3	27	3	27	4	36
7	Material	9	4	36	4	36	4	36	4	36
8	Fabricación	9	3	27	3	27	3	27	4	36
9	Montaje	8	3	24	2	16	2	16	4	32
10	transportabilidad	5	3	15	2	10	3	15	4	20
11	mantenimiento	5	2	10	2	10	2	10	4	20
12	seguridad	7	2	14	2	14	2	14	4	28
Puntaje total		100	290		269		273		400	
Valor Técnico (Xi)			0,73		0,67		0,68		1	
$x_i = \frac{g_1 \cdot p_1 + g_2 \cdot p_2 + \dots + g_n \cdot p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) \cdot p_{max}} \leq 1$										

Tabla 11. Evaluación de concepto de solución, valor económico

DISEÑO MECANICO - EVALUACION DE PROYECTOS										U.C
Valor económico (Yi)										E.A.P.I.M
PROYECTO: DISEÑO DE BARRENADORA PORTATIL PARA MEJORAR EL RECTIFICADO DE										
p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)										
0 = No satisface; 1 = Aceptable a las justas; 2 = Suficiente; 3 = Bien; 4 = Muy bien (ideal).										
g: Es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación.										
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos.										
variantes de Concepto/Proyecto			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Sol. ideal	
Nº	Criterios de evaluación	g	p	pg	p	pg	p	pg	p	pg
1	Costo de materiales	30	3	90	3	90	2	60	4	120
2	Costo de fabricación	35	3	105	2	70	3	105	4	140
3	Facilidad de montaje	20	4	80	4	80	4	80	4	80
4	costo de mantenimiento	15	3	45	3	45	3	45	4	60
Puntaje total		100	320		285		290		400	
Valor Económico (Xi)		0,8		0,71		0,73		1		
$x_i = \frac{g_1 \cdot p_1 + g_2 \cdot p_2 + \dots + g_n \cdot p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) \cdot p_{max}} \leq 1$										

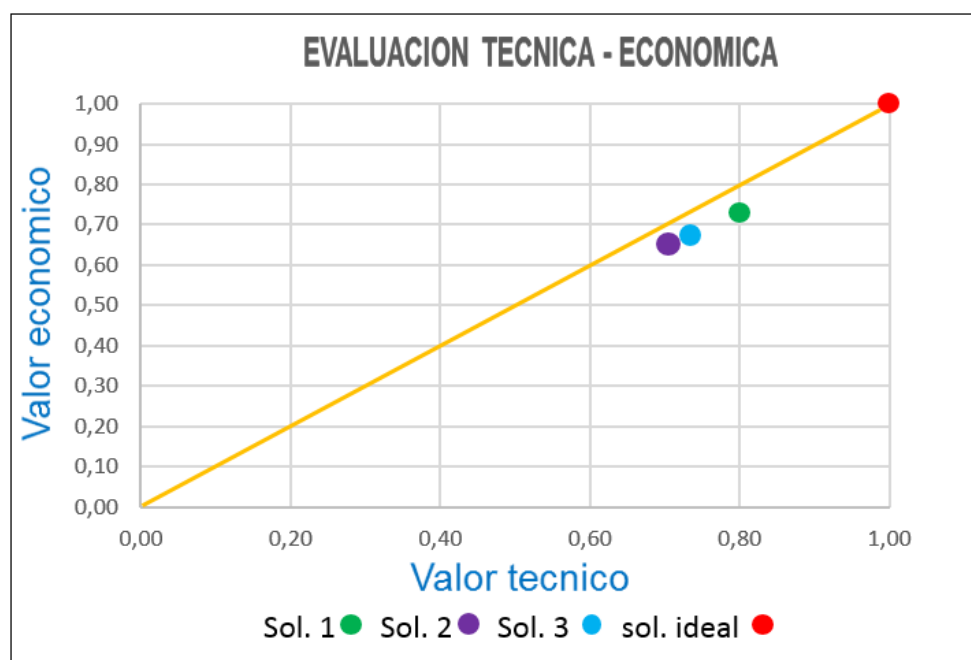


Figura 17. Diagrama de dispersión de la evaluación Técnica-Económica. Elaboración propia

Con el desarrollo de valor técnico - económico, correspondiente a la metodología de diseño se define como mejor solución para el desarrollo del proyecto la solución 1. De ahí se elabora el diseño de la barrenadora portátil.

### 3.2.7 Concepto de solución óptima

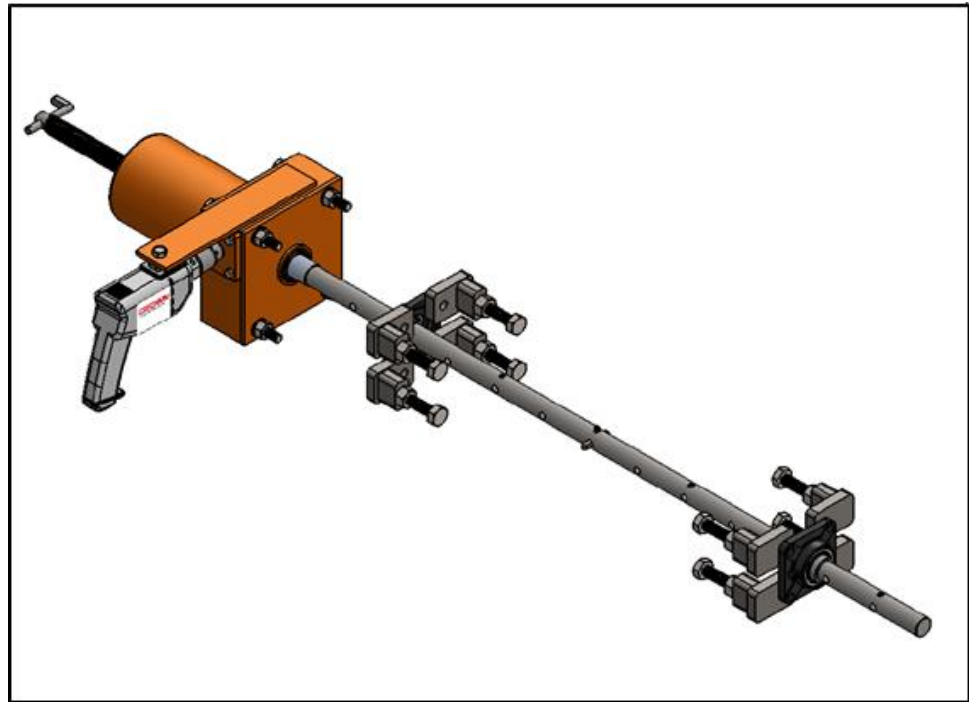


Figura 18. Diseño del concepto de solución óptima, elaboración propia

### 3.2.8 Cálculos y selección de materiales

Ya determinado la solución del diseño, se procede hacer su validación y desarrollo de los cálculos correspondiente para lograr el diseño óptimo de la barrenadora portátil. Un detalle importante es para la correcta selección de los materiales se considera de 1.5 a 2.5 para el factor de seguridad.

#### a. Cálculo de la Fuerza de corte y fuerzas del mecanizado.

La fuerza de corte que se aplica al hacer el barrenado para ello se debe considerar factores que son el avance, profundidad de corte como la fuerza específica de corte, estos valores están dada de las tablas del anexo 1 y 2. Otro factor importante los valores están dados por teoría de cálculos en el proceso de máquinas herramientas, según GTZ y libro de prontuarios, para tener una sección de viruta económica se considera la relación de avance y profundidad de corte de 1:4 hasta 1:10 (28 p. 98).

La herramienta de corte a emplear según nuestro medio manufacturero se emplea del tipo HSS Acero para herramientas, esta permite determinar el adecuado proceso de barrenado y por consiguiente los cálculos.

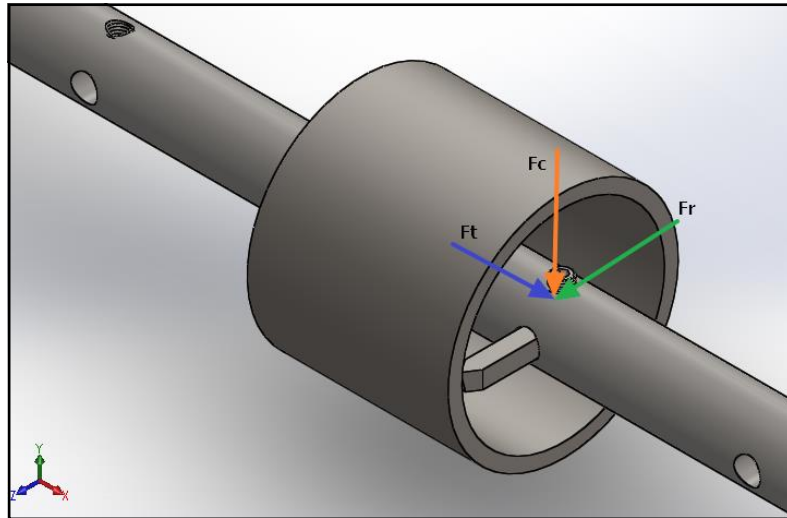


Figura 19. Las fuerzas aplicadas del barrenado.

Datos:

$K_s$  = fuerza específica de corte =  $3600 \text{ N/mm}^2$

$s$  = Avance =  $0.2 \text{ mm}$

$a$  = Profundidad de corte =  $2 \text{ mm}$

$$F_c = K_s \times s \times a \quad (2.2)$$

$$F_c = 3600 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 0.2 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$$

$$F_c = 1440 \text{ N}$$

**Cálculo de fuerza de avance (Ft)**

Datos:

$F_c$  = fuerza de corte =  $1440 \text{ N}$

$$F_t = 50 \% \times F_c \quad (2.3)$$

$$F_t = 50 \% \times 1440 \text{ N}$$

$$F_t = 720 \text{ N}$$

**Cálculo de fuerza radial (Fr)**

Datos:

$F_t$  = fuerza de avance =  $720 \text{ N}$

$$F_r = 50 \% \times F_t$$

(2.4)

$$F_r = 50 \% \times 720 \text{ N}$$

$$F_r = 360 \text{ N}$$



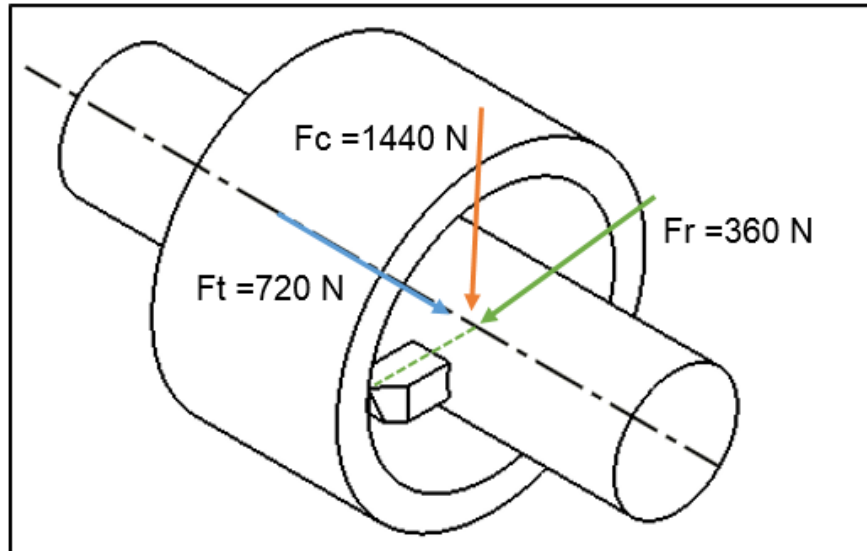


Figura 20. Las fuerzas aplicadas en el proceso de barrenado.

**Conclusión:**

- Una vez determinada las fuerzas que aplican en el barrenado, nos permite para poder determinar y diseñar el eje principal o porta herramienta.

**b. Velocidad y potencia de accionamiento en (RPM)**

Para el correcto proceso de barrenado, la teoría nos dice que la velocidad de corte es un parámetro importante, para una herramienta de corte HSS, Y rectificar aceros aleados y su correcto rectificado según la tabla del anexo 2 nos da estos parámetros.

Datos:

Vc = Velocidad de corte = 24 m/min

n = RPM

d = diametro de alojamiento aproximado = 90 mm

S' = Seccion de viruta referencial = 0.53 mm<sup>2</sup>

Pref. = Potencia referencial para proceso de mecanizado = 1 KW

$$Vc = \frac{d \times n \times \pi}{1000} \qquad n = \frac{Vc \times 1000}{d \times \pi} \qquad (2.1)$$

$$n = \frac{24 \text{ m/min} \times 1000}{90 \text{ mm} \times \pi}$$

$$n = 85 \text{ RPM}$$

**Conclusión:**

- Para la RPM del mecanizado en el barrenado considerando un diámetro general de los alojamientos de pines de 100 mm, se establece (80 a 90 RPM).

### c. Potencia y selección del motor

Establecida la velocidad y potencia referenciales se determina la potencia requerida para el accionamiento de la maquina barrenadora. Detalla tablas del libro de prontuarias (29).

$$\frac{P}{S} = \frac{Pref.}{S'}$$

Datos:

P = Potencia (Watts)

Pref = Potencia referencial de tabla del anexo 1 y 2 = 1000 Watts

S = Sección de viruta = s x a = 0.2 mm x 2 mm = 0.4 mm<sup>2</sup>

Fs = Factor de seguridad en el diseño de la maquina = 1.5

$$P = \frac{Pref. \times S}{S'}$$

$$P = \frac{1000 W \times 0.4 mm^2}{0.53 mm^2}$$

$$P = 755 Watts = 0.755 KW$$

$$Preal = 755 Watts = 0.755 KW$$

$$Preal = P \times Fs$$

$$Preal = 754 W \times 1.5 = 1131 W$$

Conversión de W a HP

$$Preal = 1131 W \times \frac{1 HP}{746 W}$$

$$Preal = 1.5 HP$$

### Conclusión:

- Para la selección de la potencia se establece un motor de 1.5 HP con energía eléctrica monofásica.
- Según estos datos en la empresa “CONGERE MEGA POWER E.I.R.L.”. Se cuenta con un taladro eléctrico semi profesional con la capacidad de 1.5 HP, a 1800 RPM, y con alto fuerza de arranque, aparte de ser portátil con peso adecuado. Se muestra en la figura 21.



Figura 21. Taladro eléctrico portátil de tipo semi profesional marca “Crown”

#### **d. Cálculo de reacciones, momento flector máximo y torsión máximo**

La fuerza de corte y fuerza radial aplicada en el punto C para el análisis estático donde punto B y D son respectivamente donde se montan los cojinetes. Y el punto A es analizado mediante la torsión requerida máxima se considera una capacidad máxima de 120 mm. de diámetro en el barrenado

#### **Calcular la torsión máxima requerida**

Datos:

$T =$  Torsion (Nm)

$r =$  Radio máximo para el barrenado = 60 mm = 0.06 m

$F_c =$  Fuerza aplicada de corte = 1440 N

$$T = F_c \times d$$

$$T = 1440 \text{ N} \times 0.06 \text{ m}$$

$$T = 86.4 \text{ Nm}$$

#### **Calcular las fuerzas o cargas en sistema de transmisión y potencia**

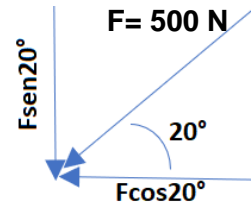
- La masa del motor es de 4 kg
- Del sistema de transmisión es 4 kg
- la masa de la estructura es de 7.5 kg

La suma total es de 15.5 kg y en peso es de 153 N

- La transmisión requerida es por medio del tornillo sin fin y corona la cual es de 500N en dirección del ángulo de presión de 20°

$$F_{\cos 20^\circ} = 500 \text{ N} \times \cos 20^\circ = 470 \text{ N}$$

$$F_{\sin 20^\circ} = 500 \text{ N} \times \sin 20^\circ = 171 \text{ N}$$



- La longitud total requerida es de 1500 mm. donde 500 mm. es para el montaje del sistema de transmisión, avance y del motor, y 1000 mm para el montaje de sujeción y fijación del equipo.
- En el punto A, se tiene una carga respecto al peso de 153 N más 171 N respecto a la transmisión y en dirección de eje Z se tiene una fuerza de 740 N.
- La Figura 22, detalla el diagrama de cuerpo libre para el análisis estático.

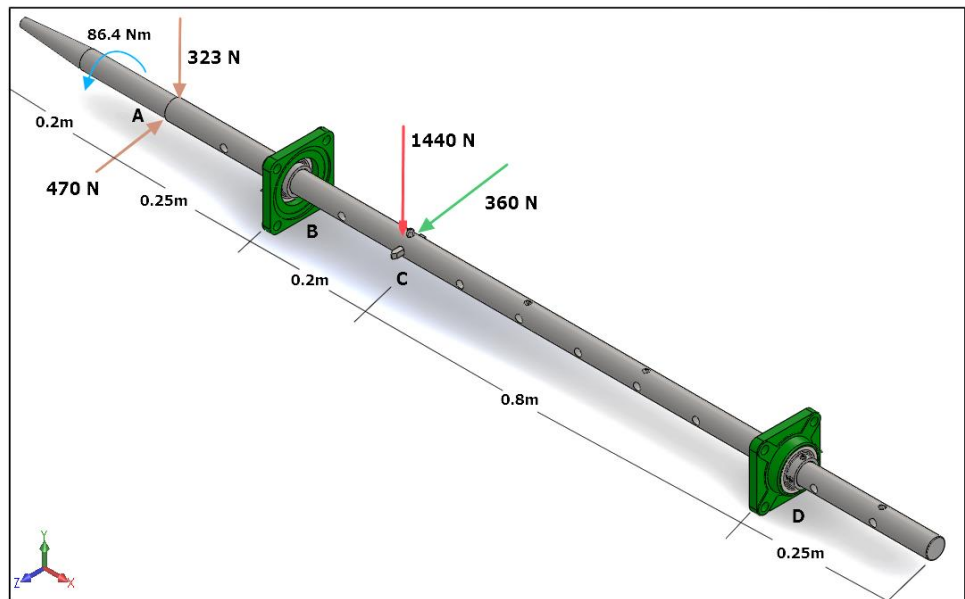


Figura 22. Análisis estático de las fuerzas que actúan en el eje.

**Determinar reacciones en el plano XY:**

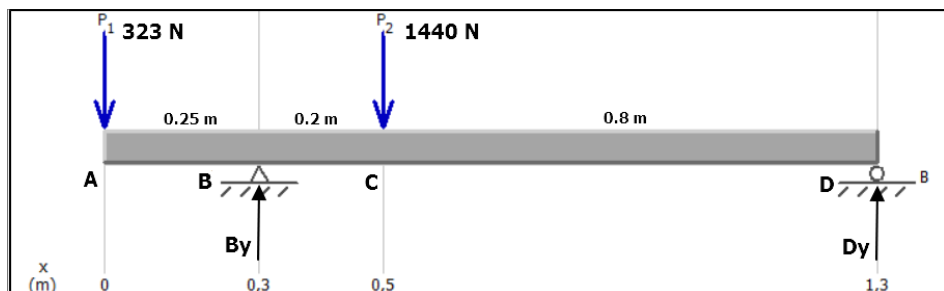


Figura 23. Diagrama de cuerpo libre del plano XY. Tomada de SDSOLIDS.

$$\sum MD = 0$$

$$(1440 \text{ N} \times 0.8 \text{ m}) - (1 \text{ m} \times B_y) + (1425 \text{ N} \times 0.037 \text{ m}) = 0$$

$$B_y = 1555.75 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-323 \text{ N} + 1555.75 \text{ N} - 1440 \text{ N} + D_y = 0$$

$$D_y = 207.25 \text{ N}$$

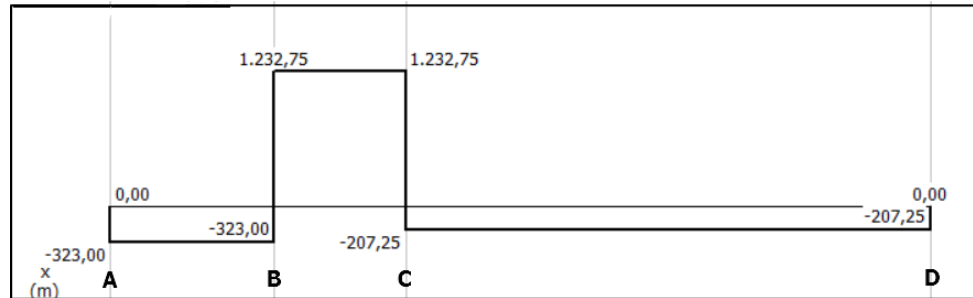


Figura 24. Diagrama de fuerzas cortantes del plano XY. Tomada de SDSOLIDS.

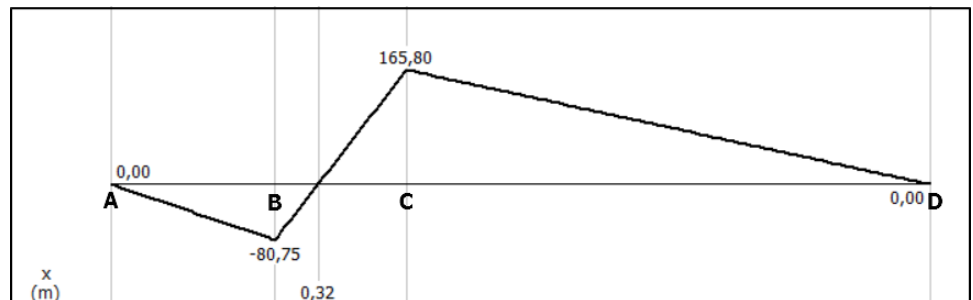


Figura 25. Diagrama de plano XY, el momento flector máximo en C. Tomada de SDSOLIDS.

**Determinar reacciones en el plano XZ:**

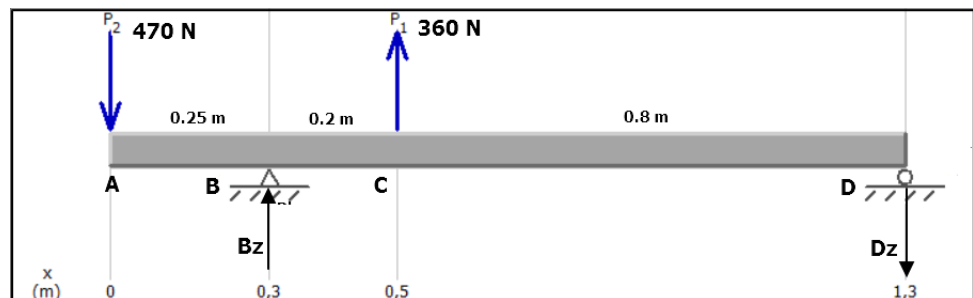


Figura 26. Diagrama de cuerpo libre del plano XZ. Tomada de SDSOLIDS.

$$\sum MD = 0$$

$$(360 \text{ N} \times 0.8 \text{ m}) + (1 \text{ m} \times B_z) - (470 \text{ N} \times 1.25 \text{ m}) = 0$$

$$B_z = 300 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-470 \text{ N} + 300 \text{ N} + 1440 \text{ N} - D_y = 0$$

$$D_z = 190 \text{ N}$$

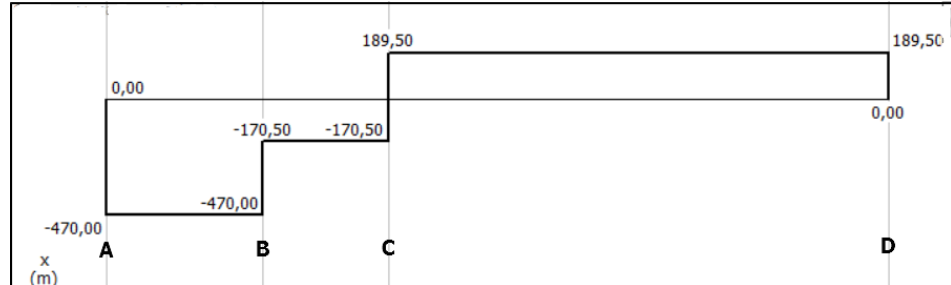


Figura 27. Diagrama de fuerzas cortantes del plano XZ. Tomada de SDSOLIDS.

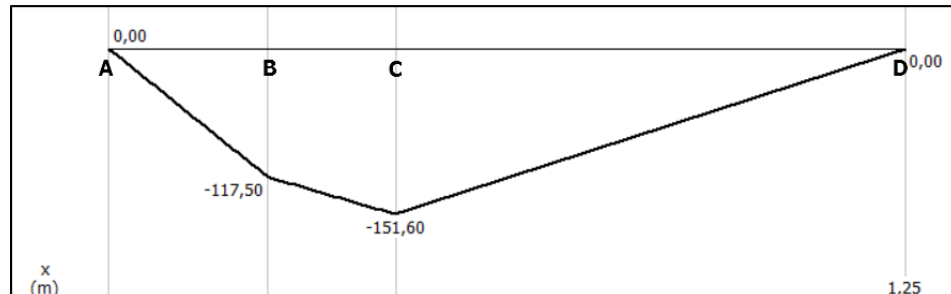


Figura 28. Diagrama de momento flector del plano XZ, el momento flector máximo en C. Tomada de SDSOLIDS.

- Por lo tanto, en el punto C hay el momento flector máximo, ahí mediante los dos planos se determina el momento flector resultante mediante la ecuación.

$$M_C = \sqrt{(165.8 \text{ Nm})^2 + (152 \text{ Nm})^2} = 225 \text{ Nm}$$

**e. Cálculo del eje principal o portaherramientas teoría de distorsión de Von Mises.**

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi s_y} \left[ 4(k_f x M)^2 + 3(k_{fs} x T)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.5)$$

Datos :

d = Diametro del eje principal (m)

n = factor de seguridad = 1.5

Se diseña para eje de material AISI-SAE 1020 CD (tabla A-20 SHIGLEY)

Sy = Resistencia a la fluencia = 390 MPa

Sut = Resistencia a la torsion = 470 MPa

Hb = 131 brinell

T = Torsion = 86.4 Nm

M = Momento flector maximo = 225 Nm

Kf = Factor de concentracion del esfuerzo por fatiga de la flexion

Kfs = Factor de concentracion del esfuerzo por fatiga de la torsion

- Los parámetros para el cálculo están basados según las tablas del libro

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ( $r/d = 0.02$ )	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ( $r/d = 0.1$ )	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ( $r/d = 0.02$ )	2.14	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Figura 29. Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración Kt y Kts Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, por G. Budynas Richard et al. 2012, (17 p. 356).

- Según la figura 29. Se determina para un caso estándar y es filete de hombro agudo donde  $K_t = 2.7$ ,  $K_{ts} = 2.2$

$K_t$  = Factor de concentracion del esfuerzo de la flexion = 2.7

$K_{ts}$  = Factor de concentracion del esfuerzo de la torsion = 2.2

- El siguiente paso es determinar la sensibilidad de la muesca sometido a flexión inversa de cargas axiales inversas mediante la figura 30.

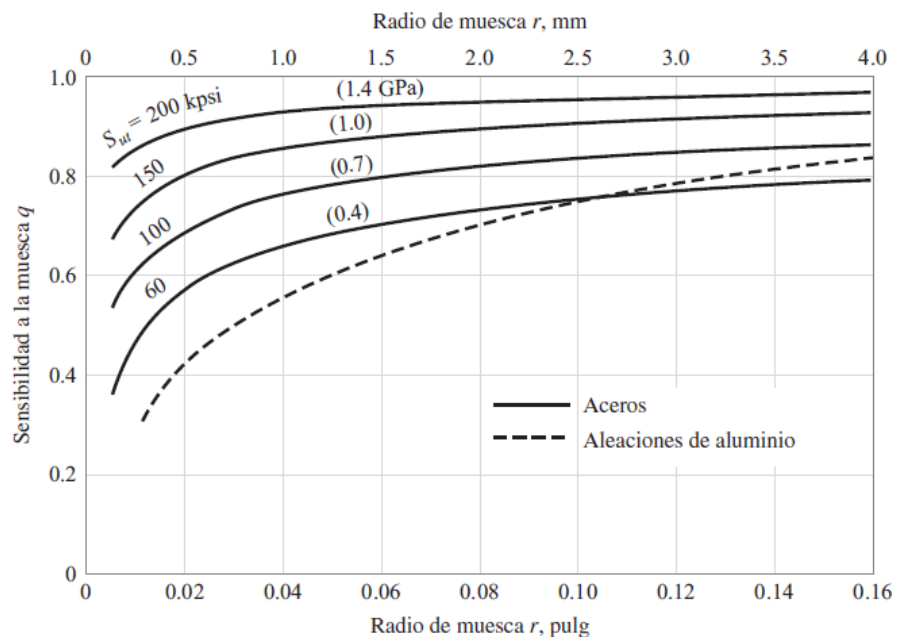


Figura 30. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio sometidos a flexión inversa y de cargas axiales inversas. Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, por G. Budynas Richard et al. 2012, (17 p. 282).

- Mediante la figura 30, mediante una capacidad de esfuerzo ultimo a la torsión de 0.47 GPa de acero para el diseño, y y un radio de muesca aproximado 1.0 mm la sensibilidad de la muesca nos da de 0.8.

$q =$  Sencibilidad de la muesca sometido a la flexion = 0.7

- El siguiente paso es determinar la sensibilidad de la muesca sometido a torsión inversa mediante la figura 31.

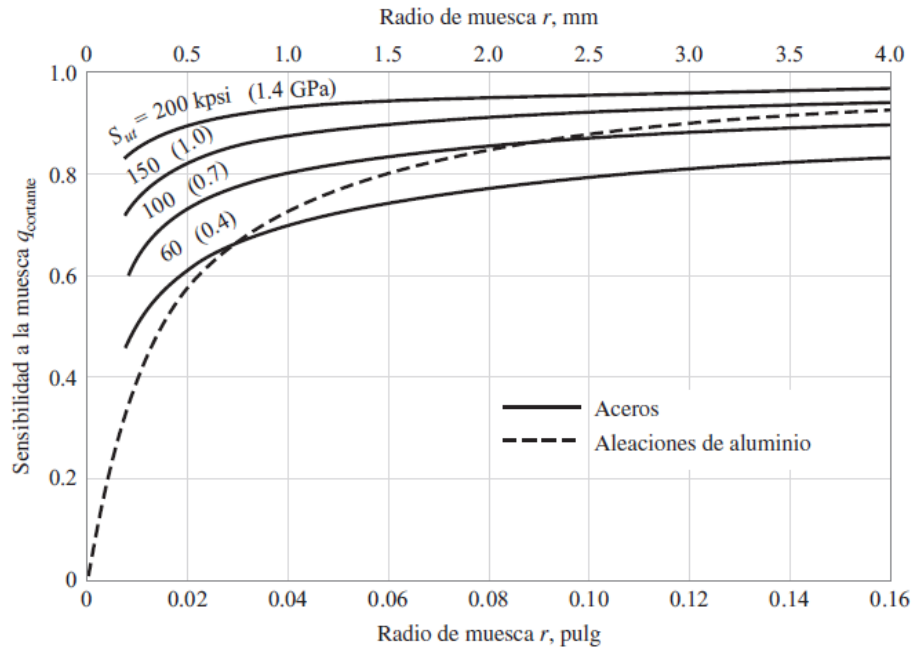


Figura 31. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, por G. Budynas Richard et al. 2012, (17 p. 282).

