

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA:
INGENIERÍA MECÁNICA

Tesis previa a la obtención del título de: INGENIERO MECÁNICO

TEMA:
**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PULIDORA DE PROBETAS CON
PAÑO A IMPLEMENTAR EN EL LABORATORIO DE METALOGRAFÍA DE LA
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA – CAMPUS KENEDY”**

AUTORES:
JORGE ALEJANDRO CÁRDENAS ESPINOZA
JULIO CESAR CARRERA ROMERO

DIRECTOR:
MILTON SALOMÓN JAMI

Quito, Febrero del 2015

Certifico que el presente trabajo, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico ha sido realizado en su totalidad por los señores Jorge Alejandro Cárdenas Espinoza y Julio Cesar Carrera Romero.

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

Ing. Milton Salomón Jami Lema

DIRECTOR DE TESIS

DECLARATORIO DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, Jorge Alejandro Cárdenas Espinoza y Julio César Carrera Romero, declaramos bajo juramento que la investigación realizada es de nuestra autoría, que no ha sido previamente presentada y que se han consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en el presente documento.

A través de esta declaración cedemos el derecho de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y normativa vigentes.

Jorge Alejandro Cárdenas Espinoza

C.I. 1721810909

Julio César Carrera Romero

C.I 172199484-4

Quito, 04 de Febrero del 2015

Agradecemos...

A la Universidad Politécnica Salesiana por darnos la oportunidad de estudiar y ser profesionales.

A nuestro director de tesis, Ing. Milton Jami por su esfuerzo, dedicación y apoyo incondicional, quien con sus conocimientos, experiencia y motivación ha logrado que podamos concluir con éxito nuestro trabajo de grado.

A nuestros profesores que durante toda la carrera nos han impartido sus conocimientos, experiencia y anécdotas, que han servido de motivación para formarnos como buenos profesionales.

Jorge Alejandro y Julio César

Dedico...

A mis padres, Jorge Cárdenas y Bertha Espinoza que han sido el pilar fundamental a lo largo de mi vida y carrera universitaria, siendo mis guías y consejeros enseñándome principios y valores, pero sobretodo el enseñarme a ser buena persona tanto en lo ético como en lo profesional, estando siempre a mi lado en los momentos difíciles.

A mis hermanos que con su apoyo moral me han dado ánimos para seguir adelante y nunca darme por vencido, estando siempre a mi lado en la lucha por cumplir mis objetivos.

A mis abuelos, tíos y primos, que con su preocupación y cariño están siempre apoyándome y alentándome para seguir adelante, forjando en mí el carácter necesario para nunca rendirme ante cualquier adversidad que la vida me presente.

Jorge Alejandro Cárdenas Espinoza

Dedico...

A mis padres, Julio Carrera y Yolanda Romero que han sabido inculcarme principios y valores que han servido en mi vida personal y profesional, por su esfuerzo que hoy en día se ve reflejado en tener un hijo profesional, por los consejos, anécdotas y por darme el ejemplo de siempre luchar por los sueños.

A mis hermanas que siempre son y serán un ejemplo a seguir en mi vida, que con sus palabras de aliento me dieron la fuerza y motivación para nunca bajar los brazos hasta conseguir mis objetivos.

A mi novia que siempre estuvo ahí, brindándome apoyo, alzándome la moral, dándome motivación, y siempre fue junto con mi familia un pilar fundamental para alcanzar éste mi primer objetivo.

Y a mis tíos y primos que con su carácter, personalidad y sabiduría han aportado a que me forme como una persona de bien brindado su apoyo en todo momento.

Julio César Carrera Romero

GLOSARIO DE TÉRMINOS

Carga Axial.- Fuerza que actúa paralelamente al eje de rotación.

Carga Radial.- Fuerza que actúa perpendicularmente al eje de rotación.

Esfuerzo de fluencia.- Esfuerzo máximo que puede desarrollar un material sin causar una deformación plástica.

Rugosidad.- Conjunto de irregularidades que posee una superficie.

Corrosión.- Deterioro de un material a consecuencia de un ataque electroquímico (oxidación),

Ductilidad.- Es la capacidad que tiene un material el cual la acción de una fuerza puede deformarse sosteniblemente sin romperse.