- Mediante la figura 31, para un acero SAE1020 CD, tiene una dureza, de 131HB y un radio de muesca aproximado 1.0 mm la sensibilidad de la muesca de torsión nos da de 0.8

$q_s =$  Sencibilidad de la muesca sometido a la torsion = 0.9

- **Determinar  $K_f$ :**

$$K_f = 1 + q(Kt-1)$$

$$K_f = 1 + 0.7(2.7-1)$$

$$K_f = 2.2$$

-**Determinar  $K_{fs}$ :**

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

$$K_{fs} = 1 + 0.8(2.2 - 1)$$

$$K_{fs} = 2.0$$

-Determinando de diámetro:

$$d = \left\{ \frac{16 \times 1.5}{\pi \times 390 \times 10^6 Pa} [4(2.2 \times 225 Nm)^2 + 3(2.0 \times 86.4 Nm)^2] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.0273 m = 27.3 mm$$



**f. Cálculo del eje principal o portaherramientas por análisis de falla por fatiga ED - ASME ELIPTICA.**

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{k_F \cdot M}{S_e} \right)^2 + 3 \left( \frac{k_{fs} \cdot xT}{S_y} \right)^2 \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.6)$$

- Para determinar el diámetro del eje nos falta determinar el parámetro “Se”, está dada por la formula.

Se = Factor que limita la resistencia a la fatiga

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times S_e'$$

Datos :

Se = Factor que limita resistencia a la fatiga

$K_a$  = Factor de consideracion de la condicion superficial

$K_b$  = Factor de modificacion de tamaño

$K_c$  = Factor de modificacion de la carga

$K_d$  = Factor de modificacion de la temperatura

$K_e$  = Factor de confiabilidad

$K_f$  = Factor de modificacion de efectos y varios

$S_e'$  = Limite de resistencia a la fatiga en viga giratoria

- El factor  $K_c$ ,  $K_d$ ,  $K_e$  y  $K_f$  son aproximados a la unidad

**Determinar  $K_a$**

La figura 32, nos permite determinar parámetros para hallar  $K_a$ , donde la formula está dada. Donde el proceso del eje será maquinado o laminado en frio CD.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{utr}$ kpsi	$S_{utr}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Figura 32. Parámetros en el factor de la condición superficial. Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, por G. Budynas Richard et al. 2012, (17 p. 274).

$$K_a = a \times S_{ut}^b$$

$$K_a = 4.51 \times 470^{-0.265}$$

$$K_a = 0.87$$

### Determinar $K_b$

Se hizo los parámetros en 133 conjuntos de puntos con datos de flexión y torsión y esta expresado por estos parámetros de cálculo.

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

- Para el diseño es aplicado en sistema métrico y el diámetro determinado por el análisis de energía de distorsión de Von Mises nos resultó 28 mm

$$K_b = 1.24 \times (d)^{-0.107}$$

$$K_b = 1.24 \times (27.3 \text{ mm})^{-0.107}$$

$$K_b = 0.86$$

### Determinar $S_e'$

Para el cálculo se toma los siguientes parámetros

$$S_e' = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

- El esfuerzo ultimo a la torsión del Acero SAE 1020 CD es de 470 MPa por lo tanto se toma la siguiente ecuación

$$S_e' = 0.5 \times S_{ut}$$

$$S_e' = 0.5 \times 470 \text{ MPa} = 235 \text{ MPa}$$

### Determinar " $S_e$ "

$$S_e = K_a \times K_b \times S_e'$$

$$S_e = 0.87 \times 0.86 \times 235 \text{ MPa} = 175.8 \text{ MPa}$$

- Por último, se determinada los parámetros y datos requeridos para el diseño se calcula el diámetro.

$$d = \left\{ \frac{16 \times 1.5}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{2.2 \times 225 \text{ Nm}}{175.8 \times 10^6 \text{ Pa}} \right)^2 + 3 \left( \frac{2.0 \times 86.4 \text{ Nm}}{390 \times 10^6 \text{ Pa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.0352 \text{ m} = 35.2 \text{ mm}$$

### Realizar un refinamiento para estimar el diámetro adecuado

Para un filete de hombro cabeza  $r = 0.02 \times d = 0.02 \times 35.2 \text{ mm} = 0.7 \text{ mm}$

Radio de muesca  $r = 0.7 \text{ mm}$ .

### Determinar $K_b$

$$K_b = 1.24 \times (d)^{-0.107}$$

$$K_b = 1.24 \times (35.2 \text{ mm})^{-0.107}$$

$$K_b = 0.84$$

### Determinar $K_f$ y $K_{fs}$

Se verifica según la figura 30, se determina el valor de  $q = 0.65$ , y con la figura 31, se determinar  $q_s = 0.7$

#### - Determinar $K_f$ :

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0.65(2.7 - 1)$$

$$K_f = 2.0$$

#### -Determinar $K_{fs}$ :

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

$$K_{fs} = 1 + 0.7(2.2 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.9$$

### Determinar " $S_e$ "

$$S_e = K_a \times K_b \times S_e'$$

$$S_e = 0.87 \times 0.84 \times 235 \text{ MPa} = 172 \text{ MPa}$$

• Por último, se determinada los parámetros y datos requeridos para el diseño se calcula el diámetro ya refinado.

$$d = \left\{ \frac{16 \times 1.5}{\pi} \left[ 4 \left( \frac{2.2 \times 225 \text{ Nm}}{172 \times 10^6 \text{ Pa}} \right)^2 + 3 \left( \frac{2.0 \times 86.4 \text{ Nm}}{390 \times 10^6 \text{ Pa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.0345 \text{ m} = 34.5 \text{ mm}$$

### Conclusión:

- Para el diseño se determina un diámetro de 35.2 mm y realizando una verificación se determina un diámetro de 34.5 mm
- Se designa un eje de diámetro de 35 mm para el eje principal o porta herramienta.

### g. Determinar esfuerzos por Von mises y factor de seguridad.

#### Esfuerzo normal

#### esfuerzo cortante

$$\sigma_x = \frac{M \times c}{I_0} \quad (2.7)$$

$$\tau_{xy} = \frac{T \times c}{J_0} \quad (2.8)$$

Datos:

Se diseña para eje de material AISI-SAE 1020 CD (tabla A-20 SHIGLEY)

$S_y$  = Resistencia a la fluencia = 390 MPa

$S_{ut}$  = Resistencia a la torsion = 470 MPa

$T$  = torsion = 86.4 Nm

$M$  = Momento flector maximo = 225 Nm

$n$  = Factor de seguridad

$d$  = diametro = 35 mm donde  $c = d/2$

$\sigma_x$  = Esfuerzo normal

$\sigma'$  = Esfuerzo de von mises

$\tau_{xy}$  = Esfuerzo cortante

#### Teoría de esfuerzo de Von Mises

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (2.9)$$

#### Factor de seguridad por la energía de distorsión de von mises

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (2.10)$$

- Primero se determina el esfuerzo normal y el esfuerzo cortante

$$\sigma_x = \frac{M \times c}{I_0} = \frac{M \times d/2}{\frac{\pi \times d^2}{64}} = \frac{32 \times M}{\pi \times d^3} = \frac{32 \times 225 \text{ Nm}}{\pi \times (0.035\text{m})^3} = 70 \text{ MPa}$$

$$\tau_{XY} = \frac{T \times c}{J_0} = \frac{T \times d/2}{\frac{\pi \times d^2}{32}} = \frac{16 \times T}{\pi \times d^3} = \frac{16 \times 86.4 \text{ Nm}}{\pi \times (0.035\text{m})^3} = 18 \text{ MPa}$$

- Luego se determina el esfuerzo de von mises, para este cálculo es esfuerzo en y es cero.

$$\begin{aligned}\sigma' &= (\sigma_X^2 + 3\tau_{XY}^2)^{\frac{1}{2}} \\ \sigma' &= ((60\text{MPa})^2 + 3(15\text{MPa})^2)^{\frac{1}{2}} \\ \sigma' &= 77 \text{ MPa}\end{aligned}$$

- Por último, se determina el factor de seguridad según teoría de von mises

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{390 \text{ MPa}}{77 \text{ MPa}} = 5$$

### Conclusión:

- Para el diseño se determina y validamos el factor de seguridad correspondiente para el eje principal y nos determina un n=5, por lo tanto, cumple con su aplicación para el diseño
- En el siguiente capítulo se modela y valida en el software SolidWorks mediante un análisis estático.

### h. Determinar la selección de rodamiento para la chumacera.

Según la figura 22. En el análisis estático se verifica que en el punto B se encuentra la mayor carga y es el punto más crítico del cojinete.

$$C_{10} = F_D \times FS \left( \frac{L_D \times n_D \times 60}{L_R \times n_R \times 60} \right)^{\frac{1}{a}} \quad (2.24)$$

Datos:

$C_{10}$  = Clasificación de catálogo en (KN)

$F_D$  = fuerza resultante (KN)

FS = Factor de seguridad = 2

$L_D$  = Vida deseada = 30000 Hrs según tabla anexo 3

$n_D$  = Velocidad deseada = 85 RPM

a = cojinetes de bolas = 3

$L_R \times n_R \times 60$  = considerando a millón de horas de trabajo =  $10^6$

### Determinar fuerza resultante en el punto B

$$F_D = \sqrt{B_Y^2 + B_Z^2} = \sqrt{(1555.75 \text{ N})^2 + (300 \text{ N})^2} = 1595 \text{ N}$$
$$F_D = 1,595 \text{ KN}$$

- El valor  $L_D$  de la vida deseada en hora esta dada mediante la tabla del anexo 4, para el diseño realizado se considera 30000 horas por ser una maquina que cuenta con un motor electrico y sistema industrial
- Con todos los datos establecidos

$$C_{10B} = 1.595 \text{ KN} \times 2 \left( \frac{30000 \text{ hrs} \times 85 \text{ RPM} \times 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$
$$C_{10B} = 21.2 \text{ KN}$$

Según la tabla del anexo 5 tipo contacto angular,  $C_{10}$  establece el siguiente dato.

Rodamiento:  $C_{10B}$

$$\varnothing_{\text{int}} = 35 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{\text{ext}} = 72 \text{ mm}$$

$$\text{Ancho} = 17 \text{ mm}$$

### Conclusión:

- Con las dimensiones establecidas se designa el cojinete una chumacera de pared de cuatro agujeros mostrada en la figura 33.
- Este mecanismo va montado al soporte de sujeción la cual hacen parte del sistema de fijación.

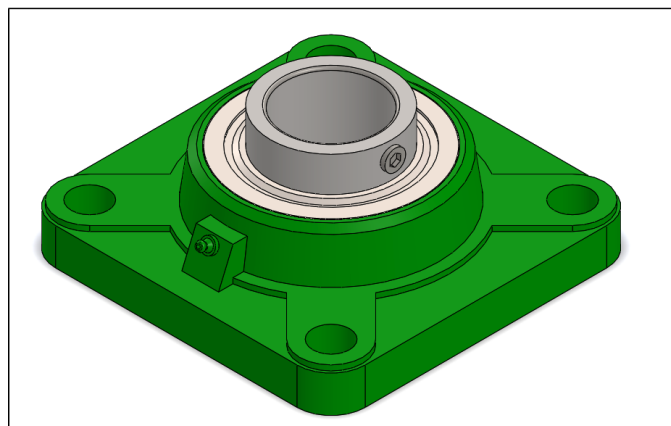


Figura 33. Chumacera de pared de 4 agujeros.

### i. Diseño de tornillo sin fin y corona – Dimensiones.

Una vez establecida en la entrada del motor motriz de 1800 RPM y de salida para el barrenado de 80 RPM. Se realiza las dimensión y selección de los materiales para el tornillo sinfín-corona.

Se realiza mediante el sistema métrico TIPO A, con los fundamentos de maquinad de A-L Casillas.

$\phi_n$	$(N_G)_{\min}$
14.5	40
17.5	27
20	21
22.5	17
25	14
27.5	12
30	10

Figura 34. Número mínimo de dientes para un ángulo normal de presión. Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, por G. Budynas Richard et al. 2011, (17).

Datos:

Z1 = N° De diente o entrada de sin fin = 1 entrada

N1 = RPM del sinfin = 1800RPM

Z2 = N° De diente o entrada de la corona

N2 = RPM de la corona = 80 RPM

$$Z1 \times N1 = Z2 \times N2 \quad (2.11)$$

$$Z2 = \frac{1 \times 1800 \text{ RPM}}{80 \text{ RPM}}$$

$$Z2 = 22.5 \text{ numero de dientes}$$

*Considero 24 numero de dientes para la corona*

### Cálculos de dimensiones para diseño de tipo A sistema métrico.

Módulo = 3.5 mm.

Numero de dientes de corona = 24

Entradas del tornillo sin fin = 1

Diámetro primitivo (Dp) = relación de 10 veces al modulo

Ángulo de presión = 20°

Tabla 12. Tabla de dimensiones del tornillo sinfín tipo-A métrica.

<b>Concavidad Periférica (R) =</b>		
<b>ELEMENTO</b>	<b>FORMULA</b>	<b>VALOR</b>
Paso (p) =	$\pi * M$	12.57 mm.
Altura del Filete (h) =	$2,167 * M$	8.67 mm.
Diámetro primitivo (dp) =	selección * M	40.0 mm.
Diámetro exterior (de) =	$dp + (2 * M)$	48.0 mm.
Diámetro interior (d) =	$de - (2 * h)$	30.66 mm.
Ángulo del filete ( $\alpha$ ) =	$\text{arcTg}(M(n))/dp$	5° 42' 38.14"
Espesor del filete (e) =	$p/2$	6.28 mm.
Espacio entre dientes (c) =	$p/2$	6.28 mm.
Altura de la cabeza del filete (L) =	M	4.00 mm.
Altura del pie del diente (l) =	$1,167 * M$	4.67 mm.
Beta ( $\beta$ ) =	selección	20° 0'
Ancho del fondo del filete (T) =	$(P \text{Cot} \beta / 4) - l(2 \text{tg} \beta)$	2.89 mm.
Longitud roscada (LR) =	$P(4.5 + (N/50))$	62.08 mm.
Extremos sin rosca (f) =	P	12.57 mm.
Radio de la cabeza (r) =	$0,05 * P$	0.63 mm.
Delta ( $\delta$ ) =	$2 * \beta$	40°

Fuente: web de metal mecanica ver, anexo 4.

Tabla 13. Tabla de dimensiones de la corona tipo-A métrico.

<b>DIMENSION DE CORONA</b>		
Diámetro Primitivo (DP) =	$M * N$	96.0 mm.
Diámetro Exterior (DE) =	$DP + (2 * M)$	104.0 mm.
Paso (P) =	$\pi * M$	12.57 mm.
Altura de Diente (H) =	$2,167 * M$	8.67 mm.
Diámetro Mayor y Sobre aristas (D1)	$DE + (0,4775 * P)$	110.00 mm.
Ancho de la Corona (A) =	$6 + (2,38 * P)$	35.91 mm.
Concavidad Periférica (R) =	$(0,5 * dp) - M$	16.00 mm.
Radio de la Cabeza (r) =	$0,25 * P$	3.14 mm.
Distancia entre centros (E) =	$(DP + dp)/2$	68.0 mm.

Fuente: web de metal mecanica ver, anexo 5.

Una vez calculado las dimensiones se diseña y se visualiza en vista isometrica de los parametros como se observa en la figura 34. El material del sin fin es por un acero SAE-AISI 1010 CD y la corona de material de bronce SAE 65.



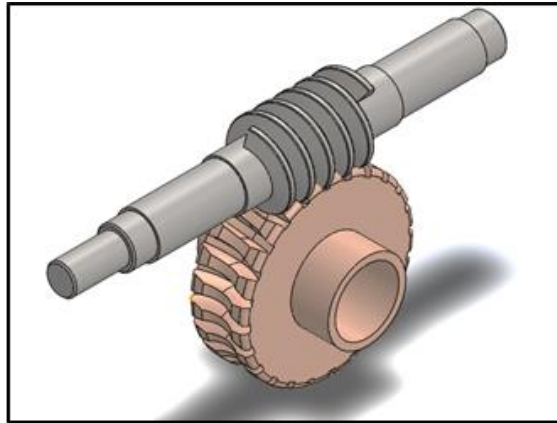


Figura 35. Vista isométrica, dimensiones y diseño de tornillo sinfín y corona.

**j. Cálculo de fuerza y torsión aplicado en el sistema de transmisión tornillo sinfín y corona**

Datos:

$$P_{real} = 1.5 \text{ HP}$$

T = Torsion (Nm)

$$\omega = \text{Velocidad angular} = \left(\frac{\text{rad}}{\text{seg}}\right)$$

$$l = \text{Longitud entre apoyos del tornillo sin fin} = 240 \text{ mm} = 0.24 \text{ m}$$

$$dp1 = \text{Diametro primitivo del tornillo sinfin} = 40\text{mm} = 0.04 \text{ m}$$

$$dp2 = \text{Diametro primitivo de la corona} = 96 \text{ mm} = 0.096 \text{ m}$$

**Determinar la torsión aplicada en el tornillo sin fin**

$$P_{real} = T1 \times \omega$$

Conversión de RPM a rad/seg

$$\omega = 1800 \frac{\text{rev}}{\text{min}} = \frac{2\pi \text{rad}}{60 \text{seg}} = 188.5 \text{ rad/seg}$$

$$P_{real} = T1 \times \omega$$

$$T1 = \frac{p}{\omega} = \frac{1.5 \text{ HP} \times 746 \text{watts}}{188.5 \text{ rad/seg}}$$

$$T1 = 6 \text{ Nm}$$

### Determinar la torsión aplicada en la corona

$$P_{real} = T \times \omega$$

Conversión de RPM a rad/seg

$$\omega = 85 \frac{rev}{min} = \frac{2\pi rad}{60seg} = 8.9 \text{ rad/seg}$$

$$P_{real} = T \times \omega$$

$$T_2 = \frac{p}{\omega} = \frac{1.5 \text{ HP} \times 746 \text{ watts}}{8.9 \text{ rad/seg}}$$

$$T_2 = 125.7 \text{ Nm}$$

### Determinar la fuerza

Datos:

$F_{t1}$  = Fuerza tangencial en el sin fin (N)

$F_{r1}$  = Fuerza radial en el sinfin (N)

$F_{a1}$  = Fuerza axial en el sinfin (N)

$F_{t2}$  = Fuerza tangencial en la corona (N)

$F_{r2}$  = Fuerza radial en la corona (N)

$F_{a2}$  = Fuerza axial en la corona (N)

$\alpha$  = angulo de presion

como se observa del diagrama la fuerza tangencial en el sin fin es similar a la fuerza radial de la corona.

$$F_{T1} = F_{a2} = \frac{2 \times T_1}{d_1} \quad (2.12)$$

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \times 6 \text{ Nm}}{0.04 \text{ m}} = 300 \text{ N}$$

como se observa del diagrama la fuerza tangencial de la corona es similar a la fuerza axial en el sin fin.

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \times T_2}{d_2} \quad (2.13)$$

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \times 125.7 \text{ Nm}}{0.088 \text{ m}} = 2604 \text{ N}$$

Y por parte última se observa del diagrama la fuerza radial en el tornillo sin fin es similar a la fuerza radial de la corona.

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{a1} \times \tan \alpha \quad (2.14)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = 264 \text{ N} \times \tan 20^\circ = 947 \text{ N}$$

En la siguiente figura 36, se visualiza un diagrama de cuerpo libre donde están determinadas las fuerzas ejercidas

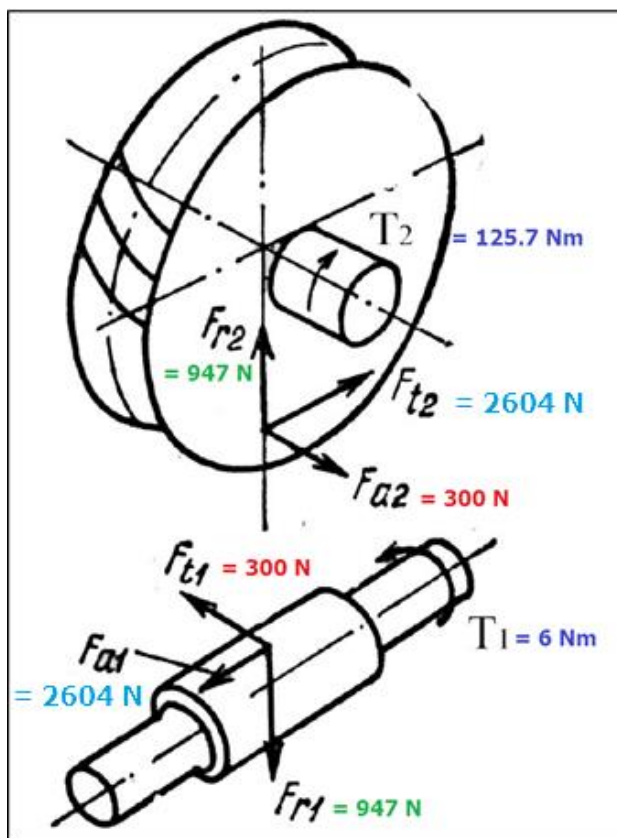


Figura 36. Vista de las fuerzas en la transmisión del tornillo sinfín corona

### Determinar el momento flector máximo

Según la evaluación y muestra la zona más crítica corresponde al centro donde se junta los mecanismos, y omitiendo sobrecargas ahí se determina el momento flector resultante, es dada por la siguiente formula.

$$M_F = \sqrt{(F_r x \frac{l}{4} + F_a x \frac{dp1}{4})^2 + (F_t x \frac{l}{4})^2} \quad (2.15)$$

$$M_F = \sqrt{(947N x \frac{0.24m}{4} + 300N x \frac{0.04m}{4})^2 + (2064 x \frac{0.24m}{4})^2}$$

$$M_F = 167 \text{ Nm}$$

### Conclusión:

- Mediante los principios de potencia y se determina la torsión de 6 Nm y 125.7 Nm para cada mecanismo, aparte se determina las fuerzas ejercidas en la

transmisión con estos datos se permite establecer el momento flector para el sistema de transmisión es de 167 Nm, para determinar los esfuerzos sometidos.

**k. Determinar el esfuerzo de Von Mises para el sistema de transmisión**

En este paso determina los factores de seguridad mediante la teoría de Von Mises para validar los materiales del sistema de transmisión,

$\sigma_X$  = Esfuerzo normal

$\sigma'$  = Esfuerzo de Von Mises

$\tau_{XY}$  = Esfuerzo cortante

n = Factor de seguridad

**Esfuerzo normal**

$$\sigma_X = \frac{M_F}{0.1 \times (d_{int1})^3} \quad (2.16)$$

**Esfuerzo cortante**

$$\tau_{XY} = \frac{T1}{0.2 \times (d_{int1})^3} \quad (2.17)$$

**Teoría de esfuerzo de Von Mises**

$$\sigma' = (\sigma_X^2 - \sigma_X \sigma_Y + \sigma_Y^2 + 3\tau_{XY}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (2.9)$$

**Factor de seguridad por la energía de distorsión de Von Mises**

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (2.10)$$

**Determinar factor de seguridad para el tornillo sinfín**

Datos:

Se diseña una tornillo sinfín de material AISI-SAE acero 1010 HR (tabla A-20 SHIGLEY)

$S_y$  = Resistencia a la fluencia = 180 MPa

$S_{ut}$  = Resistencia a la torsión = 320 MPa

T = torsión = 6 Nm

$M_F$  = Momento flector = 167 Nm

$d_{int1}$  = diametro interior del sinfin = 30.66 mm = 0.03066 m

- Primero se determina el esfuerzo normal máximo debido a la flexión y el esfuerzo de cizalladura debido a la torsion

$$\sigma_x = \frac{M_F}{0.1 \times (\text{dint1})^3} = \frac{167 \text{ Nm}}{0.1 \times (0.03066 \text{ m})^3} = 58 \text{ MPa}$$

$$\tau_{XY} = \frac{T1}{0.2 \times (\text{dint1})^3} = \frac{6 \text{ Nm}}{0.2 \times (0.03066 \text{ m})^3} = 1.05 \text{ MPa}$$

- Segundo paso es hallar el esfuerzo de Von Mises, para el cálculo el esfuerzo en “y” es cero.

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{XY}^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = ((58 \text{ MPa})^2 + 3(1.05 \text{ MPa})^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 58.03 \text{ MPa}$$

- Por último se halla el factor de seguridad con la teoría Von Mises

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{180 \text{ MPa}}{58.03 \text{ MPa}} = 3.1$$

### Determinar factor de seguridad para la corona

Datos:

Se diseña una corona de material de bronce SAE 65 (Ver anexo 7)

$S_y$  = Resistencia a la fluencia = 22000 PSI = 151.7 MPa

$S_{ut}$  = Resistencia a la torsión = 55000 PSI = 380 MPa

$T$  = Torsión = 125.7 Nm

$M_F$  = Momento flector = 167 Nm

$\text{dint2}$  = Diámetro interior de la corona = 88 mm = 0.088 m

- Primero se determina el esfuerzo normal máximo, para este esfuerzo es la misma magnitud en la corona debido a que están ejerciendo en el mismo punto la flexión y también se halla el esfuerzo de cizalladura debido a la torsión

$$\sigma_x = \frac{M_F}{0.1 \times (\text{dint1})^3} = \frac{167 \text{ Nm}}{0.1 \times (0.03066 \text{ m})^3} = 58 \text{ MPa}$$

$$\tau_{XY} = \frac{T1}{0.2 \times (\text{dint1})^3} = \frac{125.7 \text{ Nm}}{0.2 \times (0.088 \text{ m})^3} = 0.9 \text{ MPa}$$

- Segundo paso es hallar el esfuerzo de Von Mises, para el cálculo el esfuerzo en “y” es cero.

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{XY}^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = ((58\text{MPa})^2 + 3(0.9\text{MPa})^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 58.02 \text{ MPa}$$

- Por último se halla el factor de seguridad con la teoría Von Mises

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{150 \text{ MPa}}{58.02 \text{ MPa}} = 2.6$$

### Conclusión:

- Para el diseño del tornillo sinfín se determina el factor de seguridad correspondiente a  $n=3.1$ , por lo tanto, el material acero SAE1010 HR, cumple con su aplicación para el diseño.
- Para el diseño de la corona se determina el factor de seguridad correspondiente a  $n=2.6$  por lo tanto, el material de bronce SAE 65 cumple con su aplicación para el diseño

## I. Cálculo y selección de rodamiento para el sistema de transmisión

La fuerza resultante es de 500 N. en este tramo de cálculo se considera un factor de seguridad de 1.5 para la correcta selección del rodamiento.

$$C_{10} = F_D \times F_S \left( \frac{L_D \times n_D \times 60}{L_R \times n_R \times 60} \right)^{\frac{1}{a}} \quad (2.24)$$

Datos:

$C_{10}$  = Clasificación de catálogo en KN

$F_D$  = Fuerza resultante KN

$L_D$  = Vida deseada = 20000 Hrs según la tabla del anexo 3

$n_D$  = Velocidad deseada = 1800 RPM

$a$  = Cojinetes de bolas = 3

$L_R \times n_R \times 60$  = considerando a millon de horas de trabajo =  $10^6$

Se debe determinar la fuerza resultante en el centro del tornillo sinfin, mediante la fuerza radial y fuerza tangencial.

$F_{t1}$  = fuerza tangencial = 300N

$F_{r1}$  = fuerza radial = 947N

$$M_C = \sqrt{(300 \text{ N})^2 + (947 \text{ N})^2} = 993 \text{ N} = 0.993 \text{ KN}$$

Una vez determinada la fuerza resultante se determina  $C_{10}$  para la selección de dimensiones del rodamiento

$$C_{10} = 0.993 \text{ KN} \times 1.5 \left( \frac{20000 \text{ hrs} \times 1800 \text{ RPM} \times 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C_{10} = 19.2 \text{ KN}$$

Según la tabla 11.2 tipo contacto angular.  $C_{10}$  establece el siguiente dato.

Rodamiento:  $C_{10}$

$$\varnothing_{\text{int}} = 25 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{\text{ext}} = 52 \text{ mm}$$

$$\text{Ancho} = 15 \text{ mm}$$

### Conclusión:

- Con las dimensiones establecidas se designa el rodamiento de bolas con contacto angular para el diseño y apoyos del tornillo sinfín. La figura 37 muestra los puntos donde va montada.

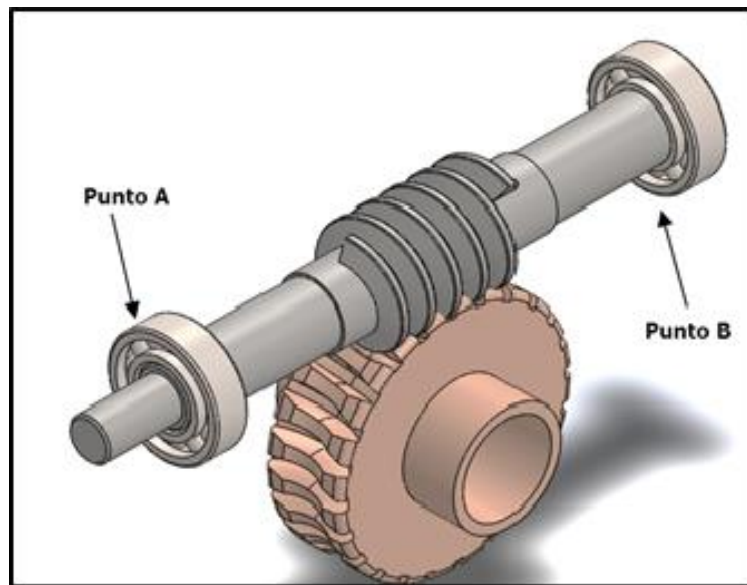


Figura 37. Vista isométrica, puntos que se someten a cargas del sistema de transmisión.

### Conclusión:

- Mediante las cargas empleadas se determina que el eje del sinfín se evalúa en el punto A existe mayor carga y fuerza de empuje mientras que en el punto B existe más carga radial.
- Una vez determinada los datos para la selección del rodamiento para diseño de la carcasa se toma este tipo de rodamiento para todos los soportes y apoyos del sistema de trasmisión.

la selección del rodamiento para el soporte y montaje del eje con la carcasa del eje, se elige a base a las dimensiones del acople del eje con un diámetro de 40 mm tal como muestra la figura 38.

Rodamiento de bolas

$$\varnothing_{\text{int}} = 40 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{\text{ext}} = 62 \text{ mm}$$

$$\text{Ancho} = 15 \text{ mm}$$

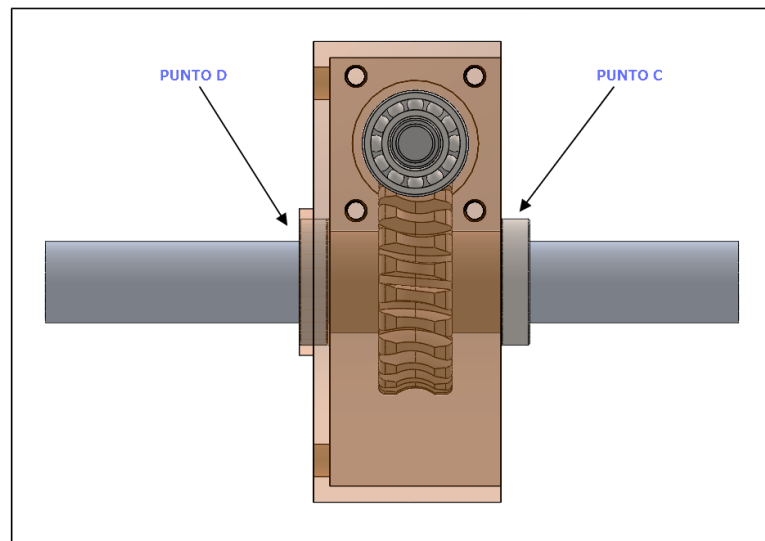


Figura 38. Vista correspondiente a los puntos de los rodamientos

#### **m. Determinar el diseño del sistema de avance – husillo.**

El sistema de avance se desarrolla mediante un husillo o tornillo de potencia del tipo ACME, esta expresada en el sistema inglés. Se tiene los siguientes datos:

$d_m$  = Diámetro tornillo (in) *pulgadas*

$d_c$  = Diámetro del collarin (in) *pulgadas*

$l = p$  = Paso en (in) *pulgadas*

$T_R$  = Par torsion requerida para mover carga y superar la fricción

$T_L$  = Par torsión requerida para bajar la carga

$F$  = Fuerza de avance en lbf = 720 N

Para ejercer mejor trabajo se aplica 3 veces la fuerza de avance

$F$  = Fuerza de avance en lbf = 2160 N = 486 lbf

$f$  = coeficiente de fricción

$f_c$  = coeficiente de fricción del collarin



## Datos y dimensiones para el tornillo ACME

Tabla 14. Pasos requeridos para rosca ACME

$d$ , in	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{2}$	3
$p$ , in	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{14}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$

Nota 1. Sistema inglés de unidades  $d$ : diámetro en pulgadas  $p$ : paso en pulgadas. Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, por G. Budynas Richard et al. 2012, p. 396.

$$d_m = 1\frac{1}{4} \text{ in} = 1.250 \text{ in}$$

$$d_c = \text{se considera } 1.57 \text{ in}$$

$$l = p = \frac{1}{5} (\text{in}) = 0.2 \text{ in} \quad \text{en una pulgada hay 5 hilos entonces } n=5$$

$$F = 486 \text{ lbf}$$

Tabla 15. Coeficiente de fricción “f” de pares roscado

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, aceite para máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

Fuente. Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, por G. Budynas Richard et al. 2012, (17 p. 404).

El coeficiente de fricción  $f$ , para el diseño se elabora de un acero seco del material de tornillo y acero del material de la tuerca y se selecciona  $f = 0.20$

Tabla 16. Coeficiente de fricción  $f_c$  de collarín de empuje

Combinación	En operación	Arranque
Acero suave sobre hierro fundido	0.12	0.17
Acero duro sobre hierro fundido	0.09	0.15
Acero suave sobre bronce	0.08	0.10
Acero duro sobre bronce	0.06	0.08

Fuente. Tomada de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, por G. Budynas Richard et al. 2012, (17 p. 404).

El coeficiente de fricción del collarín  $f_c$ , para el diseño se considera para una combinación de acero suave sobre un fierro hundido en operación la cual se toma el parámetro  $f_c = 0.12$

**Determinar la torsión para mover carga y superar fricción**

$$T_R = \frac{F dm}{2} \left( \frac{l + \pi f dm}{\pi dm - fl} \right) + \frac{F fc dc}{2}$$
$$T_R = \frac{486 lb \times 1.25 in}{2} \left( \frac{0.2 + \pi 0.2 \times 1.25 in}{\pi 1.25 in - 0.2 \times 0.2} \right) + \frac{486 lb \times 0.12 \times 1.57 in}{2}$$
$$T_R = 115 lb in$$

**Fórmula de para torsión para bajar carga**

$$T_L = \frac{F dm}{2} \left( \frac{\pi f dm - l}{\pi dm + fl} \right) + \frac{F fc dc}{2}$$
$$T_L = \frac{486 lb \times 1.25 in}{2} \left( \frac{\pi 0.2 \times 1.25 in - 0.2}{\pi 1.25 in + 0.2 \times 0.2} \right) + \frac{486 lb \times 0.12 \times 1.57 in}{2}$$
$$T_L = 82.2 lb in$$

Determina la eficiencia mediante el cálculo

$$eficiencia = \frac{T_L}{T_R} = \frac{82.2 lb in}{125 lb in} = 0.71$$

Conversión de unidades de torsión de sistema inglés al sistema métrico

$$T_R = 115 Lb in \times \frac{1 N}{0.225 lb} \times \frac{0.0254 m}{1 in}$$
$$T_R = 12.9 Nm$$

$$T_L = 82.2 Lb in \times \frac{1 N}{0.225 lb} \times \frac{0.0254 m}{1 in}$$
$$T_R = 9.27 Nm$$

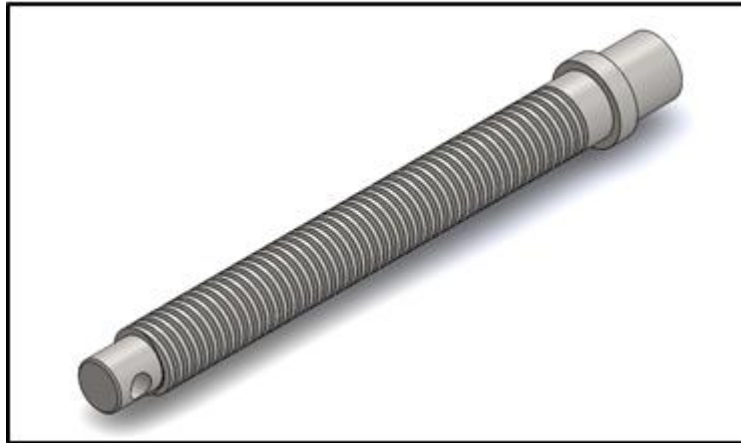


Figura 39. Vista isométrica, del diseño del tornillo de potencia ACME.

**Conclusión:**

- Determinado y establecido la fuerza que se aplica para generar avance en ambas direcciones, se calculó la torsión de avance como de retroceso, se establece las dimensiones para el diseño.
- Para el diseño se busca un avance máximo de 200 mm. para ello se diseña con una longitud mayor a tal y esta es de aproximado 350 mm de roscado tal como se muestra en la figura 39.

**n. Determinar el esfuerzo de Von Mises para el sistema de transmisión**

En este paso determina el factor de seguridad mediante la teoría de Von Mises para validar los materiales del husillo de potencia para rosca ACME.

- $\sigma_x$  = Esfuerzo normal
- $\sigma_y$  = Esfuerzo axial
- $\sigma'$  = Esfuerzo de Von Mises
- $\tau_{yz}$  = Esfuerzo cortante
- n = Factor de seguridad

**Esfuerzo normal**

$$\sigma_x = \frac{6 \times F}{\pi \times dr \times n_t \times l} \quad (2.21)$$

**Esfuerzo axial**

$$\sigma_y = \frac{-4 \times F}{\pi \times (dr)^2} \quad (2.22)$$

**Esfuerzo cortante**

$$\tau_{xy} = \frac{16 \times T_R}{\pi \times (dr)^3} \quad (2.23)$$

### Teoría de esfuerzo de Von Mises

$$\sigma' = (\sigma_X^2 - \sigma_X\sigma_Y + \sigma_Y^2 + 3\tau_{XY}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (2.9)$$

### Factor de seguridad por la energía de distorsión de Von Mises

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (2.10)$$

Datos:

Se diseña una tornillo de potencia rosca ACME AISI-SAE acero 1010 HR  
(tabla A-20 SHIGLEY)

$S_y$  = Resistencia a la fluencia = 180 MPa

$S_{ut}$  = Resistencia a la torsion = 320 MPa

$T_R$  = torsion para mover la carga = 115 lbin = 12.9 Nm

$F$  = Fuerza de avance = 486 lbf

$dr$  = Diametro de raiz =  $d_m - p = 1.25 - 0.2 = 1.05$  in

• Primero se determina el esfuerzo normal máximo debido a la flexión, al esfuerzo axial y el esfuerzo de cizalladura debido a la torsión

$$\begin{aligned}\sigma_X &= \frac{6 x F}{\pi x dr x n_t x l} = \frac{6 x 486 lb}{\pi x 1.05 in x 1 x 0.2 in} = 4410 PSI \\ \sigma_y &= \frac{-4 x F}{\pi x (dr)^2} = \frac{4 x 486 lb}{\pi x (1.05 in)^2} = -560 PS \\ \tau_{XY} &= \frac{16 x T_R}{\pi x (dr)^3} = \frac{16 x 125 lbin}{\pi x (1.05 in)^3} = 500 PSI\end{aligned}$$

• Segundo paso es hallar el esfuerzo de von mises, para el cálculo el esfuerzo en “y” es cero.

$$\begin{aligned}\sigma' &= (\sigma_X^2 - \sigma_X\sigma_Y + \sigma_Y^2 + 3\tau_{XY}^2)^{\frac{1}{2}} \\ \sigma' &= (3600^2 - (3600x - 560) + (-560)^2 + 3x500^2)^{\frac{1}{2}} \\ \sigma' &= 4790 PSI\end{aligned}$$

Conversión de esfuerzo en sistema ingles al sistema métrico (MPa)

$$\begin{aligned}\sigma' &= 4790 PSI x \frac{1 MPa}{146 PSI} \\ \sigma' &= 32.8 MPa\end{aligned}$$

• Por ultimo es halla el factor de seguridad con la teoria Von Mises

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{180 \text{ MPa}}{32.8 \text{ MPa}} = 5.5.$$

**Conclusión:**

- Para el diseño del tornillo sinfín se determina el factor de seguridad correspondiente a  $n=3.1$ , por lo tanto, el material acero SAE1010 HR, cumple con su aplicación para el diseño.
- Para el diseño de la corona se determina el factor de seguridad correspondiente a  $n=2.6$  por lo tanto, el material de bronce SAE 65 cumple con su aplicación para el diseño

**o. Selección del sistema de apoyo y fijación**

Para el diseño de soporte y fijación se busca un acero de aplicación muy utilizada en los medios de la metal mecánica y de uso comercial y que tenga similar características y propiedades mecánicas al eje portaherramientas según la tabla A-20 del libro de Sigley. Ósea un acero resistente a la tracción y buen aporte a la soldadura.

Por lo tanto, un acero adecuado y de uso tanto en la empresa para diferentes actividades de metal mecánica, se elaboró el soporte de fijación de un acero ASTM A-36. que tiene como propiedades.

$S_y$  = Resistencia a la fluencia = 250 MPa

$S_{ut}$  = Resistencia a la torsion = 400 MPa a 550 Mpa

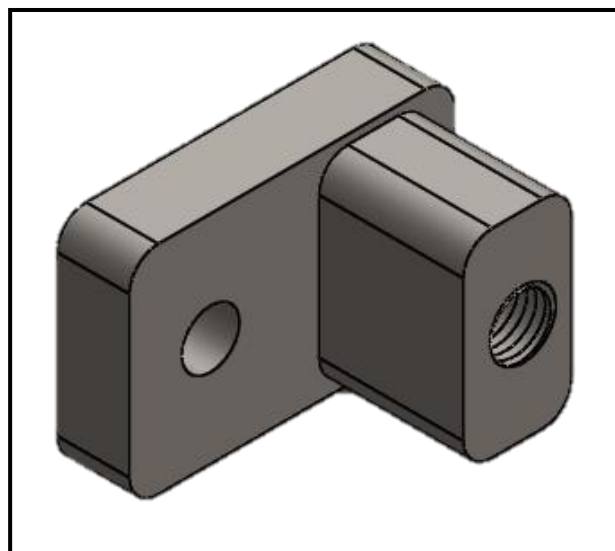


Figura 40. Vista isométrica, del diseño del soporte de sujeción.

**p. Selección de pernos.**

**Para la junta de chumacera de pared con el soporte de sujeción.**

La chumacera ya se encuentra normalizada para un perno de diámetro 14 mm. se elige un perno métrico de clase 5.8 M14 x 60 mm tal como especifica la tabla del anexo 8, la figura 41 detalla el montaje.

**Para la junta soporte de sujeción con la estructura de la maquinaria**

Es mediante a la unión de soldadura. El perno debe tener similar o mayor resistencia a la fluencia mínima  $S_y$ , a la resistencia a la fluencia del material soldado de un electrodo E-7018, ver (tabla 2), normalmente su función es de un perno de sacrificio, ya que cada barrenado se suelda el perno a la estructura y se debe ir cambiando según su uso.

Datos del material aportado E7018:

$S_y$  = Resistencia a la fluencia E-7018 = 445 MPa

$S_p$  = Resistencia a la Tracción E-7018 = 535 MPa

Datos del perno ASTM A325 – 1 (segun tabla del anexo 12):

$S_y$  = Resistencia a la fluencia = 81 Kpsi = 558 MPa

$S_p$  = Resistencia a la Tracción = 105 Kpsi = 724 MPa

Por lo tanto se selecciona un perno ASTM del tipo A325-1 con diámetro 3/4" x 3 1/2", porque tiene mayor e igual parámetro de resistencia al material aportado. La figura 41, detalla el montaje.

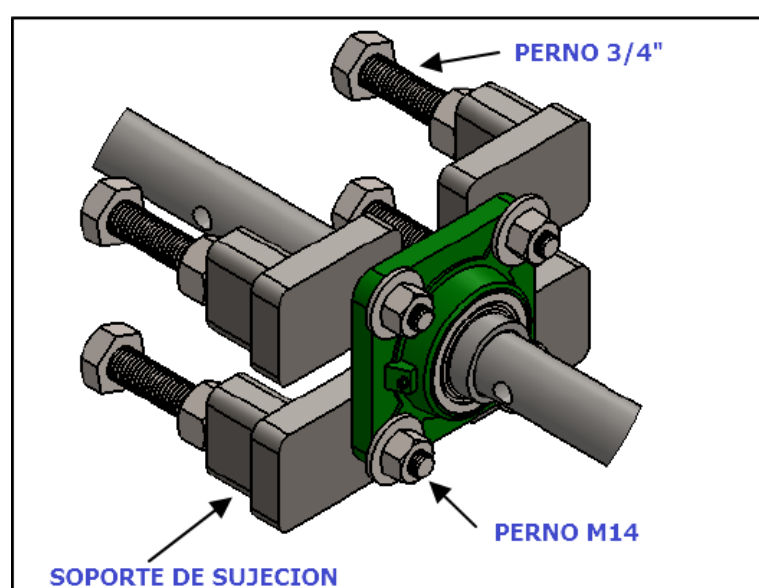


Figura 41. Vista del sistema de montaje de apoyo de fijación.

**Para la junta de las carcasas del sistema de transmisión y soporte del mecanismo de avance.**

Se tiene las dimensiones y la forma para seleccionar el perno adecuado para la carcasa

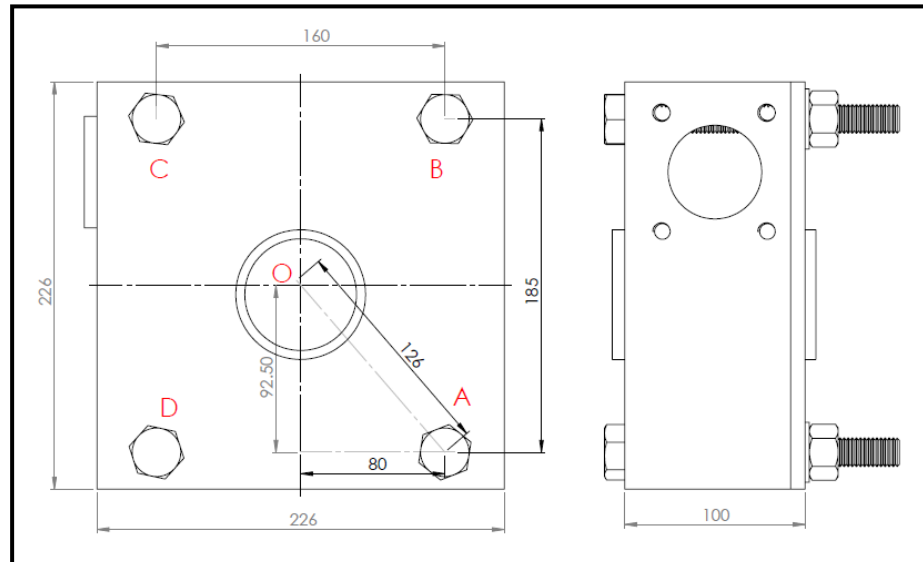


Figura 42. Vista para selección de perno.

**Datos:**

- O = Centroide
- $F_R$  = Fuerza resultante
- n = Número de pernos
- $A_t$  = Esfuerzo cortante
- $F'$  = Cortante primario

La fuerza resultante máxima en el mecanizado, sera determinado por los fuerzas de corte, fuerza de avance y fuerza radial, para ello mediante teorema de pitagora se obtiene:

$$F_R = \sqrt{(1440 N)^2 + (720 N)^2 + (360 N)^2} = 1650 N = 2 KN$$

Donde se tiene el momento que soportan los pernos en el sistema y se referencia a una distancia de 500 mm. determinanda por el trabajo aplicado por el eje portaherramienta. Se considera un factor de seguridad de 6.

$$M = F_R \text{ Fseguridad} \times \text{distancia} = (2 KN \times 6) \times (500 mm + 113 mm)$$

$$M = 7356 Nm$$

Según la figura 42, el punto O es el centroide y la distancia a los pernos esta dada por la hipotenusa formada por el triángulo rectángulo. la distancia es 126 mm.

Según la figura 43. Detalla en el gráfico de las fuerzas cortantes y primarias “F’” y las fuerzas cortantes secundarias F”.

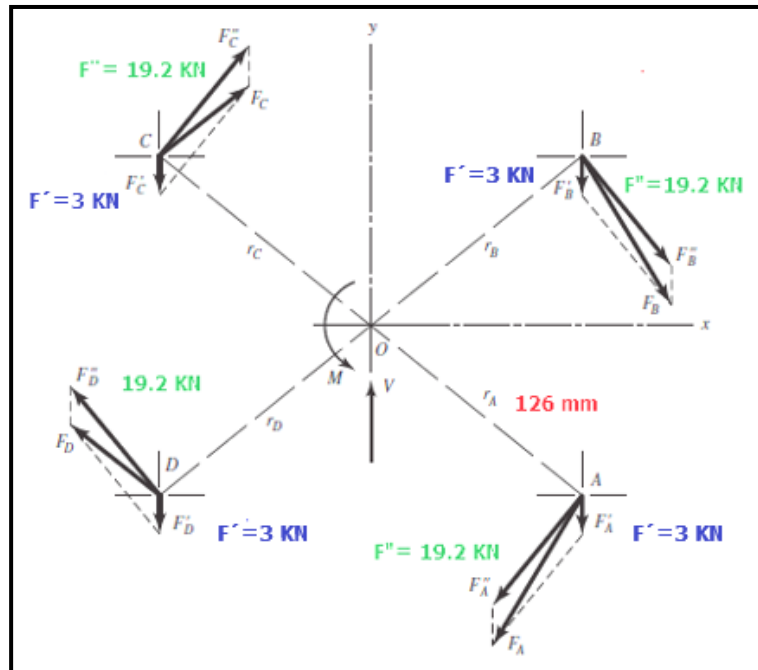


Figura 43. Vista de dimensiones para selección de perno.

Una vez determinado estas fuerzas en cada uno de los 4 pernos, se procede mediante la fórmula de paralelogramo determinar la fuerza resultante, según lo que se muestra en la figura 43. Tanto el perno A y B tienen la misma fuerza, así como el perno C y D respectivamente.

$$F_A = F_B = \sqrt{(3 \text{ KN})^2 + (19.2 \text{ KN})^2 - 2(3 \text{ KN})(19.2 \text{ KN})(\text{Cos}135^\circ)}$$

$$F_A = F_B = 21.5 \text{ KN}$$

$$F_C = F_D = \sqrt{(3 \text{ KN})^2 + (19.2 \text{ KN})^2 - 2(3 \text{ KN})(19.2 \text{ KN})(\text{Cos}45^\circ)}$$

$$F_A = F_B = 17.2 \text{ KN}$$

Por tanto, la mayor Fuerza cortante resultante está dada en los pernos A y B que es igual a 21.5 KN, para el análisis de todo el sistema debe soportar un perno en promedio de 500 MPa, según la tabla del anexo 12 para pernos.

ASTM A325-1 = resistencia de prueba mínima = 85 Kpsi = 586 MPa



Cada perno en consecuencia ejercerá 147 Mpa de resistencia de prueba mínima, para determinar el diámetro del perno se tiene la siguiente formula.

$$\tau = \frac{Fr}{At} = \quad At = \frac{Fr}{\tau} = \frac{21.5 \text{ KN}}{147 \text{ MPa}} = 146 \text{ mm}^2$$

Para un área circular de 146  $\text{mm}^2$  de obtiene un diámetro de 13.63 mm, y el perno próximo para un diseño óptimo y selección adecuada es un perno 5/8" que es un aproximado de 15.8 mm.

Conclusión:

Se emplea pernos ASTM del tipo 1 con un diámetro de 5/8" con una longitud de 6" cuyo material es de medio contenido de carbono ver (anexo 9), son cuatro pernos que fijan a este sistema de fácil montaje y distribuido acorde a las dimensiones de la carcasa.

La carcasa tiene la función de sostener fijar los rodamientos y proteger a los mecanismos que estén en movimiento dentro de ellos, donde las cargas y esfuerzos no son demasiados ni críticos porque se determinó mediante las cargas sometidas en el tornillo sinfín y corona, la carcasa es seleccionado de un material SAE 1020 CD, de espesor 8 mm. un material que esta entre el bajo y mediano contenido de carbono.

Para la junta donde va montada el motor eléctrico va fijada una tapa para cuatro pernos de clase 5.8 M14, la figura 44 detalla la junta.

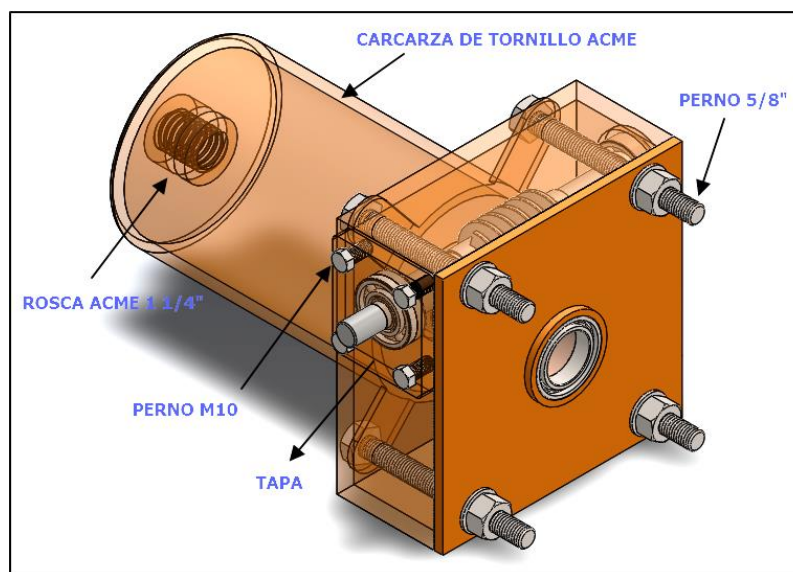


Figura 44. Junta del montaje de las carcasas.

## **CAPÍTULO IV**

### **RESULTADOS, DISCUSIÓN Y CONSTRUCCIÓN**

#### **4.1 PRESENTACIÓN DE RESULTADOS**

Este capítulo presenta el modelo y simulación mediante el análisis estático de Von Mises a los elementos que están sometidos a esfuerzos normales y cortantes. Este proceso de desarrolla mediante el software SolidWorks versión 2015. En el parámetro de simulación y validación

##### **4.1.1 Análisis estático de eje principal o portaherramientas**

Primero se realiza los parámetros se sujeción fija en esos puntos que soportan los cojinetes de tipo chumacera de pared de 4 agujeros, los acoples y pernos, pertenecen al sistema de fijación, después se inserta las cargas, fuerzas, que está sometido el eje porta herramienta.

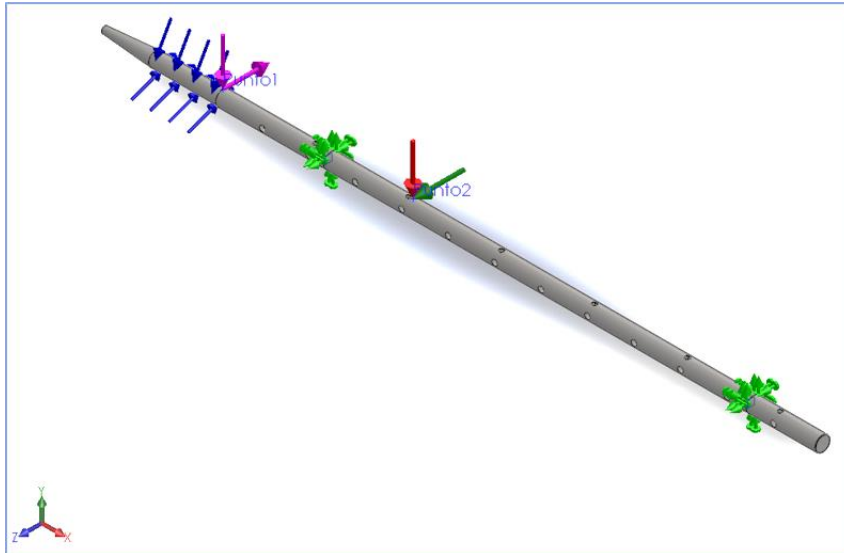


Figura 45. Colocación de los puntos fijos y las cargas sometidas al eje portaherramientas.

Para el segundo paso se realiza el mallado respectivo para generar los cálculos necesarios del esfuerzo de Von Mises

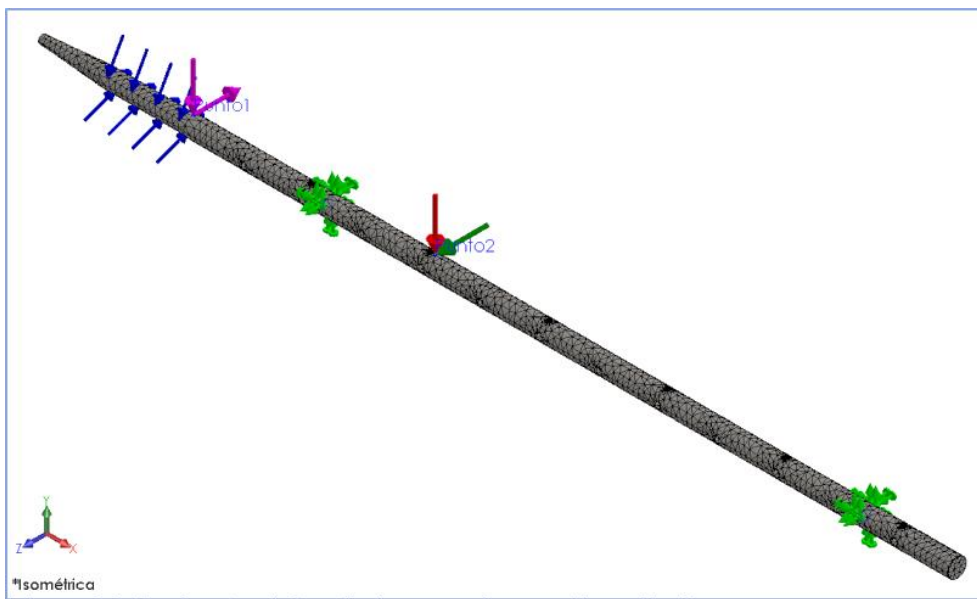


Figura 46. Parámetro del mallado para el respectivo cálculo.

Mediante la simulación y el esfuerzo de Von Mises se determina un esfuerzo máximo de 96 MPa, para el diseño y el esfuerzo según se ve en la figura 45 y 46. Esta entre esfuerzos desde el mínimo hasta 56.5 MPa.

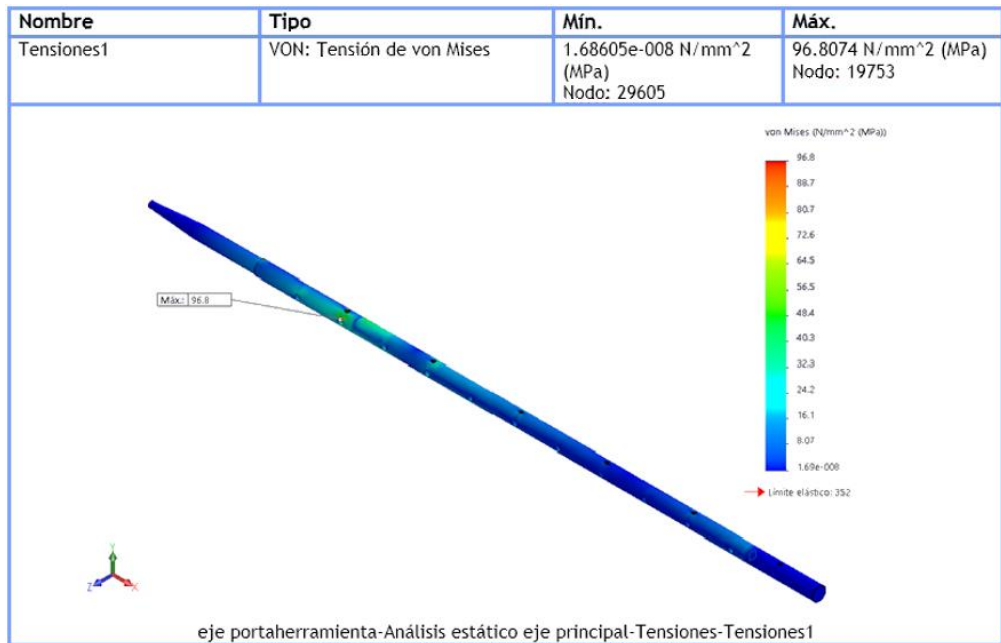


Figura 47. Análisis estático de los esfuerzos de Von Mises del eje portaherramientas

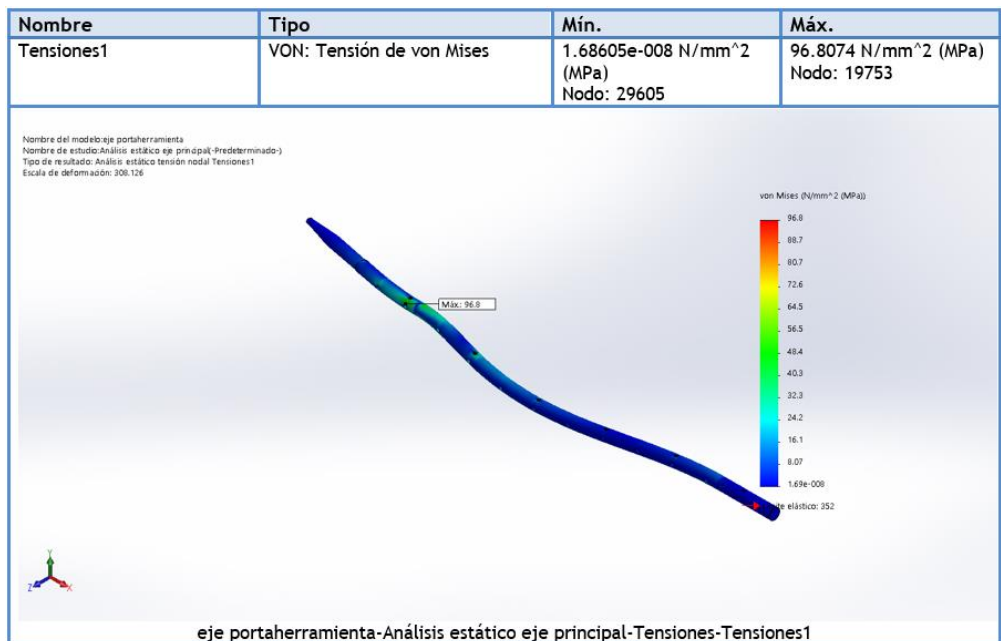


Figura 48. Análisis estático de los esfuerzos de Von Mises en deformación.