Pasividad.- Es la formación de una película relativamente inerte sobre la superficie de un material (metal), impidiendo la corrosión del material.

ANSI. - American National Standards Institute

FEPA. - Federation of European Producers of Abrasives.

Maquinabilidad.- Es una propiedad de los metales que permite comparar la facilidad con la que pueden ser mecanizados por arranque de viruta.

Amorfo.- Materiales que no poseen un arreglo regular y periódico de átomos.

Pasividad.- Es la capacidad del material cuando ha sido sometido a desgaste (rayaduras) de nuevamente formar óxido de cromo y así protegerse de la corrosión.

Abrasivo.- Es una sustancia que tiene como finalidad actuar sobre otros materiales con diferentes clases de esfuerzo mecánico.

ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO I.....	1
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. Objetivos.....	1
1.1.1. Objetivo General.....	1
1.1.2. Objetivos Específicos	1
1.2. Planteamiento del problema.....	2
1.3. Alcance	2
1.4. Justificación	2
1.5. Hipótesis	3
1.6. Conclusión	3
CAPÍTULO II.....	4
2. MARCO TEÓRICO	4
2.1. Introducción.....	4
2.2. Generalidades	4
2.2.1. Metales y aleaciones	4
2.2.2. Cerámicas.....	5
2.2.3. Vidrios	5
2.2.4. Polímeros	5
2.3. Aceros al carbono y aleados	5
2.4. Denominación de los aceros	6
2.4.1. El sistema hierro – carbono	8
2.5. Aceros inoxidables	9

2.5.1. Austeníticos (series 200 y 300).....	9
2.5.2. Ferríticos (serie 400).....	9
2.5.3. Martensíticos (series 400 y 500).....	10
2.6. Aluminio.....	10
2.7. Cobre	10
2.8. Bronce.....	11
2.9. Estructuras cristalinas unitarias	11
2.9.1. Estructuras cúbica centrada en el cuerpo (CC).....	12
2.9.2. Estructuras cúbica centrada en las caras (CCC)	13
2.9.3. Estructuras hexagonal compacta (HC)	13
2.9.4. Consideraciones del tamaño del grano	13
2.9.5. Examen microscópico de los metales	14
2.9.6. Preparación de la muestra	15
2.9.7. Pulido de la muestra.....	15
2.9.8. Ataque químico de la muestra	19
2.9.8.1. Discos y paños para el pulido	21
2.10. Abrasivos.....	22
2.11. Transmisión por bandas y poleas	23
2.11.1. Tipos de transmisión por banda	24
2.11.1.1. Transmisión por banda abierta.....	24
2.11.1.2. Transmisión por banda cruzada	24
2.11.1.3. Transmisión por banda semi-cruzada	25

2.11.1.4.	Transmisión por banda con rodillo tensor exterior.....	25
2.11.1.5.	Transmisión por banda con rodillo tensor interior.....	25
2.11.1.6.	Transmisión por banda con múltiples poleas.....	26
2.12.	Bandas	26
2.12.1.	Tipos de bandas	26
2.12.1.1.	Bandas planas	26
2.12.1.2.	Bandas en V	27
2.12.1.3.	Bandas dentadas.....	28
2.13.	Poleas.....	28
2.14.	Rodamientos	29
2.14.1.	Rodamientos radiales	30
2.14.2.	Rodamientos axiales	31
2.14.3.	Rodamientos para cargas combinadas	31
2.14.4.	Rodamientos de contacto angular	32
2.14.4.1.	Rodamientos rígidos de bolas	32
2.14.4.2.	Rodamientos de rodillos cilíndricos	32
2.14.4.3.	Rodamientos auto alineados	33
2.14.4.4.	Rodamientos de rodillos cónicos	34
2.14.4.5.	Rodamientos de agujas	34
2.15.	Chavetas	35
2.16.	Motor eléctrico	36
2.16.1.	Motores de corriente directa (DC).....	36