Por último y el más importante parámetro determinado es el factor de seguridad para el diseño del eje, se determina mediante la teoría de Von Mises, tal como se observa en la figura 49.

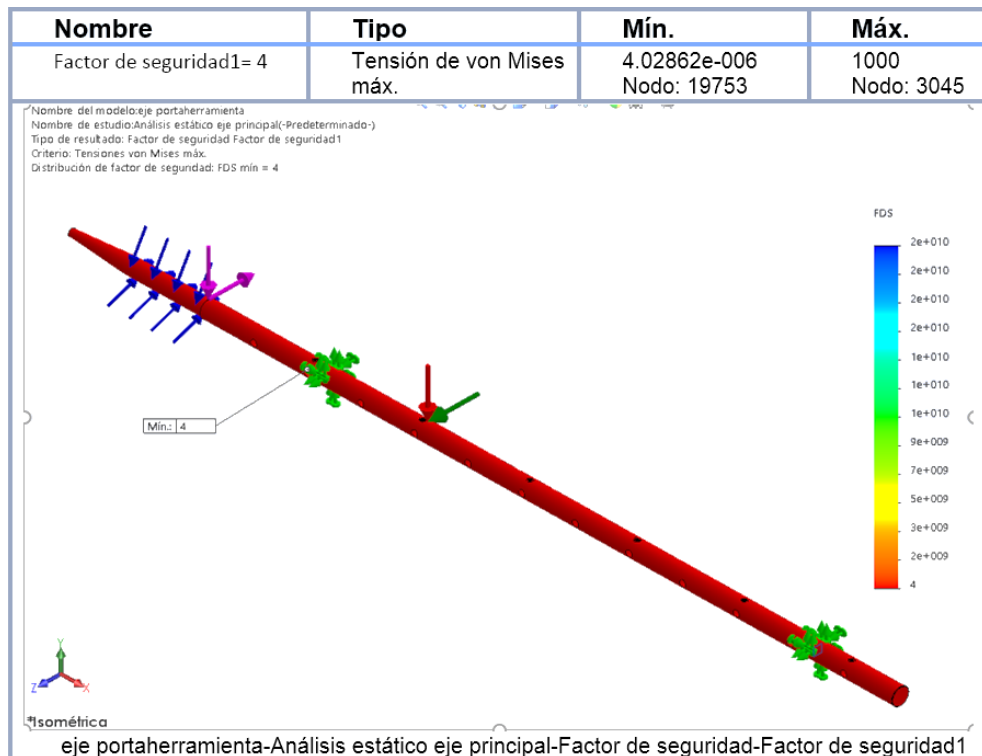


Figura 49. Análisis estático del eje portaherramientas, factor de seguridad.

## Conclusión

- Mediante la simulación de análisis estático se determina un factor de seguridad de 4, la que está dentro del parámetro para el diseño del eje y su selección de material un acero SAE-1020CD.
- Por medio de los cálculos se halla un factor de seguridad de 5 y con el análisis de simulación se establece una cercanía y similitud con los resultados.

### 4.1.2 Análisis estático del tornillo sinfín

Como primer paso se identifica los parámetros de sujeción fija que en este caso son los rodamientos entre una longitud de 240 mm después se inserta las fuerzas sometidos al tornillo sinfín. La figura 50 detalla el mallado y los puntos establecidos para el cálculo.

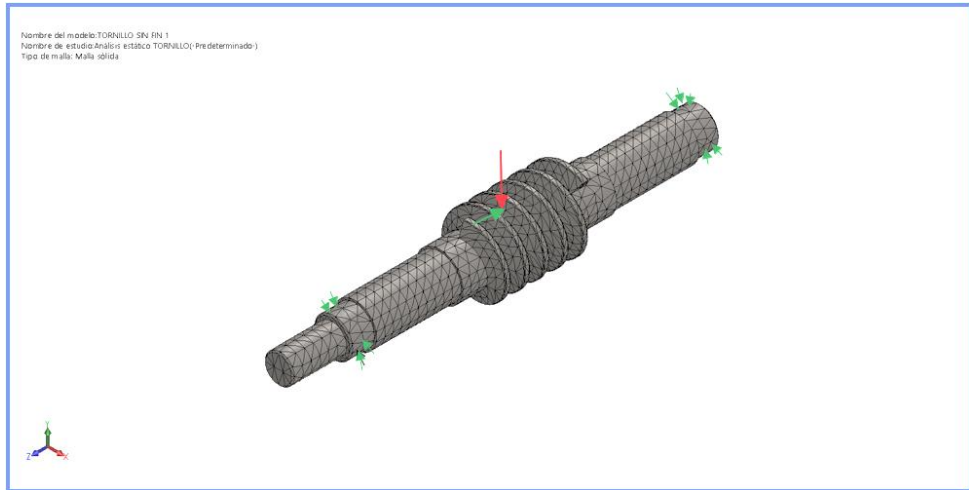


Figura 50. Parámetro del mallado para el cálculo del tornillo sinfín.

Mediante la simulación del esfuerzo de Von Mises se determina un esfuerzo máximo de 57.2 MPa para el diseño y el esfuerzo según se ve en la figura 51.

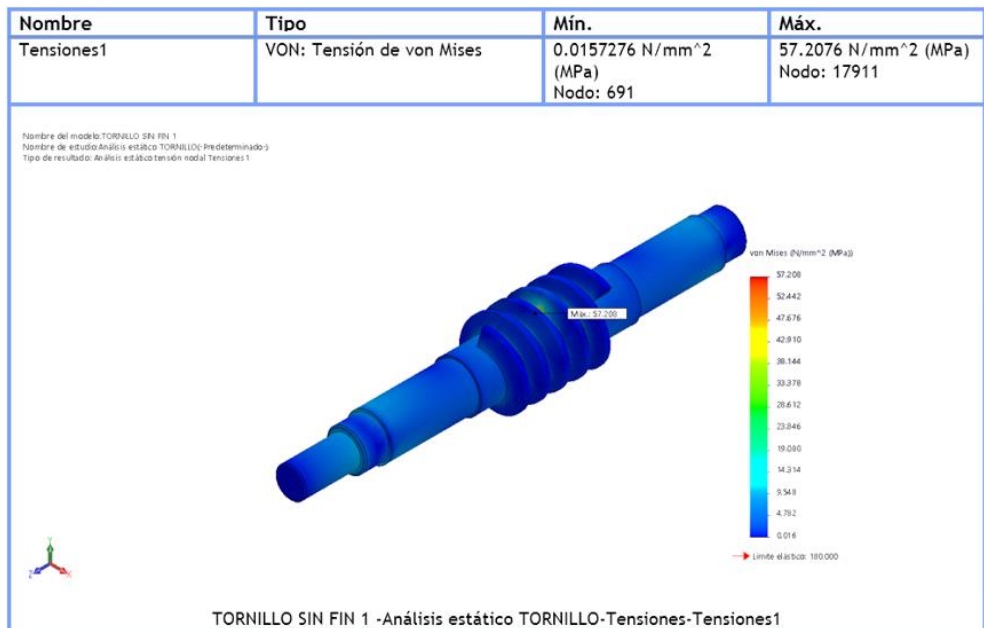


Figura 51. Análisis estático de los esfuerzos de Von Mises del tornillo sinfín

Por último y más importante parámetro se determina el factor de seguridad para el diseño del tornillo sinfín, mediante la teoría de Von Mises se determina, tal como se observa en la figura 52.

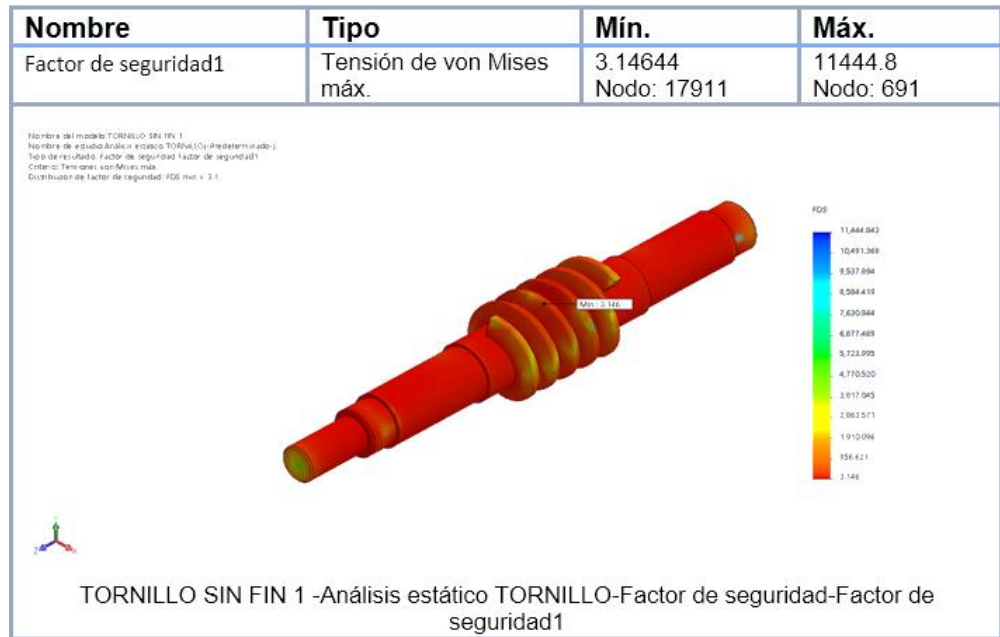


Figura 52. Análisis estático del tornillo sin fin, factor de seguridad.

## Conclusión

- Mediante la simulación de análisis estático se determina un factor de seguridad de 3.14, la que está dentro del parámetro para el diseño del tornillo sin fin y la selección del material acero SAE 1010 HR.
- Por medio de los cálculos se halla un factor de seguridad de 3.1 y con el análisis de simulación se valida los resultados obtenidos.

### 4.1.3 Análisis estático de la corona

Como primer paso se identifica los parámetros de sujeción fija y de rodillo en el agujero donde asienta el acople del eje portaherramientas, después se inserta las fuerzas y la torsión sometido a la corona. La figura 53 detalla el mallado y los puntos establecidos para el cálculo.

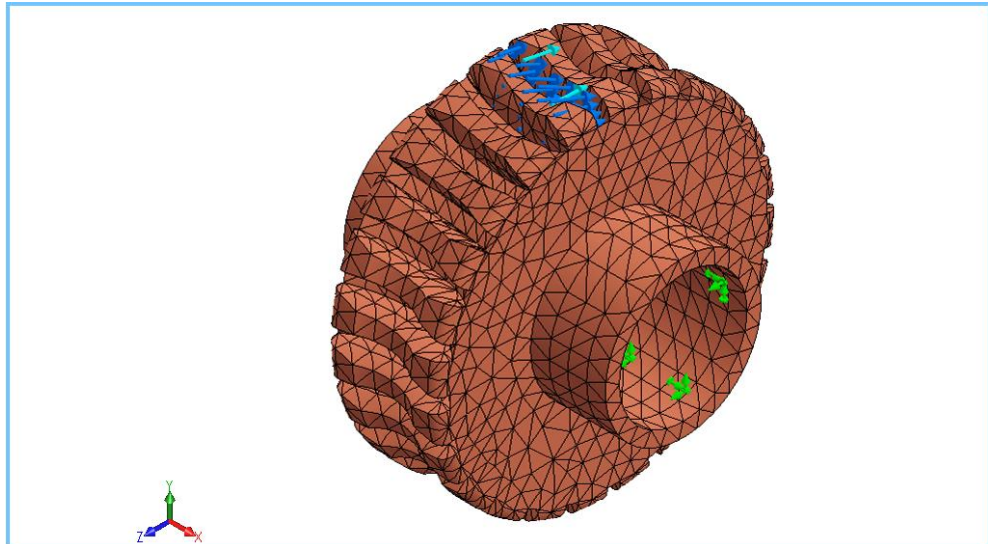


Figura 53. Parámetro del mallado para el respectivo cálculo de la corona.

Mediante la simulación del esfuerzo de Von Mises se determina un esfuerzo máximo de 68.83 MPa para el diseño, según se muestra en la figura 54.

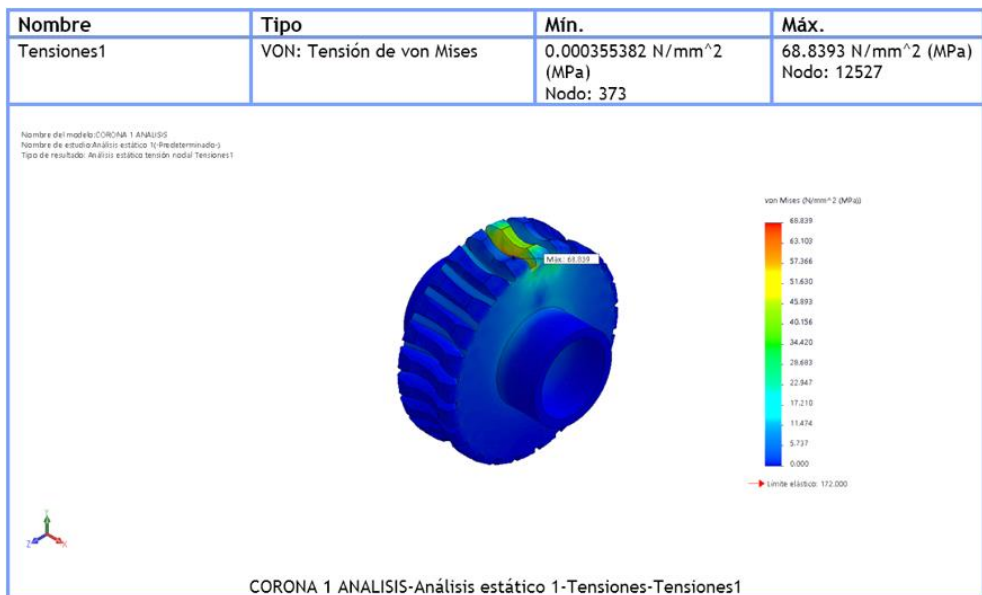


Figura 54. Análisis estático de los esfuerzos de Von Mises de la corona.

Por último y el importante parámetro se determina el factor de seguridad para el diseño de la corona, mediante la teoría de Von Mises se determina, tal como se observa en la figura 55.



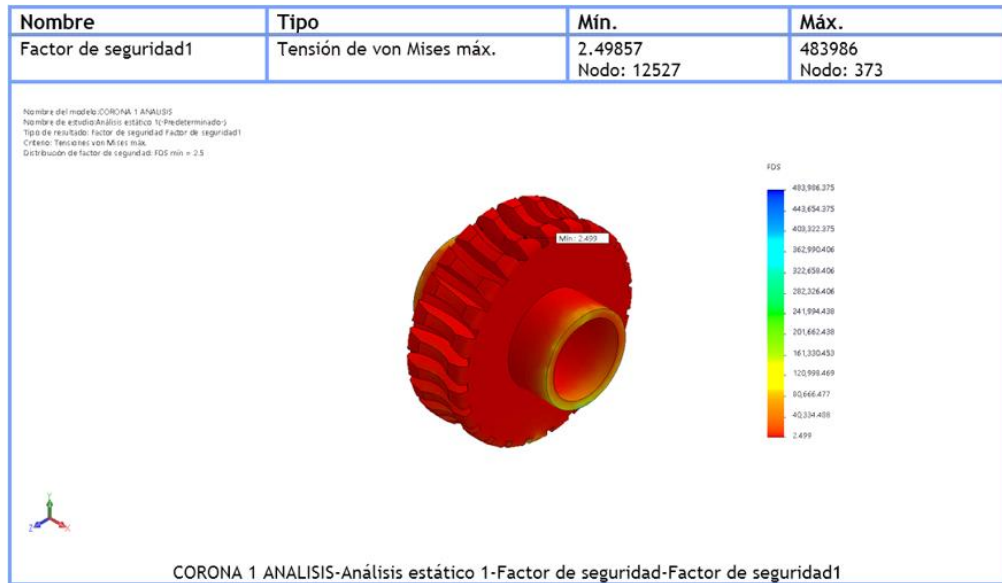


Figura 55. Análisis estático de la corona, factor de seguridad.

### Conclusión

- Mediante la simulación de análisis estático se determina un factor de seguridad de 2.49 la que está dentro del parámetro para el diseño de la corona y la selección del material acero SAE bronce 65.
- Por medio de los cálculos se halla un factor de seguridad de 2.6 y con el análisis de simulación se valida los resultados obtenidos.

#### 4.1.4 Análisis estático del sistema de transmisión

Se realiza el análisis estático para el sistema de transmisión, que conforma el tornillo sinfín, la corona el acople al eje principal y los rodamientos, entonces para analizar, las cargas se adecuan al instante donde la corona y el tornillo transmiten movimiento las fuerzas máximas es de 2600 N y la torsión aplicada de la fuerza motriz de 6 Nm para el proceso de barrenado para un mecanizado adecuados, estos parámetros lo tenemos en cálculos parte (j.) para determinar las fuerzas y torsión en el sistema de transmisión.

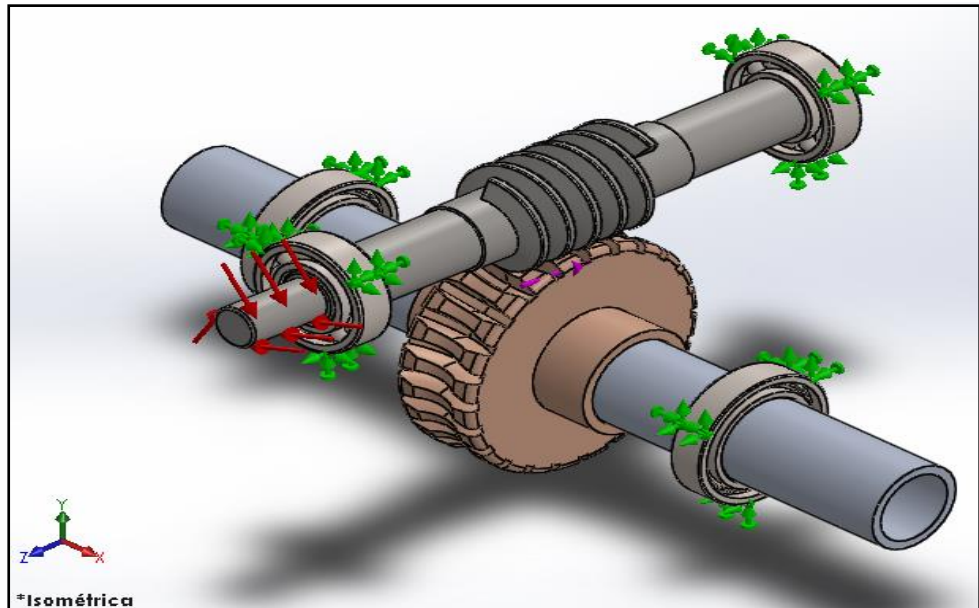


Figura 56. Parámetro del mallado del sistema de transmisión.

Una vez aplicado el mallado y los parámetros de fuerza y torsión se proceden a realizar el análisis y obtener los datos, el esfuerzo máximo es de 59.6MPa y esfuerzo mínimo es de 969.4 Pa.

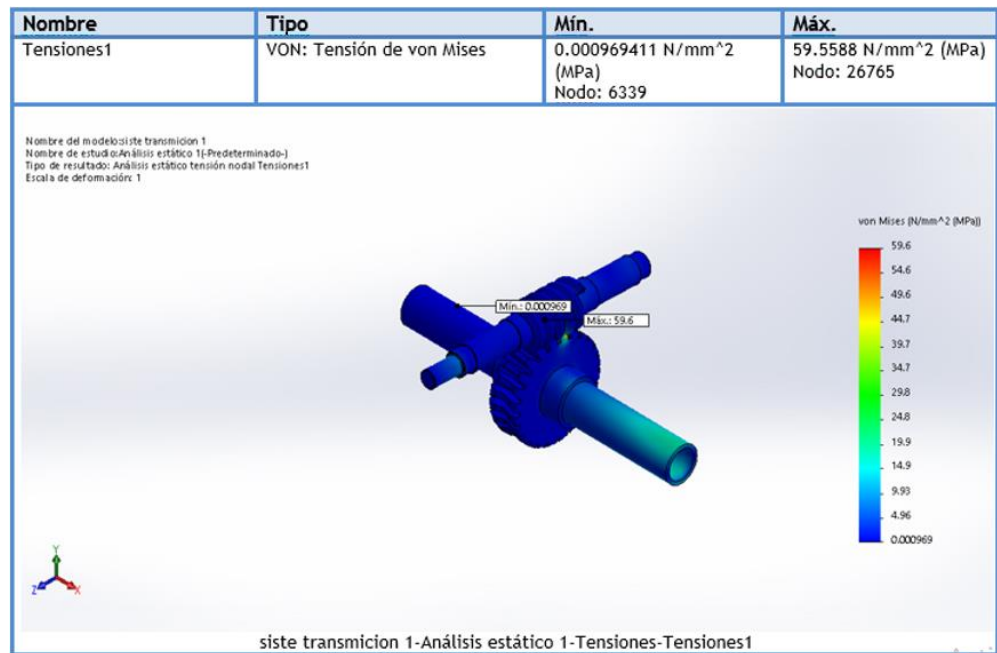


Figura 57. Análisis estático de los esfuerzos de Von Mises del sistema de transmisión.

Para el último análisis se determina el factor de seguridad para los elementos que conforman el sistema de transmisión, se determina el parámetro de factor de seguridad mediante el esfuerzo de Von Mises de 1.24. Concluyendo que los

mecanismos y el material tanto para la corona y el sinfín pueda aplicarse fuerzas máximas y permita soportar los esfuerzos potencia y transmisión del sistema.

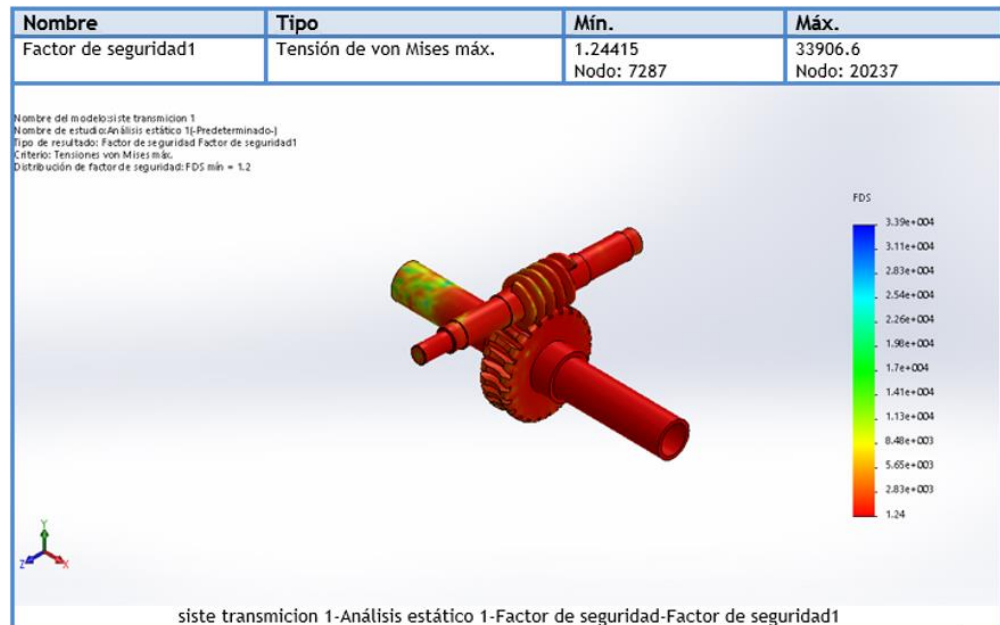


Figura 58. Análisis estático del sistema de transmisión, factor de seguridad.

#### 4.1.5 Análisis estático del sistema de avance husillo de potencia ACME

Como primer paso se identifica los parámetros de sujeción fija, que es la parte del collarín, después se inserta las fuerzas y la torsión sometido al tornillo de potencia ACME. La figura 59 detalla el mallado y los puntos establecidos para el cálculo. Para el análisis estático, se aplica fuerza de avance a 2200 N y una torsión de 12.9 Nm.

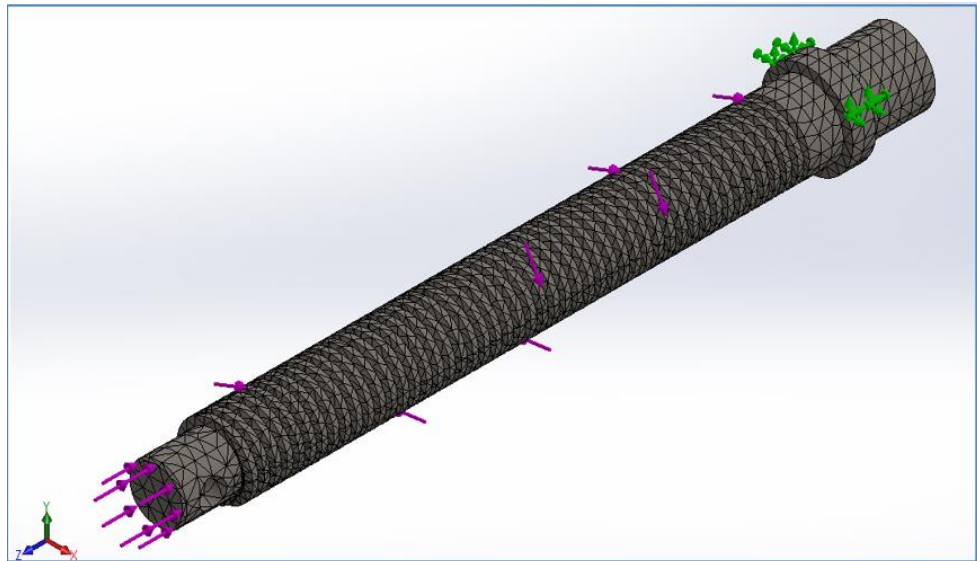


Figura 59. Parámetro del mallado para el respectivo cálculo del husillo.

Mediante la simulación del esfuerzo de Von Mises se determina un esfuerzo máximo de 29.24 MPa para el diseño y el esfuerzo según se ve en la figura 60.

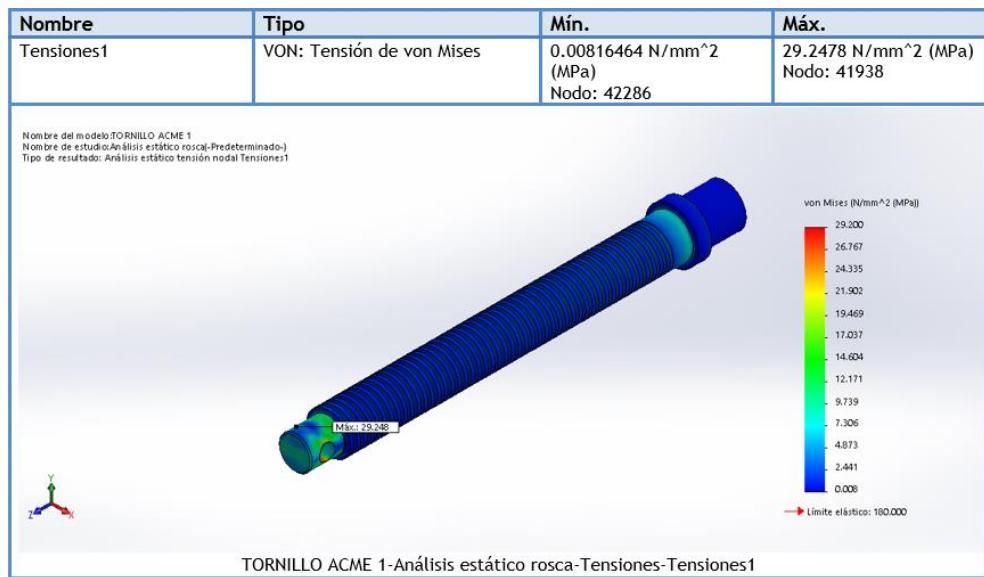


Figura 60. Análisis estático de los esfuerzos de Von Mises del husillo.

Por último, se determina el parámetro de factor de seguridad para el diseño del husillo, mediante la teoría de Von Mises se determina, tal como se observa en la figura 61.



Figura 61. Análisis estático del husillo, factor de seguridad.

## Conclusión

- Mediante la simulación de análisis estático se determina un factor de seguridad de 6.15 para el diseño del husillo y la selección del material acero SAE 1010-HR.
- Por medio de los cálculos se halla un factor de seguridad de 5.5 y con el análisis de simulación permite validar los resultados obtenidos del diseño.

### 4.1.6 Análisis estático del sistema de avance

Se realiza el análisis estático para el sistema de avance, para analizar el punto de avance del proceso de barrenado para un mecanizado adecuado, las fuerzas sometidas son de 2200 N y una torsión de 12.9 Nm estos parámetros lo tenemos en cálculos parte (m) para determinar el diseño del husillo rosca ACME,

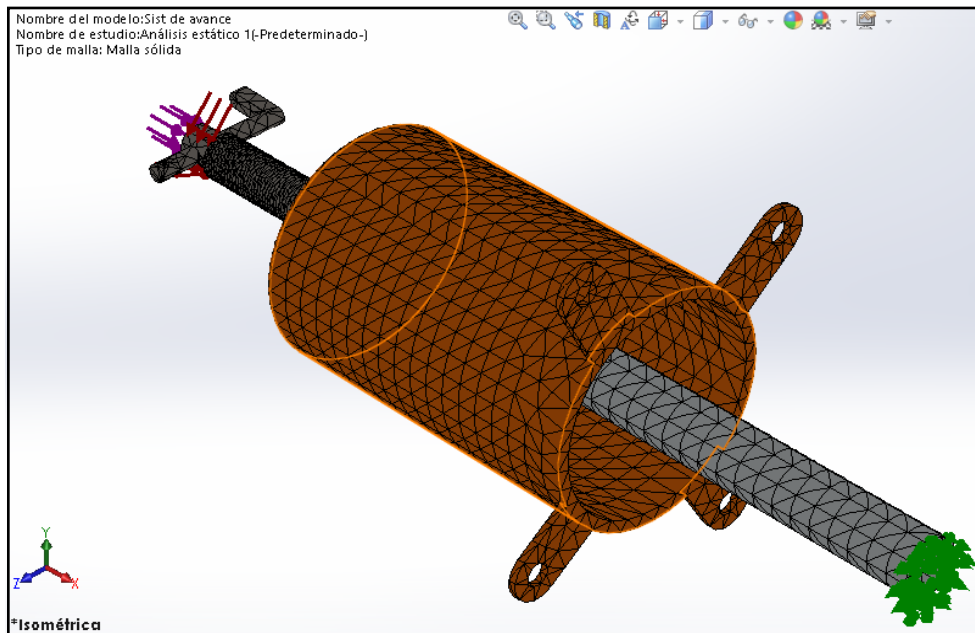


Figura 62. Parámetro del mallado para el sistema de avance.

Una vez aplicado el mallado y los parámetros de fuerza y torsión se proceden a realizar el análisis y obtener los datos, el esfuerzo máximo es de 23.55 MPa y esfuerzo mínimo es de 7.93 MPa.

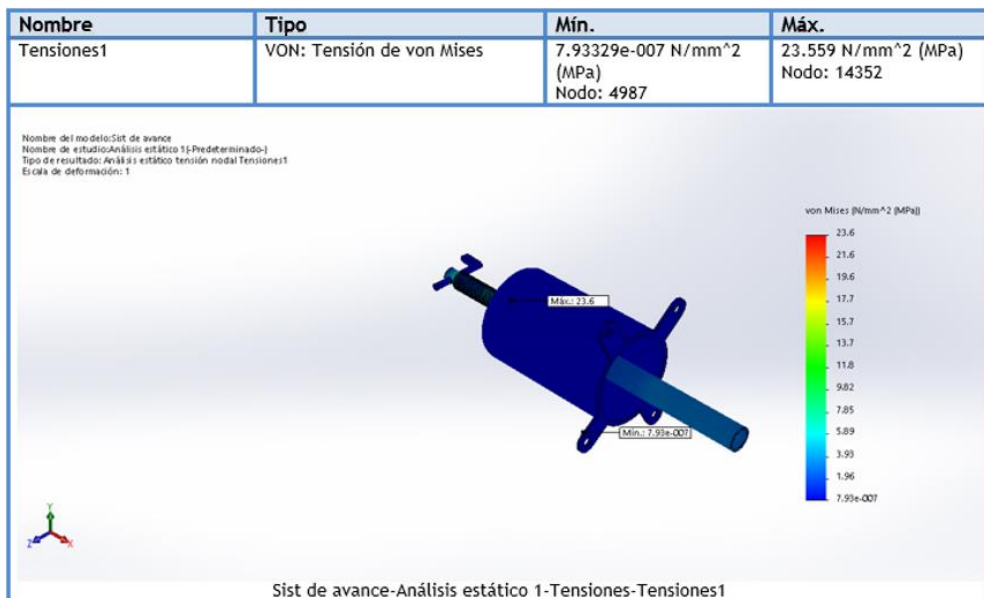


Figura 63. Análisis estático de los esfuerzos de Von Mises, sistema de avance.

Para el último análisis se determina el factor de seguridad para los elementos que conforman el sistema de avance, se determina el parámetro de factor de seguridad mediante el esfuerzo de Von Mises de 4.4. Concluyendo que el sistema de avance

para los mecanismos y el tipo de material si puede aplicarse y las fuerza y parámetros para el proyecto.

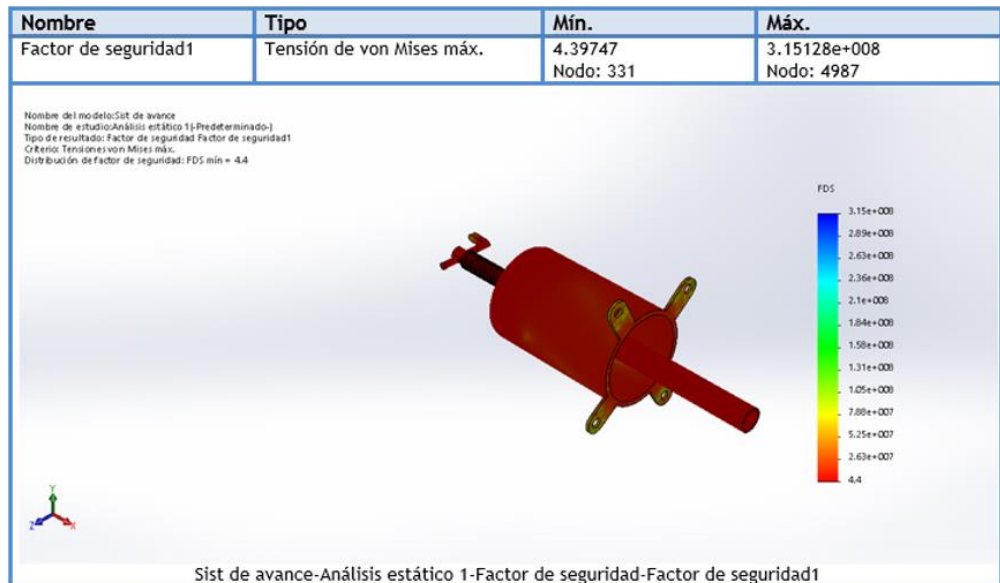


Figura 64. Análisis estático del sistema de avance, factor de seguridad.

## 4.2 CONSTRUCCIÓN

Para iniciar el proceso de fabricación se realiza el diagrama de análisis de proceso (DAP). En el caso del proceso propuesto se había determinado 3.5 horas más al proceso actual, motivos de retraso en el transporte y en la misma actividad de operación en algunos mecanismos.

El proceso actual determina 33.5 horas totales para lograr la construcción al 100%, la cual toma 23.5 horas en el proceso de operación y fabricación, para esta mejora se empleó a 2 mecánicos montajistas y un ayudante mecánico para agilizar la fabricación.

En la siguiente tabla se muestra el diagrama y detalla el proceso de construcción, ver tabla 17.

Tabla 17. Diagrama de análisis de proceso.

DIAGRAMA DE ACTIVIDADES DEL PROCESO									
Datos Generales		Resumen		Proceso actual		Proceso propuesto		Diferencia	
Empresa:		INTERPRETACION		distancia	tiempo	distancia	tiempo	distancia	tiempo
CONGRE MEGA POWER E.I.R.L.		Operación ○			23.5		26		2.5
Objetivo:		Transporte ⇨		20 km	1	20 km	1	0 km	0
DISEÑO Y CONSTRUCCION BARRENADORA PORTATIL		Espera D			8		8		0
Elabora:		Inspección □			1		2		1
Oliver Jacs Saenz Serpa		Almacenaje ▽			0		0		0
Fecha inicio:	revisado:	Actividad de proceso actual							
Item	descripcion de la actividad	Distancia	Tiempo (hrs)	○	⇨	D	□	▽	Observaciones
1	habilitar y seleccionar los materiales	20 km	1		●				Acorta tiempo de traslado
2	Tornear eje y acoplamientos		4	●					
3	Taladrar el eje a ciertas distancia		1.5	●					
4	Fabricar carcasa del tornillo avance manual		2	●					
5	Torneado del tornillo de avance manual		0.5	●					
6	Fabricar rosca ACME Al tornillo		1	●					
7	Torneado y fresado de tornillo sin fin		3	●					
8	Torneado y fresado de corona dentada		3	●					
9	Torneado de junta y acoples		2	●					
10	Inspeccion de piezas fabricadas		1				●		
11	Fabricar carcasa de sistema de transmision		2	●					
12	soldeo de materiales		2	●					
13	Ajuste de pernos y montaje de rodajes		0.5	●					
14	Pintado y acabado		1	●					
15	Secado del pintado		8	●			●		Espera en secado
16	Armado de mecanismos y taladro motriz		1	●					

Nota: Tomada del blog.conductuempresa.com/2016/05/dap-estructura.

Para la construcción tomo 33,5 horas, la prueba de pre-montaje unas 8 horas para que todos los mecanismos y sistemas estén totalmente montados, para la prueba de montaje y pre funcionamiento nos tardó unas 8 horas. Durante estas actividades se tomó una etapa para modificar algunas correcciones en las piezas y se tardó 2 horas en todo ello, la cual era mínimo las correcciones en la fabricación, se tuvo una espera en llegar y recibir algunos consumibles y la pieza probeta para realizar la prueba de funcionamiento. La cual una vez pasado eso se procedió a la prueba de funcionamiento verificando que todo está en óptimas condiciones de operación y cumpliendo cada uno de los objetivos; para ello nos tardó 8 horas.

En el marco de construcción, montaje y funcionamiento se estimó aproximadamente 74 horas, la cual se logró en tan solo 63,5 horas para la construcción y dejar el equipo apto y operativo. En la siguiente tabla 18 se detalla el diagrama de proceso.



Tabla 18. Diagrama de análisis de proceso - pruebas

CONGERE MEGA POWER E.I.R.L.		Operación	○		51.5		60		8.5
Objetivo:		Transporte	⇨		0		0		0
PRUEBAS DE LA BARRENADORA PORTATIL		Espera	D		4		6		2
Elabora:		Inspección	□		8		8		0
	Oliver Jacs Saenz Serpa	Almacenaje	▽		0		0		0
Fecha inicio:	revisado:	Actividad de proceso actual							
Item	descripcion de la actividad	Distancia	Tiempo (hrs)	○	⇨	D	□	▽	Observaciones
1	Costrucción de la barrenadora portatil		33.5	●					
2	Pruebas de pre - montaje		8	●					
3	Espera		4			●			Consumibles y probeta
4	Pruebas de montaje y pre funcionamiento		8				●		
5	Correcciones de mecanismos		2	●					
5	pruebas de funcionamiento inspección		8				●		

Nota: tomada del [blog.conductuempresa.com/2016/05/dap-estructura](http://blog.conductuempresa.com/2016/05/dap-estructura).

#### 4.2.1 Proceso de construcción

##### a. Habilitación de los materiales

Se realiza la habilitación de los materiales según la selección de materiales y planos correspondientes al diseño, donde en los planos se detalla con exactitud todas las dimensiones. (Ejes, bases metálicas, planchas) y elementos comerciales (taladro, rodamientos, chumaceras, pernos, seguros y etc.).



Figura 65. Habilitación de materiales, herramientas y equipos.

##### b. Tornear y taladrado de ejes y acoplamientos

Tornear el eje portaherramientas a medida de  $\text{Ø}35 \text{ mm} \times 1700 \text{ mm}$  Luego taladrar agujeros de  $\text{Ø}13 \text{ mm} \times 16 \text{ unid}$  a cada  $110 \text{ mm}$  y perpendicular a ello rosca M10. Fresar y taladrar el soporte de sujeción una plancha de acero a  $20 \text{ mm}$ . con agujeros  $\text{Ø} 14 \text{ mm}$  y rosca W  $3/4''$ .

Tornear acople de eje  $\text{Ø} 40 \text{ mm} \times 340 \text{ mm}$



Figura 66. Eje portaherramientas, acople de eje y chumaceras

c. Fabricar carcasa y husillo avance manual

Tornear el eje de  $\text{Ø } 32 \text{ mm} \times 325 \text{ mm}$ , luego realizar el roscado tipo acme de  $1 \frac{1}{4}''$  con paso de  $0.2''$  y  $250 \text{ mm}$  de longitud. Luego se realiza el agujero para colocar la manija que permita el giro.

Tornear el acople y rolado de carcasa del husillo con plancha de  $5 \text{ mm}$  y unir por soldadura las orejas.



Figura 67. Husillo rosca ACME y carcasa de tornillo

d. Torneado de tornillo sinfín

Tornear eje de acero 1010HR luego proceder hacer el roscado de tornillo sin fin con un módulo Tipo A -  $3.5 \text{ mm}$  de una entrada.

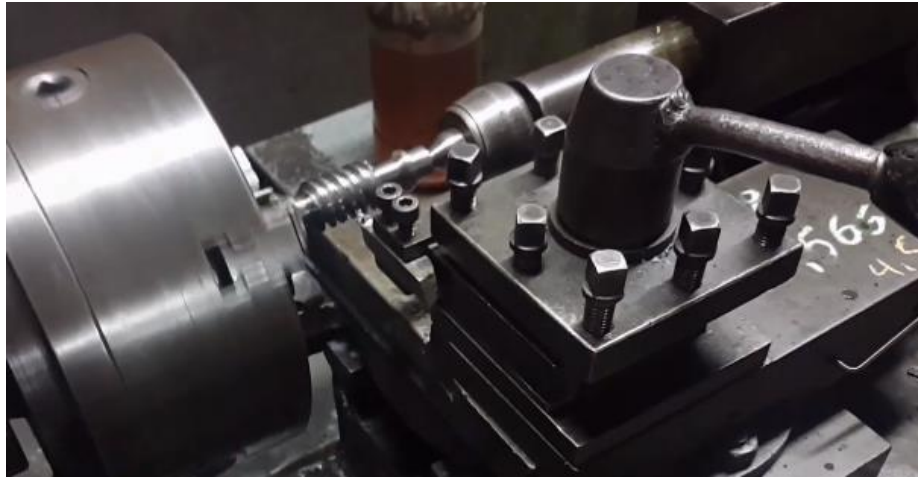


Figura 68. Torneado de tornillo sin fin.

e. Torneado y fresado de corona

Se cilindra y refrenta el eje de material bronce a  $\varnothing$  104 mm x 35.9 mm; se prosigue a fresar 24 dientes con un modulo tipo A de 3.5 mm.

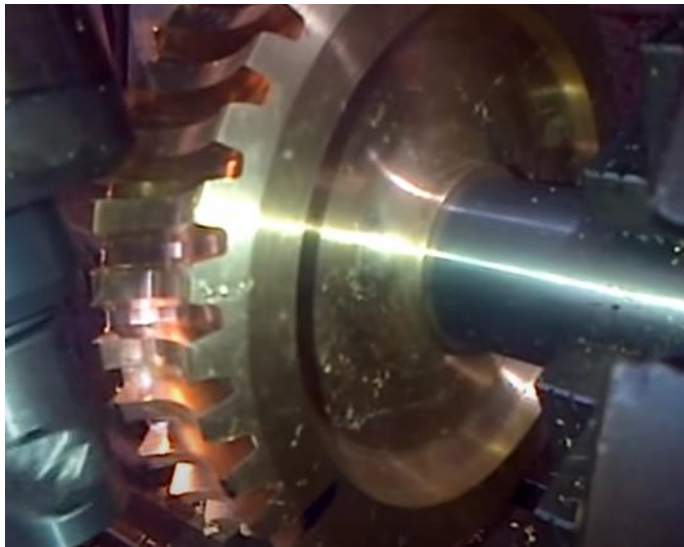


Figura 69. Fresado de corona

f. Fabricar la carcasa del sistema de transmisión

Se realiza los cortes con oxicorte de la plancha de 8 mm de espesor, según las medidas dada por el plano, se realiza las uniones por soldeo se hace agujeros para asentar los rodamientos y también para la unión con los pernos tirantes de 5/8" x 6", se procede ensamblar y fijar y colocar los sellos a los rodajes.



Figura 70. Fabricado de carcasa de sistema de transmisión.

g. Pintado y acabado

Se procede a pintar los mecanismos carcasas que son necesarios para la calidad de la máquina, se utiliza un anticorrosivo de buena calidad con dos pasadas para un buen acabado, se coloca señales informativas por seguridad del equipo.

## 4.3 PRUEBAS Y RESULTADOS DE MONTAJE

### 4.3.1 Pruebas de pre montaje

En esta etapa se realiza el armado y montaje de cada uno de los tres sistemas para luego ser armada en completo el equipo, en primera instancia el sistema de transmisión y potencia, que cuenta con el taladro con fuerza motriz acoplada a la transmisión por tornillo sinfín, compactas en la carcasa de estas, y fijas asentadas en los cojinetes de rodadura y aseguradas con los sellos y retenes; también, montada el eje principal o portaherramientas.

Luego procede a armar el sistema de avance, se monta el acople de eje en la parte extrema donde se ubica el cono morce, para mayor estabilidad de avance; luego se acopla el husillo rosca ACME y se acopla firme mediante un acople de junta. Al ser mecanismo importante el husillo, se monta un protector o guarda sujeta una rosca (parte hembra), que también por tema de seguridad, permite al operador no interactuar con las partes móviles en pleno funcionamiento.

Por último, se monta los acoples de sujeción que consta de 4 bloques de soporte de sujeción adaptadas a un perno estructural A325  $\frac{3}{4}$ " x 3  $\frac{1}{2}$ ". Estas van sujeta a una chumacera de pared de 4 agujeros, cada agujero fija para cada bloque de sujeción, al final se monta ala eje principal.



Figura 71. Pruebas de pre armado

#### 4.3.2 Pruebas de montaje y pre funcionamiento

Para ello el motor aplicado se cuenta con un taladro eléctrico semi profesional con la capacidad de 1.5 HP, a 1800 RPM, y con alto fuerza de arranque, aparte de ser portátil con peso adecuado.

El montaje y ensamblaje de los materiales y accesorios deben quedar fijas tal cual se detalla en los planos. Realizar un pre funcionamiento verificando la operatividad del equipo, esta prueba es en vacío se realiza cuantas veces necesarias para ver que no exista vibraciones o fallas de armado; luego, aplicamos una bocina de acero liviano para verificar las primeras pruebas de funcionamiento.

Resultados.

- ✓ La velocidad del sistema de transmisión fue el establecido de 1800 RPM a un promedio de 80 RPM.
- ✓ El avance manual es fija y adecuada ya que la unión del eje portaherramientas y el tornillo rosca ACME mediante el cono morse permite una sujeción firme.
- ✓ Se observa una leve vibración por no tener una fijación adecuada en la bocina a maquinar
- ✓ En conclusión, si se ve un equipo eficiente con la energía motriz establecida la velocidad de avance permitida para rectificar y el sistema de fijación adecuada.

### 4.3.3 Pruebas de funcionamiento optimas

Se realiza las pruebas con un montaje fijo y con torque adecuado en el sistema de transmisión, primero se monta el eje portaherramientas se centra a la concentricidad del material a maquinar, coloca las chumaceras se el sistema de fijación, montaje de la transmisión y sistema de avance se fija el taladro motriz. Ver la figura 69.



Figura 72. Pruebas de funcionamiento optimo

Resultados.

- ✓ La velocidad del sistema de transmisión correcto es de 80 RPM. Y adecuada para el avance manual.
- ✓ El avance manual es de calidad para agujeros de 50 mm hasta 120 mm hasta una longitud de 1500 mm; aplicando una cuchilla adecuada se puede rectificar aceros de dureza de 300 HB.
- ✓ El motor es el adecuado y cumple con la fuerza y potencia
- ✓ El peso de los mecanismo y piezas no sobrepasan los 25 kg de peso fácil para un solo operador.
- ✓ La comodidad y la ergonomía es conforme por la seguridad del operador.

### 4.3.4 Plan de mantenimiento

El alcance al construir la barrenadora, se requirió la geometría adecuada para la fabricación de la maquina; de constar con una estructura liviana y transportable y ser compacta desmontable y de operación sencilla. Por ello se muestra el plan de mantenimiento generalmente aplicada a cada uno de los sistemas y mecanismos primordiales.

Tabla 19. Plan de mantenimiento.

Plan de mantenimiento barrenadora portatil "CONGERE MEGA POWER E.I.R.L"				
Item	Sistema	componente	Tareas de mantenimiento	frecuencia
1	Sistema de transmision y potencia	Motor	limpieza antes y despues del mecanizado	siempre
			Para el montaje debe colocarse ultimo y para el desmontaje debe ser primero	siempre
			Verificar los botones y cables para la instalacion antes de la actividad	siempre
		Reductor tornillo sin fin corona	El aceite usado para el sistema de transmisión es un aceite grueso mineral 25w50, recomendado	500 Hrs de trabajo
		Rodamiento	Verificar lubricar y limpieza antes y despues	siempre
2	Sistema de avance	Husillo rosca ACME	Verificar los hilos de la rosca ACME, lubricar adecuadamente	siempre
		Acople de junta	Limpieza adecuada para sufacil montaje y sujecion con el prisionero	siempre
		Acople de eje	Lubricar y montaje con cuidado, para liberar facilmente	siempre
3	Sistema de apoyo y fijacion	Chumaceras	Limpieza antes durante y despues de la actividad	anual, según uso
			Lubricar por su punto de engrase	mensual
		Pernos de sujecion	Al fijar se realiza mediante soldeo, la cual debe cambiar cada tiempo que ya se encuentre muy deteriorado de mucho soldeo y corte	Según uso y desgaste

Para el armado y desarmado del equipo deber ser de fácil proceso y liviano; cuando toca realizar el mantenimiento sea fácil para el operador liberar las piezas, mecanismo y sistemas que conforman la barrenadora. Lo más importante es la limpieza antes del montaje y funcionamiento. De tal manera al finalizar la actividad de barrenado ya que queda secuelas de virutas.

#### 4.4 COSTO Y PRESUPUESTO

El costo para el proceso de construcción se define en dos tablas a los mecanismos establecidos fabricados en la empresa y mecanismos comerciales con los materiales consumibles. El monto establecido no supera los S/. 5000 soles tal cual se había planeado en primeras instancias. También se considera los costos de mano de obra, asesoría y los costos de transporte desde la ciudad de Huancayo hasta San Jerónimo.

Tabla 20. Lista y costo de materiales para elementos diseñados.

<b>COSTO DE MATERIALES PARA ELEMENTOS DISEÑADOS</b>				
<b>N.</b>	<b>MATERIALES</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PRECIO UNITARIO S/.</b>	<b>PRECIO TOTAL S/.</b>
1	Eje de acero 1020 CD de Ø 2" x 1700 mm	1	S/ 320.00	S/ 320.00
2	Eje de acero 1020 CD de Ø 1 1/5" x 150 mm	1	S/ 68.00	S/ 68.00
3	Eje de acero 1010 HR de Ø 40 mm x 330 mm	1	S/ 135.00	S/ 135.00
4	Eje de acero 1010 HR de Ø 50 mm x 280 mm	1	S/ 126.00	S/ 126.00
5	Eje de aluminio de Ø 40 mm x 340 mm	1	S/ 180.00	S/ 180.00
6	Eje de bronce SAE 65 de Ø 110 mm x 85 mm	1	S/ 560.00	S/ 560.00
7	Perfil rectangular acero A-36 de (40 x 60 x 20) mm	1	S/ 80.00	S/ 80.00
8	Plancha de acero ASTM A-36 De 8 mm	1/2 pl	S/ 150.00	S/ 150.00
9	Plancha de acero ASTM A-36 De 5 mm	1	S/ 210.00	S/ 210.00
Total S/.				S/ 1,829.00

Tabla 21. Lista y costo de materiales comerciales

<b>COSTO DE MATERIALES COMERCIALES</b>				
<b>N.</b>	<b>MATERIALES</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PRECIO UNITARIO S/.</b>	<b>PRECIO TOTAL S/.</b>
1	Chumacera de pared Ø int. 35 mm de 4 agujeros	2	S/ 50.00	S/ 100.00
2	Rodamiento de bolas Ø 25 mm x Ø 52 mm x 15 mm	2	S/ 48.00	S/ 96.00
3	Rodamiento de bolas Ø 40 mm x Ø 62 mm x 15 mm	2	S/ 78.00	S/ 156.00
4	Pernos Tirante A325-1 de 5/8" x 6"	4	S/ 8.00	S/ 32.00
5	Pernos A325-1 de 3/4" x 3 1/2"	8	S/ 4.00	S/ 32.00
6	Pernos A325-1 de 3/8" x 3/4"	4	S/ 2.50	S/ 10.00
7	Prisionero 5.8 M10 x 10 mm	1	S/ 1.50	S/ 1.50
8	Pernos 5.8 M14 x 40 mm	2	S/ 2.60	S/ 5.20
9	Pernos 5.8 M14 x 60 mm	8	S/ 2.60	S/ 20.80
10	Conector de giro	1	S/ 130.00	S/ 130.00
11	Taladro CROWN 1.5 HP 1800 RPM	1	S/ 680.00	S/ 680.00
12	Adaptador de base barreno a taladro	1	S/ 45.00	S/ 45.00
13	Retenes de 6580	2	S/ 17.50	S/ 35.00
14	Retenes de 2045	2	S/ 14.00	S/ 28.00
15	Seguro siguer	2	S/ 2.50	S/ 5.00
16	Electrodo E 7018 de 1/8"	1 Kg	S/ 13.50	S/ 13.50
17	Herramienta de corte HSS	1	S/ 11.50	S/ 11.50
Total S/.				S/ 1,401.50



Tabla 22. Lista y costo de mano de obra

<b>COSTO MANO DE OBRA</b>				
<b>N.</b>	<b>MATERIALES</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PRECIO UNITARIO S/.</b>	<b>PRECIO TOTAL S/.</b>
1	Mecánico montajista	2	S/ 180.00	S/ 360.00
2	Mecánico ayudante	1	S/ 90.00	S/ 90.00
Total S/.				S/ 450.00

Tabla 23. Lista de gastos indirectos, administrativos

<b>GASTOS INDIRECTOS, ADMINISTRATIVO</b>				
<b>N.</b>	<b>MATERIALES</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PRECIO UNITARIO S/.</b>	<b>PRECIO TOTAL S/.</b>
1	Fotocopias documentacion	200	S/ 0.20	S/ 40.00
2	Fotocopias de planos	50	S/ 0.70	S/ 35.00
3	Acceso a internet	1	S/ 150.00	S/ 150.00
4	Alimentacion al personal mecanico	3	S/ 30.00	S/ 90.00
5	Utiles de mesa	1	S/ 100.00	S/ 100.00
6	Otros	1	S/ 85.00	S/ 85.00
Total S/.				S/ 500.00

Por último, se detalla en la tabla 23, los gastos totales del proyecto haciendo un total de S/. 4300.50 nuevos soles,

Tabla 24. Lista y costo del proyecto.

<b>COSTO DEL PROYECTO</b>		
1	COSTO DE MATERIALES PARA DISEÑO	S/ 1,829.00
2	COSTO DE MATERIALES COMERCIALES	S/ 1,401.50
3	MANO DE OBRA	S/ 450.00
4	MOVILIDAD	S/ 120.00
5	GASTO INDIRECTOS, ADMINISTRATIVOS	S/ 500.00
TOTAL S/.		<b>S/ 4,300.50</b>

## 4.5 DISCUSIÓN DE RESULTADOS

En el proceso de barrenado la principal función es rectificar o desbocar los agujeros desde ciertos diámetros hasta un máximo de las articulaciones, esto depende de cada marca fabricante de maquinarias pesadas, para los antecedentes referentes nacionales en el presente proyecto, muestra en la tabla 22.

Tabla 25. Resultados de dimensión de barrenado, datos antecedentes.

<b>Proyecto y diseño</b>	<b>Dimencion de barrenado</b>	<b>Diametro de eje principal</b>	<b>Dureza de material a barrenar</b>
Saenz	(50 - 120)mm	35 mm	300HB
Novoa	(60 - 500)mm	57.15 mm	300HB
Mayta	(50 - 100)mm	30 mm	300HB
De la cruz	mayor a 78 mm	78 mm	....
Cajacuri	(50 - 200)mm	45 mm	....

Para el proyecto se logra un barrenado máximo hasta 120 mm a diferencia de 100 mm de Mayta lo cual hay una diferencia de 20 mm ya que los parámetros de diámetro para barrenado es en promedio de maquinaria de línea amarilla de 50 mm a 120 mm, para el diseño de Novoa específica para dimensión de hasta 500 mm que en la actualidad en el país casi no se aplica y no es comercial el proceso para diámetros de tal magnitud, en la elaboración De la cruz solo aplica para diámetros de agujeros mayores a 78 mm por lo tanto no especifica el rango máximo para el barrenado. Cajacuri detalla barrenados de agujeros de 50 mm hasta 200 mm con un eje principal de 45 mm, donde para un eje con esa dimensión y barrenar agujeros de 200 mm ya no tendría la misma calidad de acabado. En conclusión, cada diseño elaborado, permite realizar barrenado para agujeros en promedio desde los 50 mm hasta 120 mm en la tecnología actual de maquinarias de línea amarilla en la zona centro y zona norte del país, el proyecto elaborado está operativo para abarcar todas las necesidades de los clientes para realizar su correcto mantenimiento en la actividad de barrenado de sus equipos.

Para el diámetro del eje principal, Mayta establece un diámetro de 30 mm; Novoa de 57.15 mm; De la cruz en 78 mm y Cajacuri con un diámetro de 45 mm, estas dimensiones son muy adecuadas para barrenados de equipos de línea amarilla y subterránea. El proyecto presenta 35 mm es adecuado y establecido el presente diseño ya que la tecnología aplicada establece un diámetro estándar para el barrenado adecuado, preciso y de calidad y ergonómico. Para tanto toda esta aplicación de rectificado permite para durezas de materiales 300 HB y aplicado para barrenados de maquinarias pesadas tanto en línea amarilla y subterránea.

Aparte todos cumplen con el objetivo del barrenado para el rectificado de puños y articulaciones de las maquinarias de su localidad, así como este diseño y construcción que consta de mecanismos aplicados, bajo normas técnicas y la tecnología actual para su mejor barrenado, mejorar el proceso con un peso ligero, fácil montaje y de transportable.

Según el estado de arte y tecnologías de grandes empresas en el rubro de máquinas herramientas establecen sus diseños compactos, la tabla 23 lo muestra.

Tabla 26. Resultados de dimensión de barrenado, data estado de arte.

<b>Proyecto y producto comercial</b>	<b>Dimencion de barrenado</b>	<b>Diametro de eje principal</b>	<b>Recorrido de barrenado</b>
Saenz	(50 - 120)mm	35 mm	260 mm
marca CLIMAX	(38 - 127)mm	31.8 mm	254 mm
marca Farmin	(50 - 250)mm	1 1/4"	300 mm
marca YORK	(38 - 152)mm	1 1/4"	358 mm

Para el diseño según la tabla, las dimensiones de barrenado de las articulaciones son en promedio similares solo de la marca FARMIN muestra dimensiones hasta 250 mm y en los resultados del diámetro del eje principal también en promedio son similares, y otro factor importante es el recorrido de barrenado en promedio al presente proyecto superar de 50 a 100mm. pero para la tecnología q aplica el proyecto está en el rango de estos diseños estándares y de mucha tecnología, esto hace ver que la tecnología aplicada en nuestro diseño es en promedio a estos equipos costosos que pasan los \$. 5000.00 dólares. A diferencia del equipo que es muy compacto y con materiales adecuados que no superan los S/. 5000.00 nuevos soles. También se permite mejorar las actividades manufactureras mediante equipos de tecnología nacional.

## CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó una barrenadora portátil que permite mejorar el proceso de rectificado de los puños de las articulaciones de las maquinarias pesadas de los clientes que llegan al taller para brindarles el servicio en el área de mantenimiento de la empresa “CONGERE MEGA POWER E.I.R.L.”, Con el equipo se logró mejorar el proceso de barrenado en los mecanismos de articulaciones y puños para diámetros de 50 mm hasta 120 mm y longitudes de barrenado hasta 1500 mm; este prototipo de fácil montaje, peso adecuado y mecanismos requeridos permite que un solo operador pueda realizar el barrenado de forma adecuada, ergonómica y calidad de acabado, además que se puede realizar las actividades de tipo insitu, llevar el equipo a las labores o fuera de la empresa y realizar la actividad de barrenado.
- Se realizó el prototipo cumpliendo las características técnicas y de diseño, para el sistema de transmisión, un sistema tornillo sinfín con un factor de seguridad de 1.26 para cargas de 2600 N y de 6 Nm de torsión, la potencia motriz constante mediante un taladro semi profesional portátil. El sistema de avance mediante la rosca ACME, que lleva un factor de seguridad de 4.4 para fuerzas de promedio 2200 N y torsión a 12.8 Nm. El sistema de fijación mediante chumaceras de pared que soportar cargas radiales y axiales, y fijas los soportes con los materiales adecuados para fijar a las caras lateras de las estructuras de la maquinaria.
- Se realizó un diseño y construcción de un sistema de potencia y transmisión con implementos que contamos en el medio local, se contó con un taladro semi profesional marca CROWN, con potencia de 1.5 HP monofásica A 1800 RPM y alta fuerza de arranque que esta se emplea para la energía motriz, el sistema de transmisión es aplicado mediante mecanismos de tornillo sin fin y corona que son fabricados de materiales y parámetros de dimensiones adecuado que permitió obtener una correcta reducción de velocidad para el barrenado de 80 RPM.
- Se elaboró un diseño con un sistema de avance correcto mediante un husillo de potencia de rosca ACME, este mecanismo es utilizada en la mayoría de las maquinas herramientas del sector manufacturero. Por lo tanto, la fabricación garantiza un barrenado preciso ya que va ensamblado el tornillo ACME al eje mediante un acople cono morse, esta aplicación permite un avance de 260 mm La cual permite una velocidad de corte y avance manual adecuado.
- Se desarrolló el diseño de un sistema de apoyo mediante la utilización de chumaceras de pared de 4 agujeros, que permite soportar cargas radiales como axiales, y acoplada y

montada a un soporte de fijación tipo mordazas hecho de material en acero A36 ya que se puede regular y adaptarse por pernos estructurales A-325 y unir a las caras laterales de la estructura de la maquinaria. La cual permite fijar de forma segura y robusta y así evitar vibraciones durante el barrenado.