2.16.2. Motores de corriente alterna (AC).....	36
2.16.2.1. El motor síncrono.....	36
2.16.2.2. Motor asincrónico o de inducción	37
2.16.2.3. Motor de pasos.....	37
2.16.3. Regulación de velocidad en motores de corriente alterna	38
2.16.3.1. Cambio en el número de polos	38
2.16.3.2. Variador de frecuencia.....	38
2.17. Conclusión.....	39
CAPÍTULO III	40
3. FACTIBILIDAD	40
3.1. Introducción.....	40
3.2. Máquina pulidora de probetas con paño con moto-reductor (alternativa 1) .	40
3.2.1. Elementos principales	40
3.2.2. Funcionamiento	42
3.2.3. Ventajas	42
3.2.4. Desventajas	42
3.3. Máquina pulidora de probetas con paño – importada (alternativa 2).....	43
3.3.1. Elementos principales	43
3.3.2. Funcionamiento	44
3.3.3. Ventajas	44
3.3.4. Desventajas	44
3.4. Máquina pulidora de probetas con paño con base circular (alternativa 3)	45

3.4.1. Elementos principales	45
3.4.2. Funcionamiento	46
3.4.3. Ventajas	47
3.4.4. Desventajas	47
3.5. Análisis de selección de alternativas	48
3.5.1. Factores de comparación	48
3.5.2. Valorización de las pautas:	48
3.5.2.1. Costo	48
3.5.2.2. Tamaño y peso	48
3.5.2.3. Facilidad de construcción	49
3.5.2.4. Disponibilidad de materiales constructivos	49
3.5.2.5. Facilidad de mantenimiento.....	49
3.5.2.6. Diseño estético.....	49
3.5.2.7. Cumplir con requerimientos del instructor de laboratorio.....	49
3.5.1. Alternativa más factible	50
3.5.2. Conclusión	50
CAPÍTULO IV	51
4. DISEÑO DE ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS NORMALIZADOS	51
4.1. Introducción.....	51
4.2. Estudio de materiales.....	51
4.2.1. Material para el eje motriz	51
4.2.2. Material para el disco giratorio	52

4.2.3. Material para las manzanas porta-rodamientos	53
4.3. Cálculo de la potencia y selección del motor	54
4.3.1. Selección del motor eléctrico.....	60
4.4. Selección del variador de frecuencia	61
4.5. Diseño del eje	64
4.5.1. Diagrama de corte.....	66
4.5.2. Diagrama de momento.....	66
4.6. Diseño y selección del sistema banda-polea	72
4.6.1. Selección del sistema banda-polea	72
4.6.1.1. Potencia teórica.....	74
4.6.1.2. Arco de abrazo y factor de corrección	76
4.6.1.3. Potencia nominal de la correa.....	77
4.6.1.4. Tensión estática mínima por correa.....	79
4.6.1.5. Fuerza estática sobre el eje	81
4.7. Selección de rodamientos	81
4.7.1. Cálculo del rodamiento # 1 y # 2.....	83
4.7.2. Cálculo del rodamiento # 3.....	87
4.8. Selección de chavetas	90
4.9. Diseño del perno tensor	91
4.9.1. Cálculos para el dimensionamiento del perno tensor	91
4.9.2. Esfuerzo de corte y flexión por pandeo	96
4.10. Selección de pernos	98

4.11. Verificación de la estructura.....	102
4.11.1. Cargas muertas.....	103
4.11.2. Cargas vivas.....	111
4.11.3. Verificación de la viga.....	112
4.11.4. Verificación de la columna.....	119
4.12. Sistema eléctrico.....	124
4.12.1. Diagrama de fuerza.....	125
4.12.2. Diagrama de control.....	126
4.13. Conclusión.....	126
CAPÍTULO V	127
5. TECNOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN Y CÁLCULO DE COSTOS .	127
5.1. Introducción.....	127
5.2. Elaboración de planos.....	127
5.3. Máquinas herramientas.....	127
5.4. Análisis de costos de producción	129
5.4.1.1. Costos directos.....	129
5.4.1.2. Costos indirectos.....	129
5.5. Costos directos.....	130
5.5.1. Costos de materia prima e insumos	130
5.5.2. Tiempo de alquiler de máquinas herramientas	131
5.5.3. Costos de maquinado.....	132
5.5.4. Costo de mano de obra directa.....	133

5.5.5. Costo de montaje	133
5.5.6. Costo directo total.....	134
5.5.7. Costos de materiales indirectos (gastos varios).....	134
5.5.8. Costo total.....	135
5.5.9. Determinación de la rentabilidad del proyecto	135
5.5.9.1. Método de valoración del proyecto	135
5.5.9.2. Valoración del proyecto para los estudiantes	139
5.5.9.3. Valoración del proyecto para la Universidad	140
5.5.9.4. Costo de oportunidad de la Universidad.....	143
5.6. Conclusión.....	144
CONCLUSIONES.....	146
RECOMENDACIONES	147
REFERENCIAS	148
ANEXOS.....	153
ANEXO A	154
A. INSTALACIÓN, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.....	154
Introducción.....	154
Instalación.....	154
Operación	154
Ajuste de la máquina para pulir.....	155
Mantenimiento general	155
ANEXO B	159
(PLANOS GENERALES).....	159

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Diagrama hierro-carbono	8
Figura 2.2 Celdas unitarias comunes de la red espacial (a) CC, (b) CCC, (c) HC	11
Figura 2.3 Formación de los granos durante las solidificaciones	12
Figura 2.4 Crecimiento del grano vs Temperatura.....	14
Figura 2.5 Pulidora de banda.....	15
Figura 2.6 Fotomicrografía de un pulido insuficiente.....	18
Figura 2.7 Muestra pulida.	18
Figura 2.8 Estructura deformada.....	19
Figura 2.9 Transmisión por banda.....	23
Figura 2.10 Transmisión por banda abierta.....	24
Figura 2.11 Transmisión por banda cruzada	24
Figura 2.12 Transmisión por banda semi cruzada.....	25
Figura 2.13 Transmisión por banda con rodillo tensor exterior.....	25
Figura 2.14 Transmisión por banda con tensor interno.....	25
Figura 2.15 Transmisión por banda con múltiples poleas.....	26
Figura 2.16 Bandas planas	27
Figura 2.17 Bandas en V.....	27
Figura 2.18 Banda dentada en ambos lados	28
Figura 2.19 Partes de una polea	29
Figura 2.25 Partes principales de un rodamiento	30
Figura 2.26 Rodamiento carga radial	30
Figura 2.27 Rodamiento de carga axial.....	31
Figura 2.28 Rodamiento de carga combinada.....	31
Figura 2.29 Rodamientos rígidos de bolas	32

Figura 2.30 Rodamientos de rodillos cilíndricos	33
Figura 2.31 Rodamientos auto alineado	33
Figura 2.32 Rodamientos de rodillos cónicos	34
Figura 2.33 Rodamiento de Agujas.....	34
Figura 2.34 Chaveta en una polea	36
Figura 2.35 Variador de frecuencia.....	39
Figura 3.1 Esquema alternativa 1	41
Figura 3.2 Componentes principales alternativa 1	41
Figura 3.3 Alternativa 2	43
Figura 3.4 Esquema alternativa 3	45
Figura 3.5 Componentes principales alternativa 3	46
Figura 4.1 Fuerza aplicada sobre la periferia del disco.....	55
Figura 4.2 Eje sometido a esfuerzos de torsión y deflexión.....	64
Figura 4.3 Diagrama de corte.....	66
Figura 4.4 Diagrama de momentos	66
Figura 4.5 Rodamientos sobre el eje motriz.....	82
Figura 4.6 Esfuerzo de corte y flexión por pandeo en pernos.....	96
Figura 4.7 Dimensiones de bandeja en acero inoxidable	103
Figura 4.8 Dimensiones del eje	106
Figura 4.9 Dimensiones de los platos.....	108
Figura 4.10 Deflexión máxima.....	111
Figura 4.11 Diagrama de corte y momento.....	113
Figura 4.12 Momentos por carga muerta y carga viva.....	116
Figura 4.13 Diagrama de corte y momento.....	117
Figura 4.14 Momentos por carga muerta y carga viva.....	118

Figura 4.15 Factor de longitud efectiva.	119
Figura 4.16 Cargas muertas sobre las columnas	123
Figura 4.17 Cargas actuantes en la columna	123
Figura 4.18 Diagrama de fuerza.....	125
Figura 4.19 Diagrama de control.....	126