## **TRABAJOS FUTUROS**

- ✓ Se recomienda implementar mecanismos de avance automático mediante pruebas y análisis a partir de la fuerza para barrenar.
- ✓ Se recomienda mantener el diseño y la construcción ya que está enfocado para que un solo mecánico pueda hacer toda la actividad de inicio a fin, en el caso de que se pueda implementar alguna mejora.
- ✓ Se recomienda que solo un operador pueda realizar la actividad de barrenado y está enfocado en el peso de la barrenadora este dada mediante los parámetros de seguridad y ergonomía de 25 kg.
- ✓ El proyecto está enfocado para ser utilizada en diferentes empresas que estén dedicada al mantenimiento y reparación de los alojamientos de maquinarias pesadas.

## REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. García Ascencios, Jhosseli. En la tesina “Implementación de mejores prácticas de lubricación en las articulaciones de la excavadora hidráulica CAT 374 DL y el cargador frontal CAT 988H basado en la mejora continua al cliente San Martín Contratistas Generales S.A.A” 2014
2. Edgar Hernández China, “Diseño de una mandrinadora portátil”. En la Universidad de la Laguna – España 2015
3. S.R. Schmid y S. Kalpakjian, Manufactura, ingeniería y tecnología, México: Pearson, 5ta edición. ISBN: 978-970-26-1026-7. 2008.
4. SILVA DÍAZ, Carlos Alberto. Diseño de la tecnología de recuperación, por maquinado, de las camisas del motor T-40 del tractor T-28 modelo K-44 en EISA Pinar del Río. 2019. Tesis Doctoral. Universidad de Pinar del Río- Cuba. Repositorio <https://rc.upr.edu.cu/>
5. GARCIA SUAREZ, Bryan Fernando y VALLEJO HERNANDEZ, Franklin Eduardo sustentaron “Repotenciación de la maquina mandrinadora portátil para reparación de orificios de maquinaria de construcción, perteneciente a la empresa SEMAG en la ciudad de Nueva Loja”. Tesis (título de ingeniero mantenimiento). Facultad de mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo Riobamba - Ecuador, 2021. <http://dspace.espoch.edu.ec/handle/123456789/17262>.
6. ORTEGA CORTES, Sebastian sustento “Diseño y fabricación de un dispositivo para el alesado en agujeros y articulaciones de los brazos en las retroexcavadoras”. Tesis (título de ingeniero mecánico). Facultad de ingeniería mecánica de la Universidad Santo Tomás, Bogotá - Colombia, 2021. <https://repository.usta.edu.co/bitstream/handle/11634/34935/2021%20Sebastian%20Ortega.pdf?sequence=1>
7. GONZALEZ MARTIN, Alberto Joaquin sustento “Operaciones de mecanizados básicas por arranque de viruta mandrinadora”. Trabajo de fin de grado (grado en tecnologías marinas). Escuela politécnica superior de ingeniería, Universidad de la Laguna, Tenerife - España, 2022. <https://riull.ull.es/xmlui/bitstream/handle/915/28300/Operaciones%20de%20mecanizados%20basicas%20por%20arranque%20de%20viruta.%20Mandrinadora.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

8. BELTRAN MOYA, Cristian Asdrubal y CIFUENTES PACHON, Johan Sebastian sustentaron “Diseño, construcción y puesta a punto de una barrenadora portátil de 3 HP de potencia para realizar mecanizados en grupo industrial INAMEC S.A.S”. Tesis (título de ingeniero mecánico). Facultad de ingeniería mecánica, eléctrica y biométrica de la Universidad Antonio Nariño Bogotá - Colombia, 2022. [http://repository.uan.edu.co:8080/bitstream/123456789/7398/1/2023\\_%20Johan%20Sebastian%20Cifuentes%20Pach%20b3n.pdf](http://repository.uan.edu.co:8080/bitstream/123456789/7398/1/2023_%20Johan%20Sebastian%20Cifuentes%20Pach%20b3n.pdf)
9. PAZ VIGO, Segundo Javier sustento “Diseño Y Fabricación De Un Refrendador Portátil Para Trabajos Insitu En Maquinaria Pesada En La Empresa Esco Perú”, Cajamarca, Tesis (título de ingeniero mecánico). Facultad de ingeniería, Universidad Cesar Vallejo. 2017 <https://repositorio.ucv.edu.pe/handle/20.500.12692/32423>
10. NOVOA PÉREZ, José Miguel; ZAPATA MENDOZA, Oscar Omar. “Diseño de Máquina Mandrinadora Portátil, ligera y de fácil montaje, para mecanizado agujeros de diámetros 60mm hasta 500mm”. Tesis (título de ingeniero mecánico). Facultad de ingeniería. Universidad Cesar vallejo Trujillo Perú 2018 [https://repositorio.ucv.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12692/36855/novoa\\_pj.pdf?sequence=1](https://repositorio.ucv.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12692/36855/novoa_pj.pdf?sequence=1)
11. MAYTA NINA, Francisco y Ancalla Ayma, Edgar sustentaron “Diseño de prototipo de barrenadora portátil para mejorar el proceso de barrenado en la empresa Reser Javier.S E.I.R.L.– Arequipa”. Tesis (título de ingeniero industrial). Facultad de ingeniería de la universidad tecnológica del Perú, 2019 <https://repositorio.utp.edu.pe/handle/20.500.12867/1929>
12. DE LA CRUZ MELENDEZ Héctor y REBAZA ALFARO Pamela sustentaron “Diseño de una barrenadora portátil para el mantenimiento correctivo de articulaciones de maquinaria pesada en la empresa Importaciones y Servicios E.I.R.L – Trujillo” Tesis (título ingeniero mecánico eléctrico). Facultad de ingeniería. Universidad Cesar vallejo Trujillo Perú 2021. [https://repositorio.ucv.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12692/86536/De%20La%20Cruz\\_MHJ-Rebaza\\_APV-SD.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://repositorio.ucv.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12692/86536/De%20La%20Cruz_MHJ-Rebaza_APV-SD.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
13. CAJACURI ACOSTA, David alejandro sustento “Diseño de un mandrinador portátil de bajo costo para rectificaciones de agujeros de 50 a 200 mm de diámetro para una empresa metalmecánica”. Tesis (título de ingeniero mecánico). Facultad de ingeniería y energía de la universidad nacional del Callao, 2021. <http://repositorio.unac.edu.pe/handle/20.500.12952/6415>

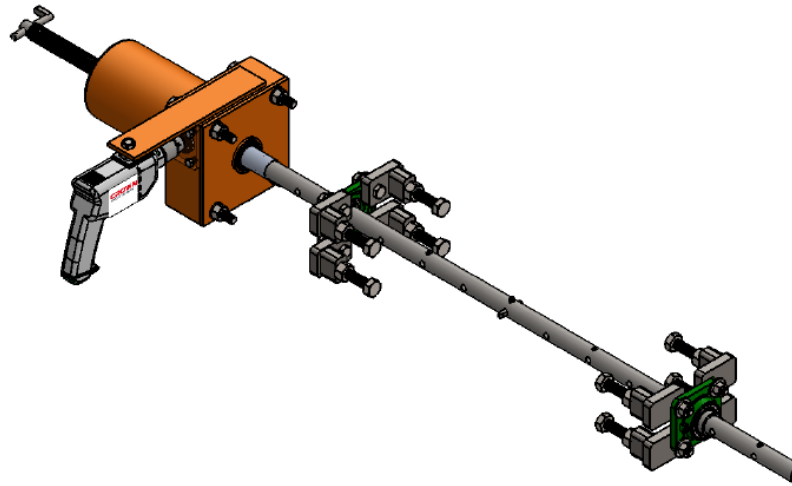


14. Mikell P. Groover, FUNDAMENTOS DE MANUFACTURA MODERNA, -3ra edición ISBN-13: 978-970-10-6240-1. 2007.
15. GÓMEZ, Simón Millán. FABRICACIÓN POR ARRANQUE DE VIRUTA. Editorial Paraninfo, 2012. Sitio web, <https://books.google.com/sv/books?id=NzDJqMyS9WkC&printsec=frontcover#v=onepage&q&f=false>
16. H. Champutiz y E. Morales, Diseño y construcción de un dispositivo para mandrinar en sitio el alojamiento del eje porta balancín de las llantas de las camas bajas y altas, Ecuador: Escuela Politécnica Nacional, 2008. <https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/738/1/CD-1676%282008-09-17-11-18-21%29.pdf>
- 17.G. Budynas Richard y J. Keith Nisbett “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” 9na Edición- 2012. ISBN 978-607-15-0771-6
- 18.ACOSTA, Daniel Andrés Arboleda; OVIEDO, JUAN ESTEBAN SOTO. Ingeniería inversa, desarrollo tecnológico y construcción del conjunto corona-eje para un reductor de tornillo sin fin. 2016. Tesis Doctoral. Universidad Tecnológica de Pereira.
- 19.TIBANTA Mario Alberto “Metal Mecánica - fácil”. Colombia en su sitio web <https://www.metalmecanica-facil.mahtg.com/>
- 20.ARROYAVE LONDOÑO Juan F., ROMERO PIEDRAHITA Carlos, MONTILLA MONTAÑA “Ingeniería inversa de un reductor de tornillo sin fin corona” 2012- Artículo científico de la universidad tecnológica Mecánica- Pereira Colombia.
- 21.TORRES LEÓN Alberto. “Material, usos y aplicaciones de cargador frontal”. 2014. Revistas en sitio web <https://www.maquinariaspesadas.org/>
22. Indura S.A. Industria y Comercio. “Manual de sistemas y materiales de soldadura”
- 23.BERNAL, C. Metodología de la Investigación. 4° ed. Colombia: PEARSON EDUCACIÓN, 2016. 157 pp. ISBN 978-9-5869-9309-8
- 24.R. Hernandez S., C Fernández collado y P. Baptista L. “Metodología de la investigación”. México. Primera edición McGRAW - HILL INTERAMERICANA DE MÉXICO, S.A. ISBN: 978-1-44562-2396-0. [https://www.uv.mx/personal/cbustamante/files/2011/06/Metodologia-de-la-Investigación\\_Sampieri.pdf](https://www.uv.mx/personal/cbustamante/files/2011/06/Metodologia-de-la-Investigación_Sampieri.pdf)

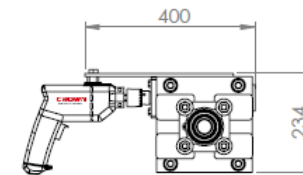
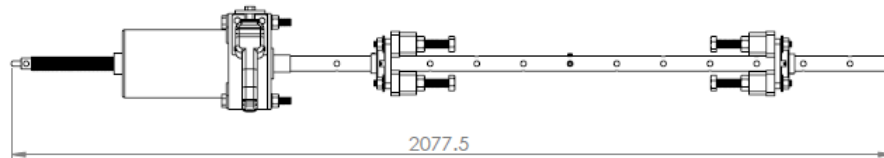
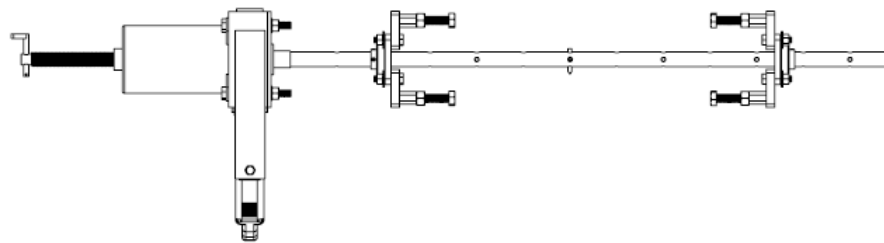
25. Hurtado de barrera, J. "METODOLOGIA DE LA INVESTIGACION – guía para la comprensión holística de la ciencia". 4<sup>o</sup> edición. Venezuela, 2010. ISBN 978-980-6306-66-  
[http://emarketingandresearch.com/wp-content/uploads/2020/09/kupdf.com\\_j-hurtado-de-barrera-metodologia-de-investigacioacuten-completo-1.pdf](http://emarketingandresearch.com/wp-content/uploads/2020/09/kupdf.com_j-hurtado-de-barrera-metodologia-de-investigacioacuten-completo-1.pdf)
26. Ministerio de Educación – Perú en la "Guía de formulación de proyectos de investigación aplicada, desarrollo e innovación". Consejo nacional de ciencia, tecnología e innovación tecnológica – CONCYTEC 2020. <https://www.urp.edu.pe/pdf/id/24968/n/r.p.-097-2020-concytec-p-anexo-guia-practica-para-la-formulacion-y-ejecucion-de-proyectos>
27. RIBA ROMEVA, Carles. "Diseño concurrente". Univ. Politécnica de Catalunya. ISBN: 84-8301-598-6 Primera edición: abril de 2002.  
<https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.3/36754/9788498800746.pdf?sequence=1&isAll>
28. GTZ – "Matemática aplicada para técnica mecánica"- República Federal de Alemania.
29. Jutz, Sharkus Lobert "PRONTUARIO DE METALES"-Tablas para la industria metalúrgica. 2004, México ISBN 986-6708-08-1


# **ANEXOS**

**planos**

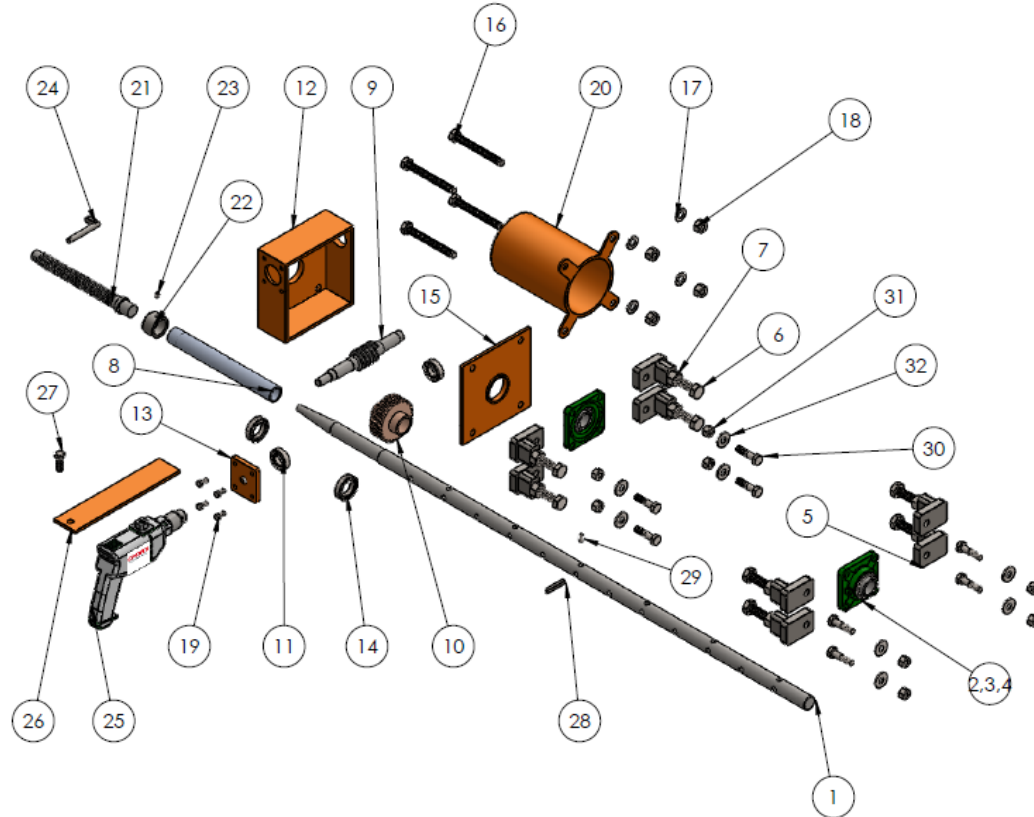


VISTA GENERAL		SAE/ASTM		
Nº de piezas	Denominación	Normas	Material	Medidas en Bruto
Formato: A4	Apellidos y Nombres	Fecha		 <b>Universidad Continental</b>
Dibujado por:	Oliver Saenz Serpa	20/07/2020		
Revisado por:	Roberto Quispe Cabana	20/07/2020		
Escala: 1:10	<b>BARRENADORA PORTATIL</b>			Carrera profesional: INGENIERIA MECANICA
Lamina Nº: G-01				



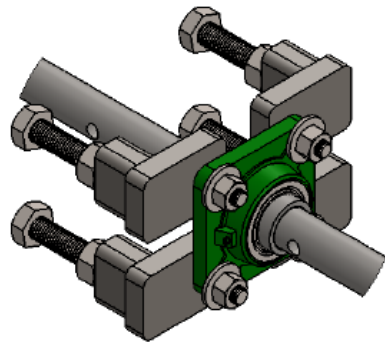
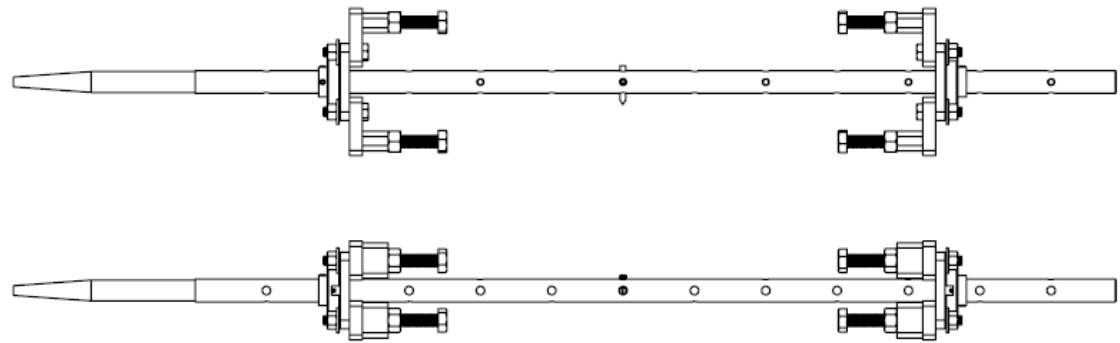
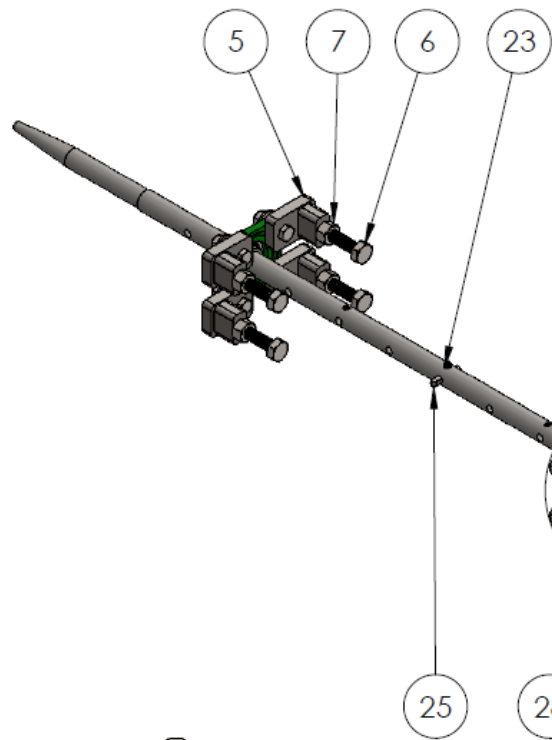
01	VISTAS PRINCIPALES	SAE/ASTM		
Nº de piezas	Denominación	Normas	Material	Medidas en Bruto
Formato: A3	Apellidos y Nombres	Fecha		 <b>Universidad Continental</b>
Dibujado por:	Oliver Saenz Serpa	20/05/2020		
Revisado por:	Roberto Quispe Cabana	20/05/2020		
Escala: 1:10	<b>BARRENADORA PORTATIL</b>			Carrera profesional: INGENIERIA MECANICA
Lamina Nº: V-02				

N.º DE ITEM	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANT.
1	EJE PORTAHERRAMIENTAS O PRINCIPAL	ACERO SAE-AISI 1020CD	1
2,3,4	CHUMACERA DE PARED Ø 35mm. DE 4 AGUJEROS		2
5	SOPORTE DE SUJECION	ACERO ASTM A-36	8
6	PERNO A325-1 Ø 3/4" x 3 1/2"		8
7	TUERCA A325-1 Ø 3/4"		8
8	ACOPLE DE EJE	ALUMINIO	2
9	TORNILLO SIN FIN	ACERO SAE-AISI 1010HR	1
10	CORONA	BRONCE SAE 65	1
11	RODAMIENTO DE BOLAS Ø25 mm x Ø52 mm x 15 mm de ancho		2
12	CARCAZA LADO IZQUIERDO	ACERO ASTM A-36	1
13	TAPA DE RODAMIENTO	ACERO ASTM A-36	1
14	RODAMIENTO DE BOLAS Ø40 mm x Ø62 mm x 15 mm de ancho		2
15	CARCAZA LADO DERECHO	ACERO ASTM A-36	1
16	PERNO A325-1 Ø 5/8" x 6"		4
17	ARANDELA A325-1 Ø 5/8"		4
18	TUERCA A325-1 Ø 5/8"		4
19	PERNO A325-1 Ø 3/8" x 3/4"		4
20	CARCAZA DE TORNILLO	ACERO ASTM A-36	1
21	HUSILLO ROSCA ACME 1 1/4" x 1/5"	ACERO SAE-AISI 1010HR	1
22	ACOPLE DE JUNTA	ACERO SAE-AISI 1020CD	1
23	PRISIONERO 5.8 M10 X 10 mm.		1
24	MANIJA	ACERO ASTM A-36	1
25	TALADRO CROWN 1.5HP 1800 RPM		2
26	SOPORTE DE MOTOR	ACERO ASTM A-36	2
27	PERNO 5.8 M14 x 40 mm.		2
28	HERRAMIENTA DE CORTE	ACERO HSS	1
29	PRISIONERO 5.8 M10 X 20 mm.		1
30	PERNO 5.8 M14 x 60 mm.		8
31	TUERCA 5.8 M14		8
32	ARANDELA 5.8 M14		8




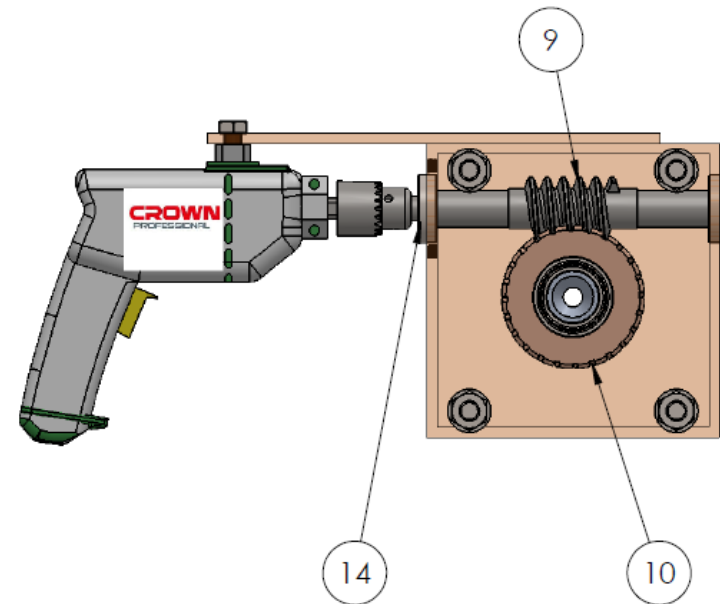
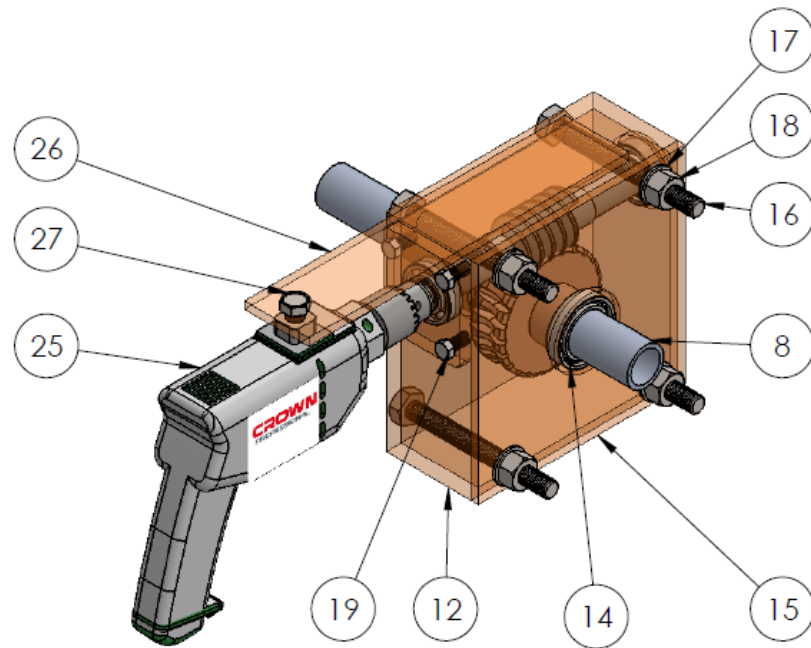
01	VISTA EXPLOSIONADA	SAE/ASTM		
Nº de piezas	Denominación	Normas	Material	Medidas en Bruto
Formato: A3	Apellidos y Nombres	Fecha		
Dibujado por:	Oliver Saenz Serpa	20/07/2020		
Revisado por:	Roberto Quispe Cabana	20/07/2020		
Escala: 1:10	<b>BARRENADORA PORTATIL</b>			Carrera profesional: INGENIERIA MECANICA
Lamina Nº: E-03				






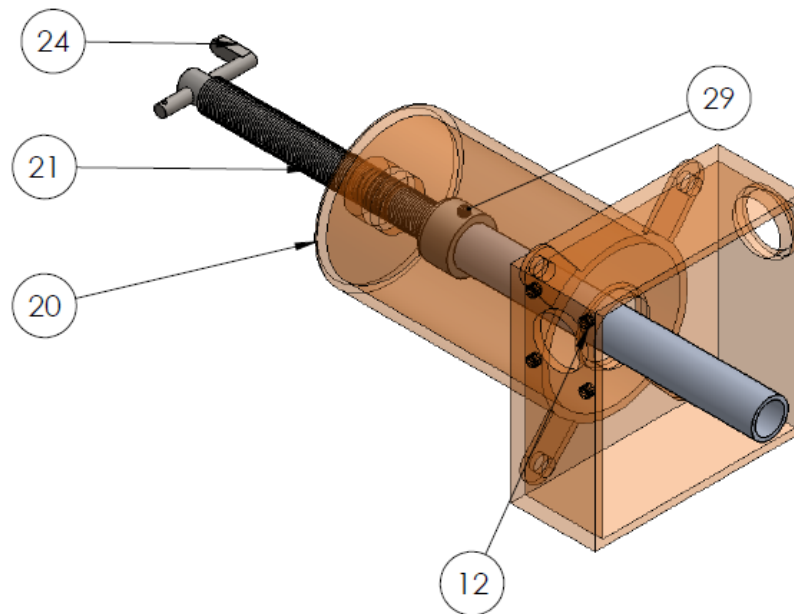
DETALLE A  
ESCALA 1 : 5


01	MONTAJE DEL SISTEMA DE APOYO Y FIJACION	SAE/ASTM		
Nº de piezas	Denominación	Normas	Material	Medidas en Bruto
Formato: A4	Apellidos y Nombres	Fecha		
Dibujado por:	Oliver Saenz Serpa	20/07/2020		
Revisado por:	Roberto Quispe Cabana	20/07/2020		
Escala: 1:10	<h2 style="text-align: center;">BARRENADORA PORTATIL</h2>			Carrera profesional: <b>INGENIERIA MECANICA</b>
Lamina Nº: M-04				

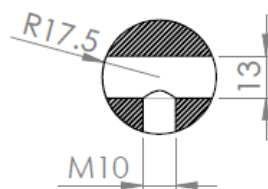
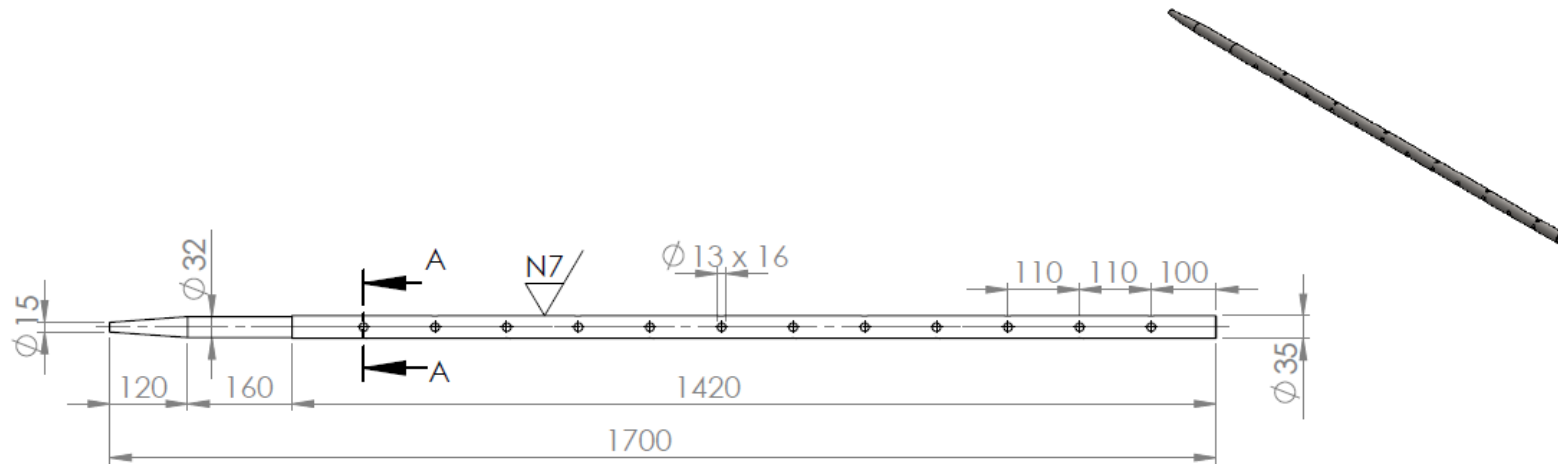


02	MONTAJE DEL SISTEMA TRANSMICIO-POTENCIA	SAE/ASTM		
Nº de piezas	Denominación	Normas	Material	Medidas en Bruto
Formato: A4	Apellidos y Nombres	Fecha		
Dibujado por:	Oliver Saenz Serpa	20/07/2020		
Revisado por:	Roberto Quispe Cabana	20/07/2020		
Escala: 1:5	<h2 style="text-align: center;">BARRENADORA PORTATIL</h2>			Carrera profesional: <b>INGENIERIA MECANICA</b>
Lamina Nº: M-05				






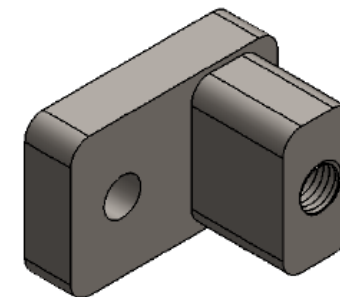
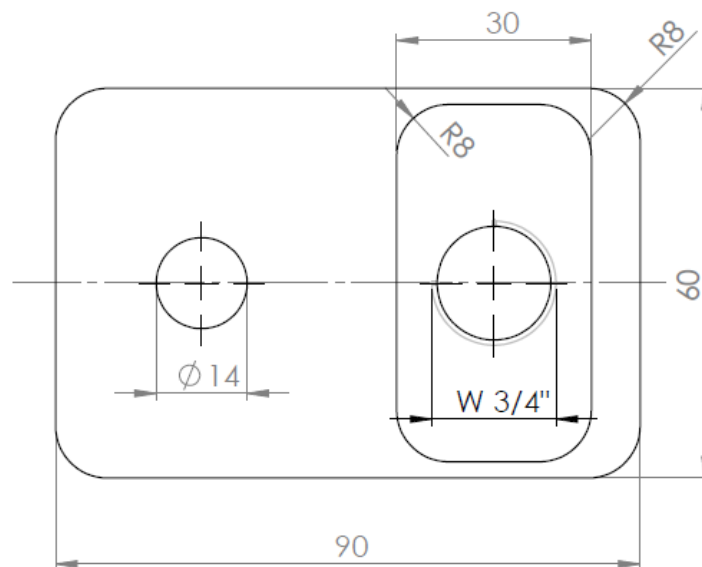
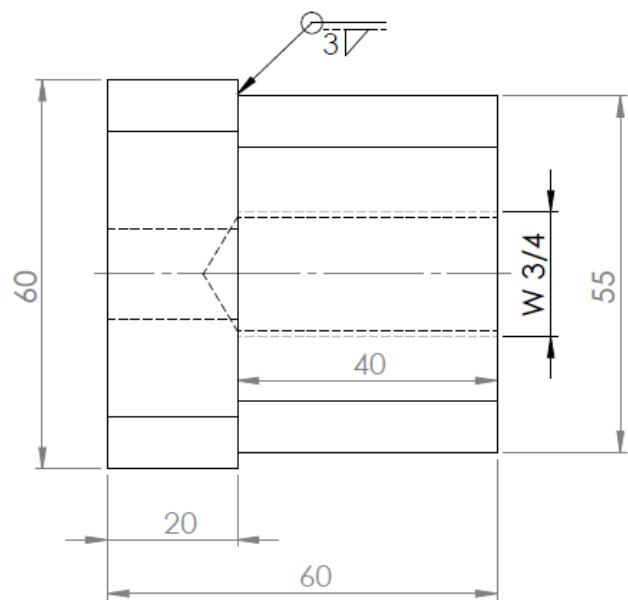
03	MONTAJE DEL SISTEMA DE AVANCE	SAE/ASTM		
Nº de piezas	Denominación	Normas	Material	Medidas en Bruto
Formato: A4	Apellidos y Nombres	Fecha		
Dibujado por:	Oliver Saenz Serpa	20/07/2020		
Revisado por:	Roberto Quispe Cabana	20/07/2020		
Escala: 1:5	<b>BARRENADORA PORTATIL</b>			Carrera profesional: INGENIERIA MECANICA
Lamina Nº: M-06				



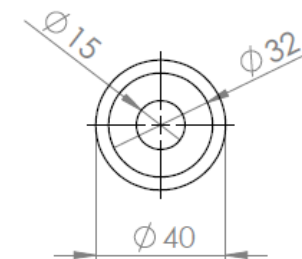
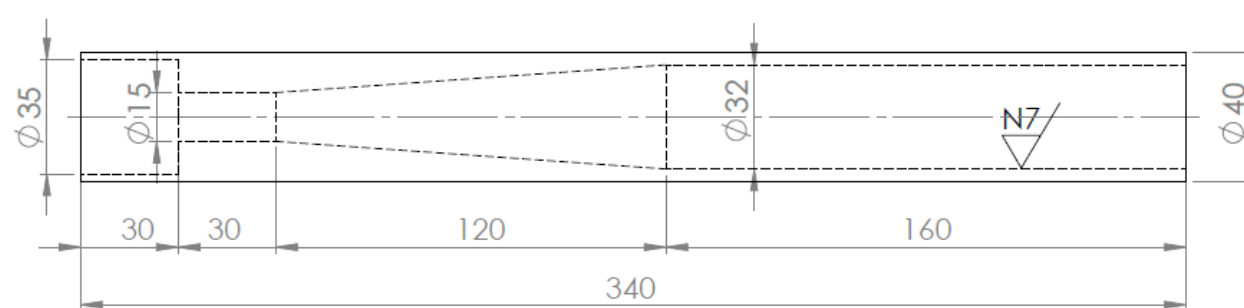
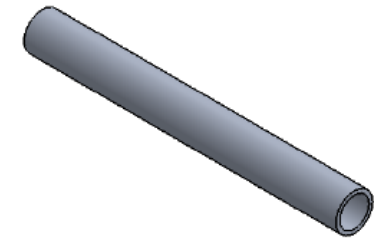
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 2


1	EJE PORTAHERRAMIENTAS	SAE/AISI	ACERO 1020 CD	Ø 35 mm. x 1700 mm.
Nº de piezas	Denominación	Normas	Material	Medidas en Bruto
Formato: A4	Apellidos y Nombres	Fecha		
Dibujado por:	Oliver Saenz Serpa	20/07/2020		
Revisado por:	Roberto Quispe Cabana	20/07/2020		
Escala: 1:10	<h2 style="text-align: center;">BARRENADORA PORTATIL</h2>			Carrera profesional: INGENIERIA MECANICA
Lamina Nº: D-07				

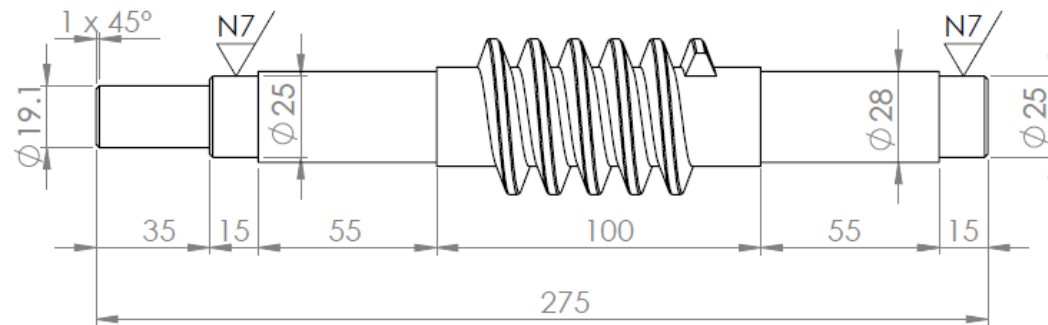
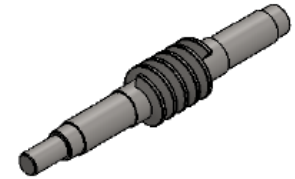
NOTA: Eje principal y portaherramienta con agujeros de 13 mm a distancia de 110 mm




5	SOPORTE DE SUJECION	ASTM	ACERO A-36	Perfil rectangular 40 mm. x 60 mm.
Nº de piezas	Denominación	Normas	Material	Medidas en Bruto
Formato: A4	Apellidos y Nombres	Fecha		
Dibujado por:	Oliver Saenz Serpa	20/07/2020		
Revisado por:	Roberto Quispe Cabana	20/07/2020		
Escala: 1:1	<b>BARRENADORA PORTATIL</b>			Carrera profesional: INGENIERIA MECANICA
Lamina Nº: D-08				

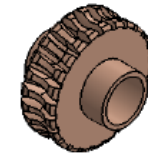
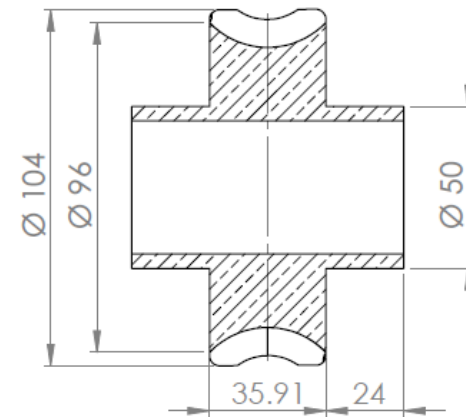
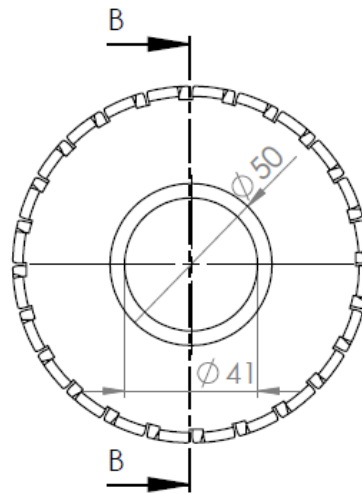
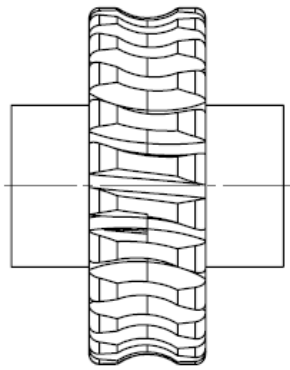


8	ACOPLE DE EJE	SAE/AISI	ALUMINIO	$\varnothing$ 40 mm. x 340 mm
Nº de piezas	Denominación	Normas	Material	Medidas en Bruto
Formato: A4	Apellidos y Nombres	Fecha		 <b>Universidad Continental</b>
Dibujado por:	Oliver Saenz Serpa	20/07/2020		
Revisado por:	Roberto Quispe Cabana	20/07/2020		
Escala: 1:2	<b>BARRENADORA PORTATIL</b>			Carrera profesional: INGENIERIA MECANICA
Lamina Nº: D-09				




DATOS	TORNILLO SIN FIN
Modulo tipo A	3.5 mm.
Angulo de presion	20°
N° de entradas	1
Dp	40 mm.
Dext	48 mm.
Dint	30.66 mm
distancia entre centros	68 mm.

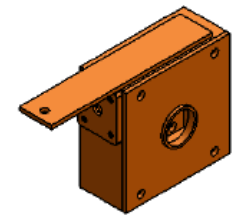
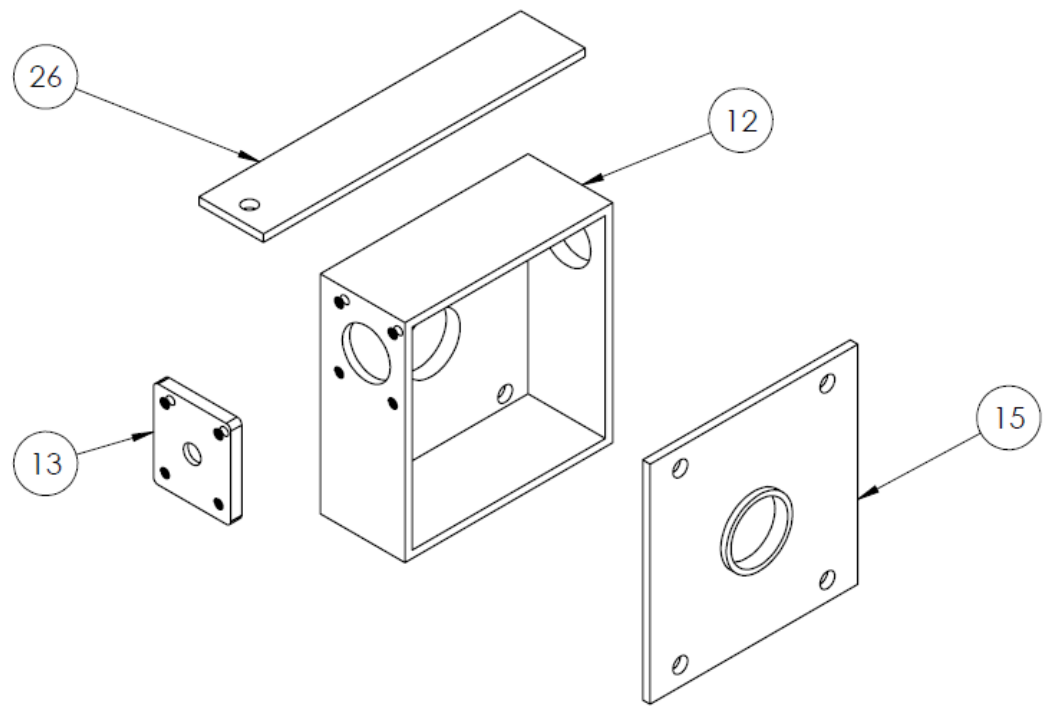
9	TORNILLO SINFIN	SAE/AISI	ACERO 1010 HR	Ø 48 mm. x 275 mm
N° de piezas	Denominación	Normas	Material	Medidas en Bruto
Formato: A4	Apellidos y Nombres	Fecha		
Dibujado por:	Oliver Saenz Serpa	20/07/2020		
Revisado por:	Roberto Quispe Cabana	20/07/2020		
Escala: 1:2	<h2 style="text-align: center;">BARRENADORA PORTATIL</h2>			Carrera profesional: <b>INGENIERIA MECANICA</b>
Lamina N°: D-10				



SECCIÓN B-B


DATOS	CORONA
Modulo tipo A	3.5 mm.
Angulo de presion	20°
Nº de dientes	24
Dp	96 mm.
Dext	104 mm.
Dint	88 mm.
Distancia entre centros	68 mm.

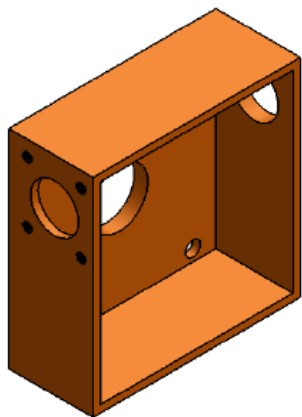
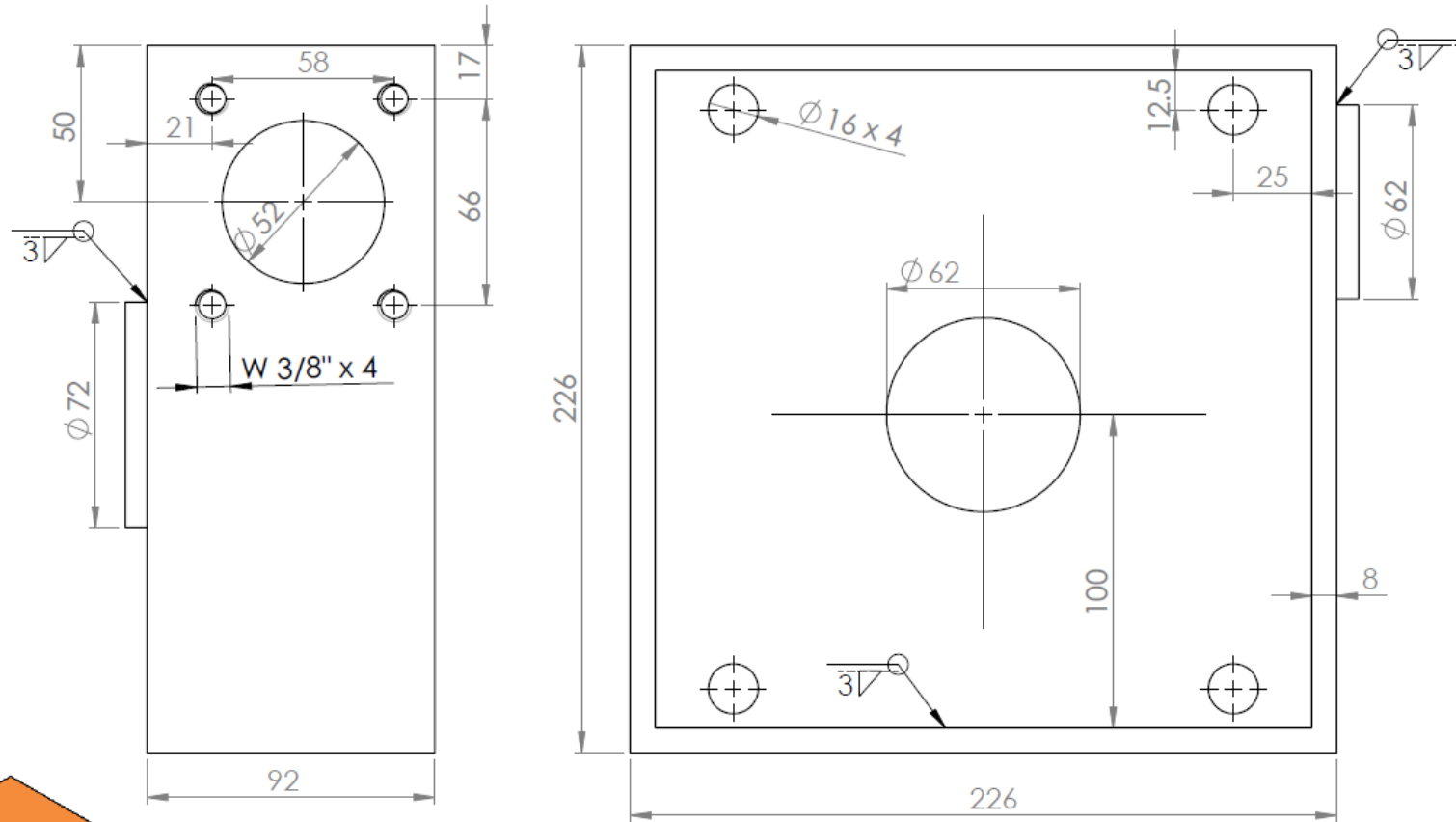
9	CORONA	SAE/AISI	BRONCE 65	Ø 110 mm. x 84 mm
Nº de piezas	Denominación	Normas	Material	Medidas en Bruto
Formato: A4	Apellidos y Nombres	Fecha		
Dibujado por:	Oliver Saenz Serpa	20/07/2020		
Revisado por:	Roberto Quispe Cabana	20/07/2020		
Escala: 1:2	<p style="text-align: center;"><b>BARRENADORA PORTATIL</b></p>			<p style="text-align: center;">Carrera profesional: INGENIERIA MECANICA</p>
Lamina Nº: D-11				




NOTA: La pieza 26 va soldada a la pieza 12 la carcasa lado izquierdo.

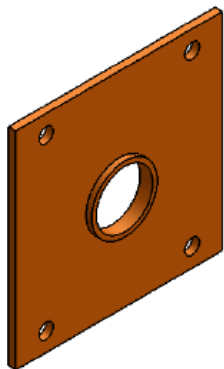
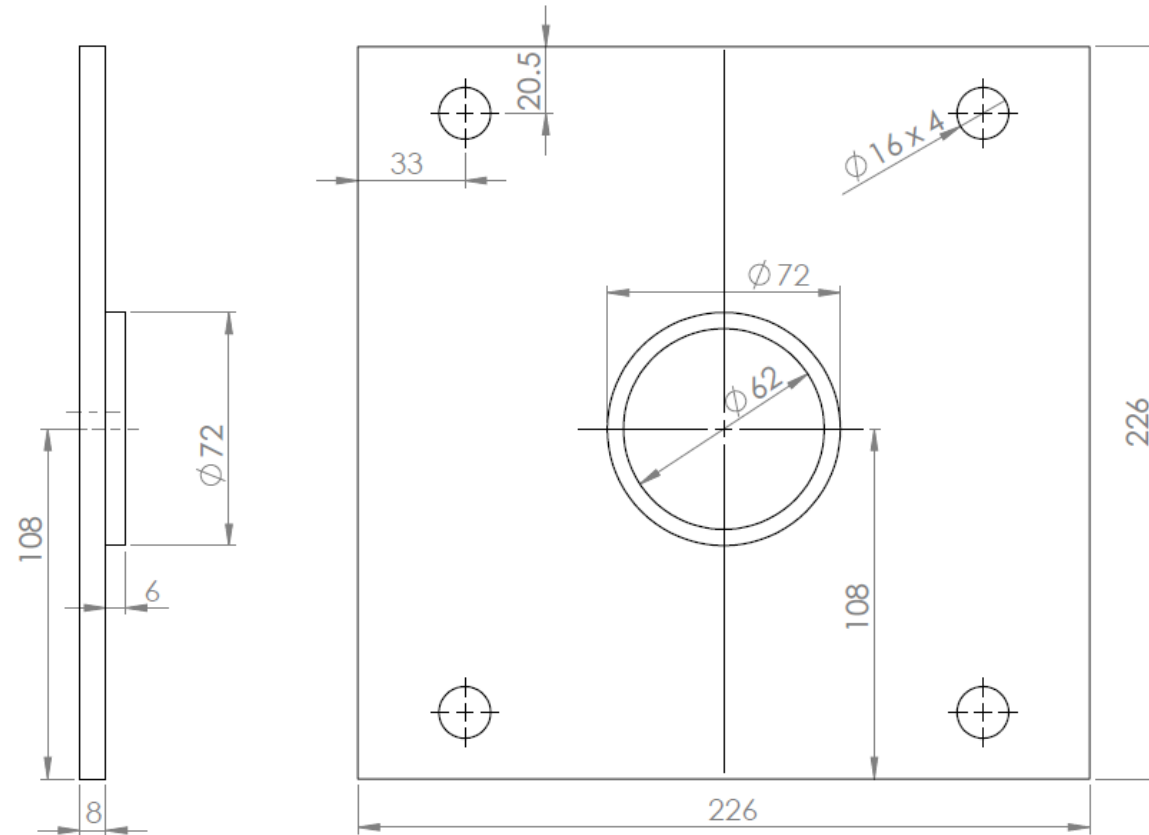
NOTA: La pieza 12;13 y 15 van montada y fijada mediante pernos.


02	VISTA EXPLOSIONADA	ASTM	ACERO A-36	
Nº de piezas	Denominación	Normas	Material	Medidas en Bruto
Formato: A4	Apellidos y Nombres	Fecha		
Dibujado por:	Oliver Saenz Serpa	20/07/2020		
Revisado por:	Roberto Quispe Cabana	20/07/2020		
Escala: 1:5	<b>BARRENADORA PORTATIL</b>			Carrera profesional: INGENIERIA MECANICA
Lamina Nº: E-12				

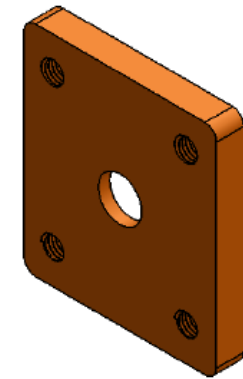
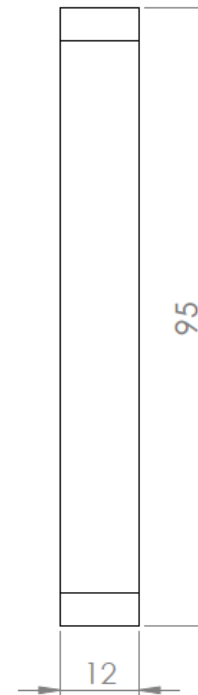
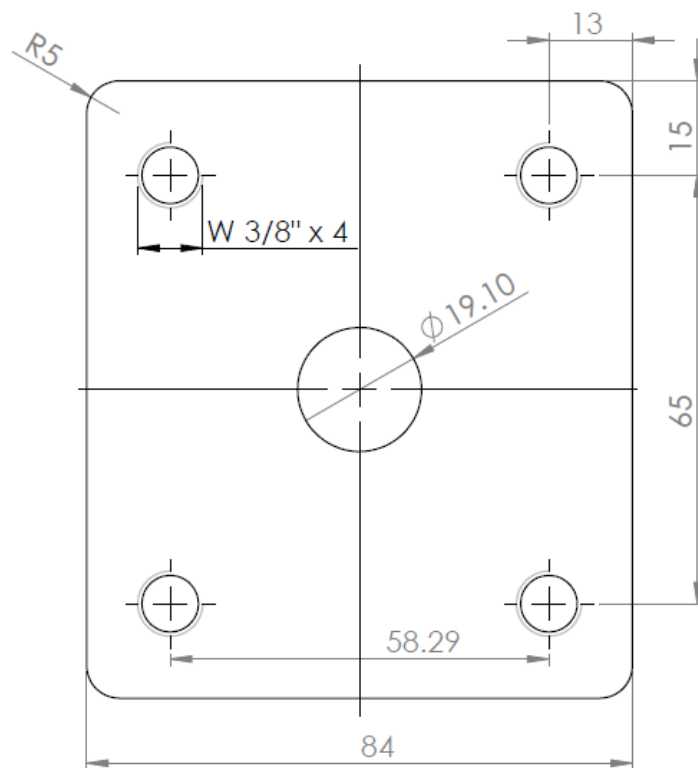



12	CARCAZA LADO IZQUIERDO	ASTM	ACERO A-36	Plancha 8 mm. x 1200 mm x 2400 mm
Nº de piezas	Denominación	Normas	Material	Medidas en Bruto
Formato: A4	Apellidos y Nombres	Fecha		
Dibujado por:	Oliver Saenz Serpa	20/07/2020		
Revisado por:	Roberto Quispe Cabana	20/07/2020		
Escala: 1:2	<b>BARRENADORA PORTATIL</b>			Carrera profesional: INGENIERIA MECANICA
Lamina Nº: D-13				

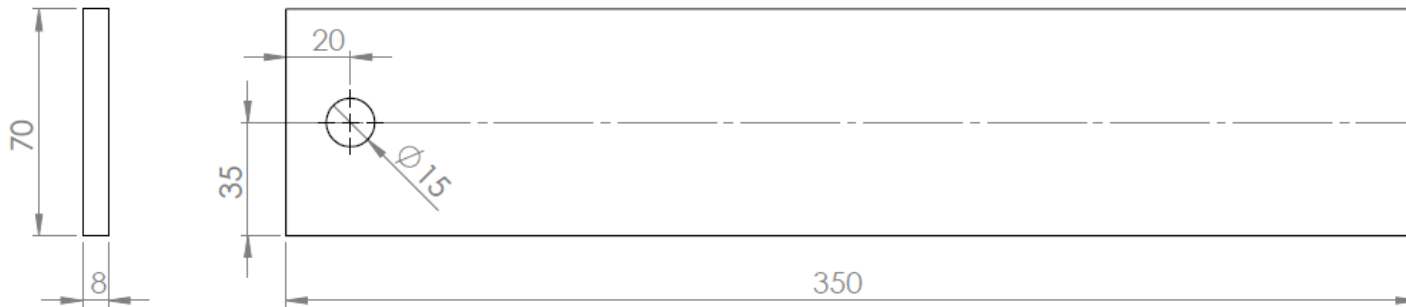
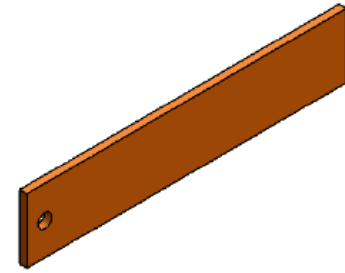




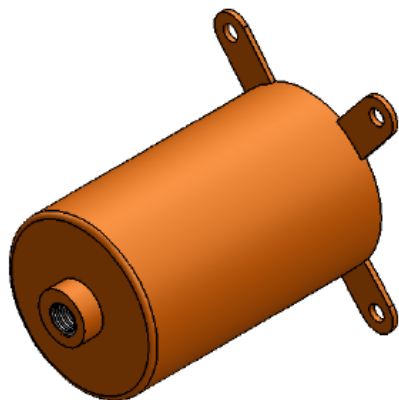
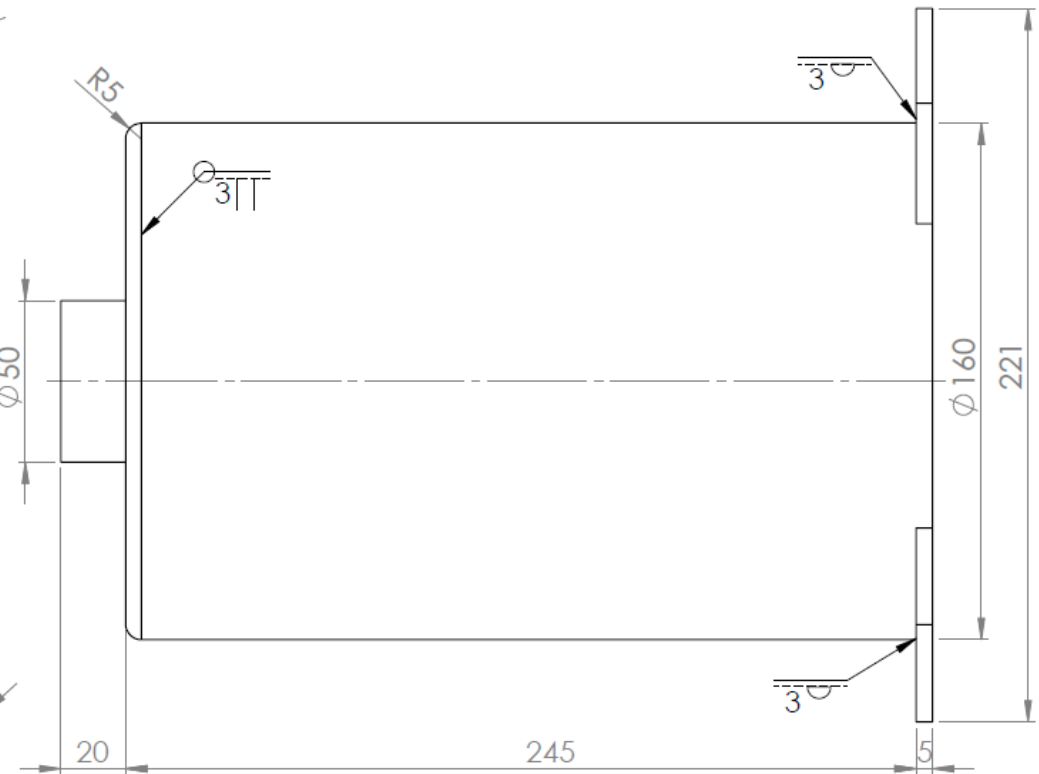
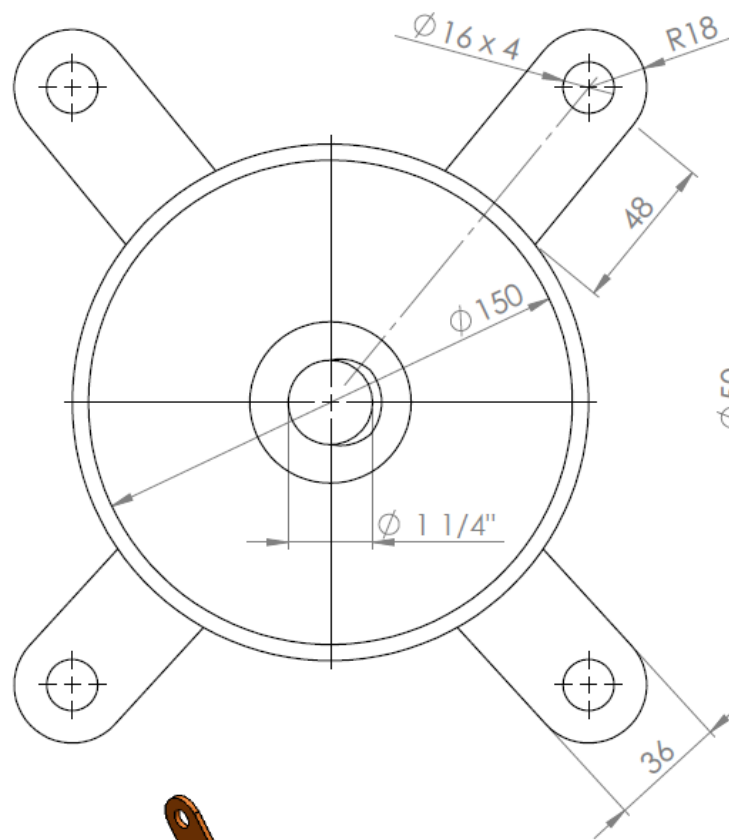
15	CARCAZA LADO DERECHO	ASTM	ACERO A-36	Plancha 8 mm. x 1200 mm x 2400 mm
Nº de piezas	Denominación	Normas	Material	Medidas en Bruto
Formato: A4	Apellidos y Nombres	Fecha		 <b>Universidad Continental</b>
Dibujado por:	Oliver Saenz Serpa	20/07/2020		
Revisado por:	Roberto Quispe Cabana	20/07/2020		
Escala: 1:2	<b>BARRENADORA PORTATIL</b>			Carrera profesional: INGENIERIA MECANICA
Lamina Nº: D-14				