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Designación numérica SAE-AISI de los aceros aleados.....	7
Tabla 2.2 Designación del tamaño del grano	16
Tabla 2.3 Fuerzas y rev/min recomendadas	17
Tabla 2.4 Reactivo utilizado para ataque químico	20
Tabla 2.5 Selección del paño de pulido.....	21
Tabla 2.6 Tabla comparativa de rodamientos	35
Tabla 3.1 Valorización de parámetros.....	50
Tabla 4.1 Propiedades mecánicas del acero AISI 4140	52
Tabla 4.2 Características del Prodax	53
Tabla 4.3 Características del nylon 6A	54
Tabla 4.4 Primer ensayo.....	54
Tabla 4.5 Segundo ensayo.....	54
Tabla 4.6 Tercer ensayo	55
Tabla 4.7 Tabla resumen	55
Tabla 4.8 Coeficientes de rozamiento	57
Tabla 4.9 Factor de servicio	59
Tabla 4.10 Motores trifásicos de inducción	60
Tabla 4.11 Catálogo de variadores Sinamics	62
Tabla 4.12 Factores de concentración de esfuerzos	68
Tabla 4.13 Parámetros en el factor de la condición superficial	69
Tabla 4.14 Factor de carga	73
Tabla 4.15 Correas trapeciales estrechas de alto rendimiento	74
Tabla 4.16 Selección diámetro de referencia	75
Tabla 4.17 Factor de ángulo de contacto.....	77

Tabla 4.18 Factor de corrección.....	77
Tabla 4.19 Factor de potencia	78
Tabla 4.20 Guía de valores requeridos de vida nominal	84
Tabla 4.21 Rodamientos rígidos de bolas.	85
Tabla 4.22 Rodamiento rígido de bolas (rodamiento 3).....	88
Tabla 4.23 Chavetas paralelas serie normal	90
Tabla 4.24 Selección del perno	92
Tabla 4.25 Datos de pernos comunes.....	93
Tabla 4.26 Coeficiente de rozamiento.....	93
Tabla 4.27 Datos obtenidos.....	94
Tabla 4.28 Dimensiones de pernos de cabeza hexagonal	99
Tabla 4.29 Límite a la fluencia de un perno clase ISO 3,6	101
Tabla 4.30 Propiedades del acero inoxidable.....	103
Tabla 4.31 Propiedades del acero AISI 4140	106
Tabla 4.32 Peso de poleas estándar	110
Tabla 4.33 Propiedades mecánicas del acero A36	114
Tabla 4.34 Propiedades geométricas y específicas del acero A-36.....	114
Tabla 4.35 Selección del cable	125
Tabla 5.1 Designación de máquinas herramientas y equipos.....	128
Tabla 5.2 Herramientas manuales	128
Tabla 5.3 Instrumentos de verificación y medición	129
Tabla 5.4 Costos de materia prima.....	130
Tabla 5.5 Tiempo de alquiler de máquinas herramientas.....	131
Tabla 5.6 Costos de maquinado	132
Tabla 5.7 Costo de mano de obra directa	133

Tabla 5.8 Costo de montaje.....	133
Tabla 5.9 Costo directo total	134
Tabla 5.10 Costos de materiales indirectos	134
Tabla 5.11 Costo total	135
Tabla 5.12 Flujo de caja de los estudiantes	139
Tabla 5.13 Determinación del VAN y TIR	139
Tabla 5.14 Determinación del ingreso	140
Tabla 5.15 Ponderación del ingreso	141
Tabla 5.16 Determinación de costo.....	141
Tabla 5.17 Ingreso por máquina.....	142
Tabla 5.18 Flujo de caja	142
Tabla 5.19 Cálculo del VAN y TIR	142
Tabla 5.20 Flujo de caja con interés pasivo	144
Tabla 5.21 Determinación del VAN y TIR	144
Tabla A.1 Manual de operación	154
Tabla A.2 Manual de operación y pulido adecuado.....	155
Tabla A.3 Manual de mantenimiento.....	156

RESUMEN

La ciencia de los materiales estudia la composición química y estructural de los materiales, una parte de la ingeniería se centra en el estudio y análisis a nivel microscópico para determinar sus propiedades. Para poder realizar un análisis microscópico se debe tener una probeta perfectamente pulida bajo las recomendaciones dadas por organismos internacionales y expertos en el tema. A continuación se detalla el resumen dentro de cada capítulo desarrollado.