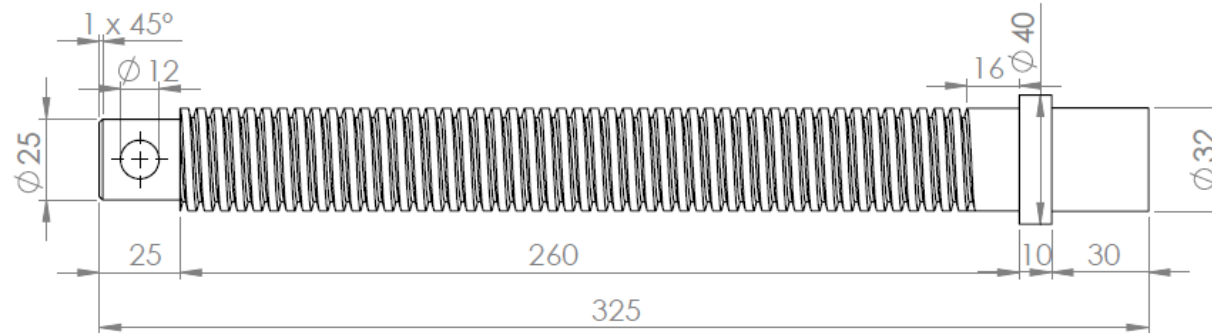
13	TAPA DE RODAMIENTO	ASTM	ACERO A-36	perfil rect. 10 mm x 85 mm. x 94 mm.
Nº de piezas	Denominación	Normas	Material	Medidas en Bruto
Formato: A4	Apellidos y Nombres	Fecha		
Dibujado por:	Oliver Saenz Serpa	20/07/2020		
Revisado por:	Roberto Quispe Cabana	20/07/2020		
Escala: 1:1	<b>BARRENADORA PORTATIL</b>			Carrera profesional: INGENIERIA MECANICA
Lamina Nº: D-15				




26	SOPORTE DE MOTOR	ASTM	ACERO A-36	perfil rect. 8 mm x 70 mm. x 350 mm.
Nº de piezas	Denominación	Normas	Material	Medidas en Bruto
Formato: A4	Apellidos y Nombres	Fecha		 <b>Universidad Continental</b>
Dibujado por:	Oliver Saenz Serpa	20/07/2020		
Revisado por:	Roberto Quispe Cabana	20/07/2020		
Escala: 1:2	<b>BARRENADORA PORTATIL</b>			Carrera profesional: INGENIERIA MECANICA
Lamina Nº: D-16				



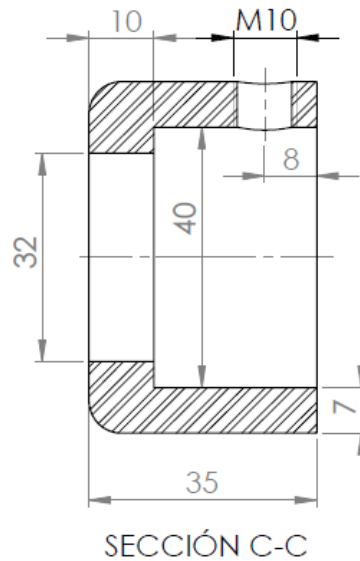
20	CARCAZA DE TORNILLO	ASTM	ACERO A-36	Plancha 5 mm. y $\varnothing 40$ mm x 35 mm
Nº de piezas	Denominación	Normas	Material	Medidas en Bruto
Formato: A4	Apellidos y Nombres	Fecha		 <b>Universidad Continental</b>
Dibujado por:	Oliver Saenz Serpa	20/07/2020		
Revisado por:	Roberto Quispe Cabana	20/07/2020		
Escala: 1:2	<b>BARRENADORA PORTATIL</b>			Carrera profesional: INGENIERIA MECANICA
Lamina Nº: D-17				



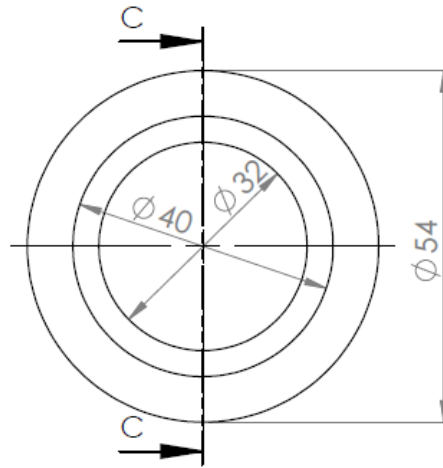
21	HUSILLO ROSCA ACME	SAE/AISI	ACERO 1010 HR	$\phi 40$ mm. x 325 mm.
Nº de piezas	Denominación	Normas	Material	Medidas en Bruto
Formato: A4	Apellidos y Nombres	Fecha		 <b>Universidad Continental</b>
Dibujado por:	Oliver Saenz Serpa	20/07/2020		
Revisado por:	Roberto Quispe Cabana	20/07/2020		
Escala: 1:2	<b>BARRENADORA PORTATIL</b>			Carrera profesional: INGENIERIA MECANICA
Lamina Nº: D-18				

NOTA: Husillo de rosca acme, sistema ingles dimension de 1 1/4" con paso de 0.2" y 250 mm de longitud

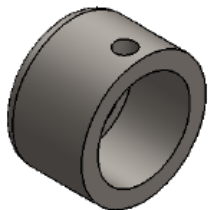
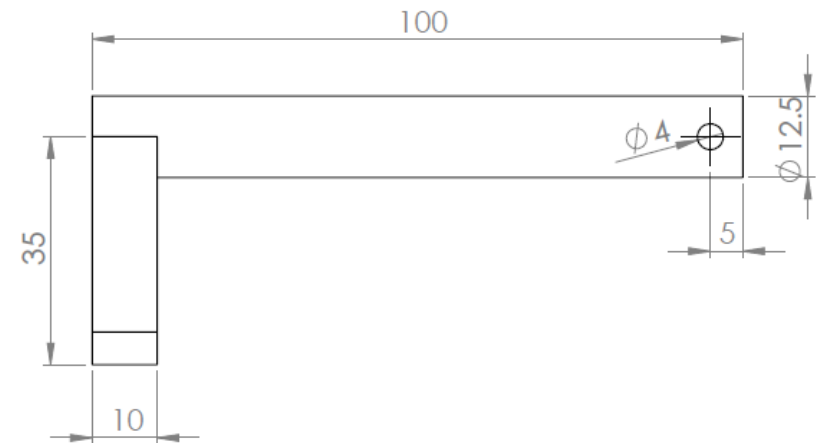
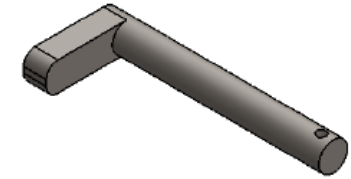
22



SECCIÓN C-C



24



24	MANIJA	ASTM	ACERO A-36	Ø 12.5 mm. x 100 mm, perfil 10x10 mm.
22	ACOPLE DE JUNTA	SAE/AISI	ACERO 1020 CD	Ø 54 mm. x 35 mm.
Nº de piezas	Denominación	Normas	Material	Medidas en Bruto
Formato: A4	Apellidos y Nombres	Fecha		 <b>Universidad Continental</b>
Dibujado por:	Oliver Saenz Serpa	20/07/2020		
Revisado por:	Roberto Quispe Cabana	20/07/2020		
Escala: 1:1	<b>BARRENADORA PORTATIL</b>			Carrera profesional: INGENIERIA MECANICA
Lamina Nº: D-19				

Anexo 1. Mecanismos del SISTEMA DE TRANSMICION y SISTEMA DE AVANCE



Fuente. Tomada en el taller de mantenimiento de la empresa CONGERE MEGA POWER E.I.R.L. - SAN JERÓNIMO

Anexo 2. Mecanismos del SISTEMA DE FIJACION y el EJE PORTAHERRAMIENTAS



Fuente. Tomada en el taller de mantenimiento de la empresa CONGERE MEGA POWER E.I.R.L. - SAN JERÓNIMO



Anexo 3. Mecanismos desmontados que conforman la barrenadora portatil



Fuente. Tomada en el taller de mantenimiento de la empresa CONGERE MEGA POWER E.I.R.L. - SAN JERÓNIMO

Anexo 4. Tabla descriptiva de velocidad de corte, fuerza específica de corte y fuerza de corte-partes 1



Extracto AWF 158

Valores de orientación para vel. de corte-ángulo de corte-fuerza esp. de corte

Los valores se refieren a corte en seco con:  
 Útiles de ac. rápido para vel. de corte  $v_{20}$  (durac. herra. 60 min.)  
 Útiles de metal duro para vel. de corte  $v_{240}$  (durac. herra. 240 min.)  
 áng. de posición  $\chi = 45^\circ$ , áng. punta  $\epsilon = 90^\circ$ , áng. inclinac.  $\lambda = 0 \dots 8^\circ$   
 con metales ligeros y materiales sintético. y prensados  $\lambda = 5 \dots 10^\circ$

Los valores de orientación sirven para profund. de corte hasta 5 mm, para  $> 5$  mm la velocidad de corte es un 10 ... 20% menor

Las vel. de la fila superior de corte son para una profund. de corte de 2...10 veces el avance.

Material	Util	Ángulos corte		Avance $s$ en mm/rev						Avance $s$ en mm/rev			
		$\alpha$	$\gamma$	Velocidad de corte $v'$ en m/min						Fuerza específica de corte $k_s$ Sección de tensiones N/mm <sup>2</sup>			
		8	14	0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2	0,1	0,2	0,4	0,8
Acero sin alea St 34, St 37, St 42	SS	8	14		60	45	34	25	19	3600	2600	1900	1360
	S	5	10	280	236	200	170	* 67	* 56				
St 50, St 60	SS	8	14		44	32	24	18	14	4100	2950	2150	1540
	S	5	10	240	205	175	145	* 50	* 42				
St 70	SS	8	14		32	24	18	13	10	4400	3150	2300	1640
	S	5	10	200	170	132	106	* 34	* 27				
Acero moldeado	SS	8	10		34	25	19	14	11	3600	2600	1900	1360
	S	5	6	118	100	85	71	* 24	* 20				
Aceros aleados	SS	8	10		24	17	12	8,5	6	5000	3600	2600	1850
	S	5	6	150	118	95	75	* 24	* 20				
Ac. Mn, ac. Cr-Ni, Ac. Cr-Mo	SS	8	6		16	11	8	5,6		5300	3800	2750	2000
	S	5	6	95	75	60	50	* 16	* 13				
y otros aceros aleados	SS	8	6		9,5	6				5700	4100	3000	2150
	S	5	6	60	48	38	32	* 10	* 8				
Ac. de herramientas	SS	8	6							5700	4100	3000	2150
	S <sub>1</sub>	5	6	50	40	32	27	* 8,5	* 6,7				
Ac. duro al Mn	SS									6600	4800	3500	2520
	S	5	6	40	32	25	20	* 6,7	* 5,3				
Hierro fundido GG-10, GG-15	SS	8	0		48	27	18	14	9,5	1900	1360	1000	720
	G	5	0	140	118	95	80	67					
GG-20, GG-25	SS	8	0		32	18	13	9,5	6,3	2900	2080	1500	1080
	H	5	0	106	90	75	63	53					
Fund. maleable	SS	8	10		43	28	20	13	9	2400	1750	1250	920
	S	5	10	106	90	75	63	53					
Aleaciones de Cu latón	SS	8	0		125	85	56	36		1600	1150	850	600
	G <sub>1</sub>	5	6	600	530	450	400	355					
Latón rojo	SS	8	0		85	63	48	34	24	1400	1000	700	520
	G <sub>1</sub>	5	6	500	450	375	335	300					
Fund. de bronce	SS	8	0		63	53	43	36	28	3400	2450	1800	1280
	G	5	6	355	280	236	200	180					
Metales ligeros Aluminio técnico	SS	12	30		400	300	200	118	75	1050	760	550	400
	G <sub>1</sub>	12	30	1320	1120	950	850	710					
Aleaciones de Al (11...13% Si)	SS	12	18		100	67	45	30		1400	1000	700	520
	G <sub>1</sub>	12	18	224	190	160	140	118					
Aleac. para émbolos GAl-Si (11...13% Si)	SS	12	14							1250	900	650	480
	G <sub>1</sub>	12	14	25	22	20	18	17					
Aleaciones de magnesio	SS	8	6		1000	900	800	750	710	580	420	300	220
	G <sub>1</sub>	5	6	1800	1500	1250	1060	900					
Mat. sintét. y prens. Goma dura	SS	12	10							480	350	250	180
	G <sub>1</sub>	12	10	300	280	250	224	200					
Masa prens. baquelita Novotext. Pertinax	SS	12	14							480	350	250	180
	G <sub>1</sub>	12	14	280	212	170	132	100					

1) SS = acero rápido (Schnellstahl); S, S<sub>1</sub>, H, G, = metal duro según DIN  
 con S<sub>3</sub>

Fuente. Tomada del libro "Prontuarios de metales tablas de la industria metalúrgica", por Jutz Sharkus Lobert. 2004, p. 100.

Anexo 5. Tabla descriptiva de velocidad de corte, fuerza especifica de corte y fuerza de corte-partes 2

CAPACIDAD DE MECANIZADO		POTENCIA DE ACCIONAMIENTO																	
Sección viruta $f = a \cdot s$ en $\text{mm}^2$		$a$ - profundidad viruta en $\text{mm}$																	
Volumen viruta $V = a \cdot s \cdot v$ en $\text{cm}^3/\text{min}$		$s$ - avance en $\text{mm}/\text{rev.}$																	
Fuerza de corte $F = a \cdot s \cdot k_s$ en $\text{N}/\text{mm}^2$		$v$ - velocidad de corte en $\text{m}/\text{min}$																	
Potencia motor de accionam $P = \frac{a \cdot s \cdot k_s \cdot v}{60 \cdot 10^2 \cdot \eta}$ en $\text{W}$		$k_s$ - fuerza especifica de corte en $\text{N}/\text{mm}^2$																	
		$\eta$ - rendimiento																	
Ej.: Material St 37. $a = 4 \text{ mm}$ , $s = 0.4 \text{ mm}/\text{rev.}$ , $k_s = 1900 \text{ N}/\text{mm}^2$ , $v = 45 \text{ m}/\text{min}$ , $\eta = 0.75$																			
Se busca la potencia necesaria $P [\text{kW}] P = \frac{4 \cdot 0.4 \cdot 1900 \cdot 45}{60 \cdot 0.75} = 3030 \text{ W} \approx 3 \text{ kW}$																			
SECCION DE VIRUTA POSIBLE PARA POTENCIA ACCIONAMIENTO $P = 1 \text{ kW}$		Fuerza especifica de corte en $\text{N}/\text{mm}^2$																	
Velocidad de corte $v$ $\text{m}/\text{min}$		6800	5700	5000	4600	4100	3600	3000	2800	2150	2000	1800	1600	1400	1250	1000	700	500	350
		Sección viruta $S$ en $\text{mm}^2$ para $P = 1 \text{ kW}$ ( $\eta = 0.75$ )																	
5		1,39	1,61	1,83	1,91	2,23	2,55	3,06	3,53	4,27	4,59	4,83	5,73	6,55	7,34	9,18	13,11	18,36	26,22
6		1,15	1,34	1,53	1,59	1,86	2,12	2,53	2,94	3,55	3,82	4,02	4,78	5,46	6,12	7,65	10,92	15,30	21,85
8		0,87	1,00	1,14	1,19	1,39	1,59	1,91	2,20	2,66	2,86	3,02	3,56	4,09	4,59	5,73	8,19	11,47	16,39
10		0,69	0,80	0,91	0,95	1,11	1,27	1,53	1,76	2,13	2,29	2,41	2,86	3,27	3,67	4,59	6,55	9,18	13,11
13		0,53	0,61	0,70	0,73	0,83	0,98	1,17	1,53	1,64	1,76	1,85	2,20	2,52	2,82	3,53	5,04	7,06	10,08
14		0,49	0,57	0,65	0,68	0,79	0,91	1,09	1,26	1,52	1,64	1,72	2,04	2,36	2,62	3,27	4,68	6,55	9,36
15		0,46	0,53	0,61	0,63	0,74	0,85	1,02	1,17	1,42	1,53	1,61	1,91	2,18	2,44	3,06	4,37	6,12	8,74
18		0,38	0,44	0,51	0,53	0,62	0,70	0,85	0,98	1,18	1,26	1,34	1,59	1,82	2,04	2,55	3,64	5,10	7,28
20		0,34	0,40	0,45	0,47	0,55	0,63	0,76	0,88	1,06	1,14	1,20	1,43	1,63	1,83	2,29	3,27	4,59	6,55
24		0,29	0,33	0,38	0,39	0,46	0,53	0,63	0,73	0,88	0,95	1,00	1,19	1,36	1,53	1,91	2,18	3,82	5,46
25		0,27	0,32	0,36	0,38	0,44	0,51	0,61	0,70	0,85	0,91	0,98	1,14	1,31	1,46	1,83	2,62	3,67	5,24
27		0,25	0,29	0,34	0,35	0,41	0,47	0,57	0,65	0,79	0,85	0,89	1,06	1,21	1,36	1,70	2,42	3,40	4,85
32		0,21	0,25	0,28	0,29	0,35	0,39	0,47	0,55	0,66	0,71	0,75	0,89	1,02	1,14	1,43	2,04	2,86	4,09
34		0,20	0,23	0,26	0,28	0,33	0,37	0,45	0,52	0,62	0,67	0,71	0,84	0,96	1,08	1,35	1,92	2,70	3,85
40		0,17	0,20	0,22	0,23	0,27	0,31	0,38	0,44	0,53	0,57	0,60	0,71	0,81	0,91	1,14	1,63	2,29	3,27
45		0,15	0,18	0,20	0,21	0,25	0,28	0,34	0,38	0,47	0,51	0,53	0,63	0,72	0,81	1,02	1,48	2,04	2,91
50		0,13	0,16	0,18	0,19	0,22	0,25	0,30	0,35	0,42	0,46	0,49	0,57	0,65	0,73	0,91	1,31	1,83	2,62
53		0,15	0,17	0,18	0,21	0,24	0,28	0,33	0,40	0,43	0,46	0,54	0,61	0,69	0,86	1,23	1,73	2,47	
60		0,13	0,15	0,16	0,18	0,21	0,25	0,29	0,35	0,38	0,40	0,47	0,54	0,61	0,76	1,09	1,53	2,18	
63		0,12	0,14	0,15	0,17	0,20	0,24	0,28	0,33	0,36	0,38	0,45	0,52	0,58	0,73	1,04	1,45	2,08	
67		0,11	0,13	0,14	0,16	0,19	0,22	0,26	0,31	0,34	0,36	0,42	0,49	0,54	0,68	0,97	1,37	1,95	
75		0,10	0,12	0,12	0,14	0,17	0,20	0,23	0,28	0,30	0,32	0,38	0,42	0,48	0,60	0,87	1,22	1,74	
85		0,10	0,11	0,13	0,15	0,18	0,20	0,25	0,27	0,28	0,33	0,38	0,43	0,54	0,77	1,08	1,54		
95	Ej.:	0,09	0,10	0,11	0,13	0,16	0,18	0,22	0,24	0,25	0,30	0,34	0,38	0,48	0,69	0,96	1,37		
100	$P = 7 \text{ kW}$	0,09	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17	0,21	0,23	0,24	0,28	0,32	0,36	0,45	0,65	0,91	1,31		
106	se 60	0,08	0,09	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,21	0,22	0,27	0,30	0,34	0,43	0,61	0,86	1,23		
118	$s = 0.4$	0,07	0,08	0,09	0,10	0,13	0,15	0,18	0,19	0,20	0,24	0,28	0,31	0,38	0,55	0,78	1,11		
150	$\alpha = 4 \text{ mm}$	0,06	0,07	0,08	0,10	0,11	0,14	0,15	0,16	0,19	0,21	0,24	0,30	0,43	0,61	0,87			
170	$v = 32 \text{ m}/\text{min}$	0,05	0,06	0,07	0,09	0,10	0,12	0,13	0,14	0,16	0,19	0,21	0,27	0,38	0,54	0,77			
200	para	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,11	0,12	0,14	0,16	0,18	0,22	0,32	0,45	0,65			
224	$P = 1 \text{ kW}$ se tiene	0,05	0,05	0,06	0,08	0,09	0,10	0,11	0,13	0,14	0,16	0,20	0,29	0,40	0,58				
236	$S = 0,66 \text{ mm}^2$ (tabla)	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12	0,13	0,15	0,19	0,27	0,38	0,55				
250	para $S = 0,4 \cdot 4 = 1,6 \text{ mm}^2$	0,04	0,04	0,05	0,07	0,08	0,08	0,09	0,11	0,13	0,14	0,18	0,26	0,36	0,52				
280	se tiene	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,08	0,10	0,11	0,13	0,16	0,23	0,32	0,46				
300	$P = \frac{11,6}{0,66} = 17,6 \text{ kW}$	0,03	0,05	0,05	0,07	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12	0,15	0,21	0,30	0,43	0,61				
490	$\eta = 0,66$	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,11	0,14	0,21	0,32	0,46				
*500	Sección viruta $S = 7 \text{ mm}^2$					0,03	0,03	0,04	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07	0,09	0,13	0,18	0,26		
600	GS, $v = 25 \text{ m}/\text{min}$					0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07	0,10	0,15	0,21		
800	$k_s = 1900 \text{ N}/\text{mm}^2$ , $P = 2 \text{ kW}$							0,02	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,08	0,11	0,16		
1050	Para $P = 1 \text{ kW}$ se tiene $S = 0,98 \text{ mm}^2$ (tabla)															0,06	0,09	0,13	
1500	Para $P = 2 \text{ kW}$ se tiene $S = 0,98 \cdot 2 = 1,96 \text{ mm}^2$ ; para $s = 0,4 \text{ mm}/\text{rev.}$ puede tenerse $\alpha = 1,04 ; 0,4 = 4,9 \text{ mm}$															0,04	0,06	0,09	



Fuente. Tomada del libro "Prontuarios de metales tablas de la industria metalúrgica", por Jutz Sharkus Lobert. 2004, p. 101.

Anexo 6. tabla A-20 Resistencia de los materiales más aplicados en la industria.

**Tabla A-20**

Resistencias determinísticas mínimas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD). [Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm ( $\frac{3}{4}$  a  $1\frac{1}{4}$  pulg). Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-10, a condición que los materiales se ajusten a los requisitos ASTM A6 o A568 o que se requieran en las especificaciones de compra. Recuerde que un sistema de numeración no es una especificación.] Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Fuente. Tomada del libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, por G. Budynas Richard et al. 2012, p. 1004.

Anexo 7. tabla 14-4 Duración recomendada para rodamientos.

**TABLA 14-4** Duración recomendada para rodamientos

Aplicación	Duración de diseño $L_{10}$ , h
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de aviación	1000-4000
Automotores	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, máquinas industriales en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, editores, *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill, 1986.

Fuente. Libro de "Diseño de elementos de máquinas" Robert L. Mott P.E cuarta edición. (p. 612)

Anexo 8. Tabla 11-2 dimensión y clasificación recomendada para rodamientos.

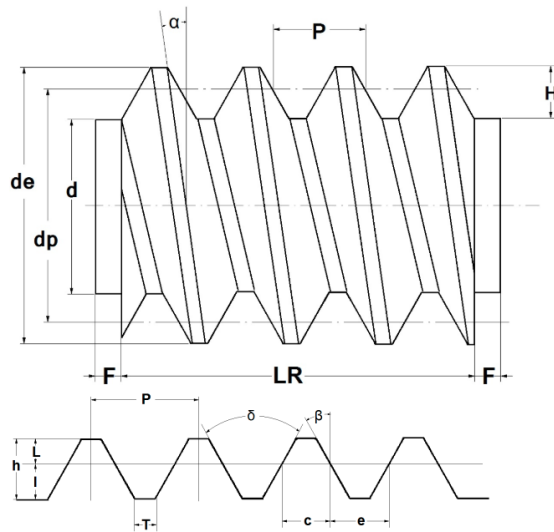
**Tabla 11-2**

Dimensiones y clasificaciones de carga para cojinetes de bolas de contacto angular, de una fila, serie 02, 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
60	110	22	1.5	70	99	47.5	28.0	55.9	35.5
65	120	23	1.5	74	109	55.9	34.0	63.7	41.5
70	125	24	1.5	79	114	61.8	37.5	68.9	45.5
75	130	25	1.5	86	119	66.3	40.5	71.5	49.0
80	140	26	2.0	93	127	70.2	45.0	80.6	55.0
85	150	28	2.0	99	136	83.2	53.0	90.4	63.0
90	160	30	2.0	104	146	95.6	62.0	106	73.5
95	170	32	2.0	110	156	108	69.5	121	85.0

Fuente. Tomada del libro "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley", por G. Budynas Richard et al. 2012, p. 557.

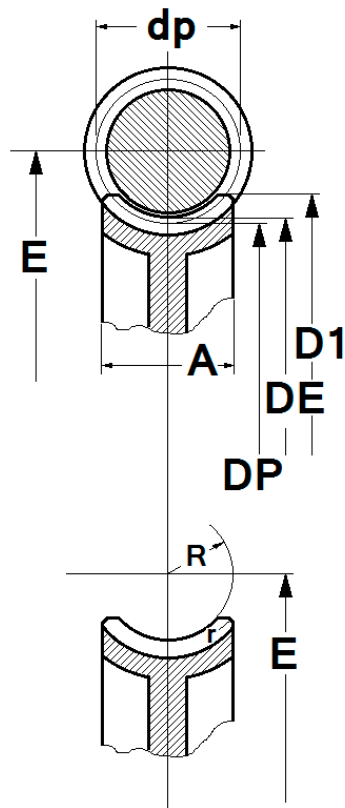
Anexo 9. tabla de las dimensiones de un tornillo sin fin.



ELEMENTO	FÓRMULA
Módulo (M) =	M
Número de Dientes (N) =	N
Entradas del Tornillo Sin Fin (n) =	n
TORNILLO SIN FIN	
paso (p) =	$\pi \cdot M$
Altura del Filete (h) =	$2,167 \cdot M$
diámetro primitivo (dp) =	selección $\cdot M$
diámetro exterior (de) =	$dp + (2 \cdot M)$
diámetro interior (d) =	$de - (2 \cdot h)$
Ángulo del filete ( $\alpha$ ) =	$\text{arcTg}(M(n))/dp$
espesor del filete (e) =	$p/2$
espacio entre dientes (c) =	$p/2$
altura de la cabeza del filete (L) =	M
altura del pie del diente (l) =	$1,167 \cdot M$
beta ( $\beta$ ) =	selección
ancho del fondo del filete (T) =	$(P \cdot \text{Cot}(\beta/4) - l) / (2 \cdot \text{tg} \beta)$
longitud roscada (LR) =	$P(4,5 + (N/50))$
extremos sin rosca (f) =	P
Radio de la cabeza (r) =	$0,05 \cdot P$
Delta ( $\delta$ ) =	$2 \cdot \beta$

Fuente: sitio web "Metal mecánica"

Anexo 10. tabla de las dimensiones de un corona y distancia entre centros.



CORONA	
Diámetro Primitivo (DP) =	$M \cdot N$
Diámetro Exterior (DE) =	$DP + (2 \cdot M)$
Paso (P) =	$\pi \cdot M$
Altura de Diente (H) =	$2,167 \cdot M$
Diámetro Mayor y Sobre aristas (D1) =	$DE + (0,4775 \cdot P)$
Ancho de la Corona (A) =	$6 + (2,38 \cdot P)$
Concavidad Periférica (R) =	$(0,5 \cdot dp) - M$
Radio de la Cabeza (r) =	$0,25 \cdot P$
Distancia entre centros (E) =	$(DP + dp) / 2$








Fuente: sitio web "Metal mecánica"



Anexo 11. Tabla 8-11 Especificaciones clase métrica para pernos de acero

**Tabla 8-11**

Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero\*










Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, <sup>†</sup> MPa	Resistencia mínima a la tensión, <sup>†</sup> MPa	Resistencia mínima a la fluencia, <sup>†</sup> MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

Fuente. Tomada del libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, por G. Budynas Richard et al. 2012, p. 416.

Anexo 12. Tabla 8-10 Especificaciones ASTM para pernos de acero

**Tabla 8-10**

Especificaciones ASTM para pernos de acero

Designación ASTM núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
A307	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo carbono	
A325 tipo 1	$\frac{1}{2}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
		74	105	81		
A325 tipo 2	$\frac{1}{2}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
		74	105	81		
A325 tipo 3	$\frac{1}{2}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero no temperizado, T y R	
		74	105	81		
A354 grado BC	$\frac{1}{4}$ a $2\frac{1}{2}$ $2\frac{3}{4}$ a 4	105	125	109	Acero aleado, T y R	
		95	115	99		
A354 grado BD	$\frac{1}{4}$ a 4	120	150	130	Acero aleado, T y R	
A449	$\frac{1}{4}$ a 1 $1\frac{1}{8}$ a $1\frac{1}{2}$ $1\frac{3}{4}$ a 3	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
		74	105	81		
		55	90	58		
A490 tipo 1	$\frac{1}{2}$ a $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero aleado, T y R	
A490 tipo 3	$\frac{1}{2}$ a $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero no temperizado, T y R	

Fuente. Tomada del libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, por G. Budynas Richard et al. 2012, p. 415.