CAPÍTULO I

Hace referencia al objetivo principal, justificación y alcance, éstos determinarán y justificarán la necesidad de diseñar y construir una pulidora de probetas con paño la misma que cumplirá con requerimientos planteados por la institución.

CAPÍTULO II

Inicia con el estudio técnico y sustentación teórica de los materiales y componentes que se utilizarán en la construcción de la máquina, base fundamental en la investigación del proyecto.

CAPÍTULO III

Describe el principio de funcionamiento y componentes principales de tres posibilidades de diseño; en base a ello se seleccionará la alternativa que cumpla con todos los requerimientos de la Universidad Politécnica Salesiana.

CAPÍTULO IV

Inicia con el diseño de elementos constructivos, selección técnica de materiales y elementos normalizados que conformarán la máquina pulidora de probetas con paño, el análisis de diseño se desarrollará en función a la carga a la cual estará sometido el disco giratorio.

CAPÍTULO V

Análisis de los costos que conlleva el diseño, construcción y puesta en marcha de una máquina pulidora de probetas con paño, el principal objetivo del análisis es determinar la cantidad de recursos económicos que serán necesarios en la construcción de la máquina y cuantificar la ganancia por parte de la Universidad.

ABSTRACT

The science of materials studies the chemical and structural composition of materials, part engineering focuses on the study and analysis microscopically to determine their properties. To perform a microscopic analysis should have a perfectly polished specimen under the recommendations given by international organizations and experts in the field. A continuation detail of each chapter developed:

CHAPTER I

Refers to principal objective, justification and scope, they will determinate and justify the need of design and build this machine, that meet requirements set by institution.

CHAPTER II

Begins with the technical study and theoretical underpinnings of materials and components that use in the build of machine, fundamental base in the investigation of project.

CHAPTER III

Describes the working principle and components of three possibility of design, based in him will select the best alternative and meet with requirements of the Salesiana University.

CHAPTER IV

Begins with the design of building elements, material selection and technical standard elements that conform this machine, this analysis will be developed in function to the charge which is subjected at rotating disc.

CHAPTER V

Begins with analysis of the costs involved in the design, construction and commissioning of this machine with the principal objective of the analysis is to determine the amount of funds that will be needed in the construction of the machine and quantify the gain by University.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

El presente capítulo hace referencia al objetivo principal, justificación y alcance, éstos determinarán y justificarán la necesidad de diseñar y construir una pulidora de probetas con paño la misma que cumplirá con los requerimientos de la institución.

1.1. Objetivos

1.1.1. Objetivo General

Diseñar y construir una pulidora de probetas con paño, la misma que constará de tres velocidades y además que el disco giratorio sea intercambiable con acople rápido.

1.1.2. Objetivos Específicos

- Obtener una pulidora de probetas con paño robusta que brinde seguridad al operador y rangos de revoluciones según el caso lo amerite.
- Realizar los planos constructivos y de diseño de cada pieza que se ensamblará en la máquina.
- Elaborar una tabla con frecuencias de mantenimiento acorde a los datos técnicos y recomendaciones del fabricante y también un manual de operación para garantizar un adecuado pulido.
- Incrementar la capacidad del laboratorio con el aporte de la máquina antes mencionada.
- Diseñar una máquina con repuestos consumibles de fácil adquisición en el mercado nacional.

1.2. Planteamiento del problema

En la actualidad el laboratorio de metalografía está dotado únicamente con una pulidora de probetas que tiene una opción fija de revoluciones, por ésta razón el tiempo de preparación de cada probeta aumenta retrasando la culminación del ensayo.

Ésta es la razón fundamental para que la Universidad Politécnica Salesiana opte por incrementar la capacidad del laboratorio y realizar el diseño de una pulidora que pueda reducir los tiempos antes mencionados.

1.3. Alcance

Se realizará un diseño y construcción de una máquina pulidora de probetas con paño que será instalada en el laboratorio de metalografía de la institución; éste consiste en la elaboración de planos de fabricación, selección de materiales según especificaciones técnicas, desarrollo de cálculos y construcción de la misma.

Con esto se quiere reducir el tiempo que conlleva la preparación de las probetas y aumentar la capacidad del laboratorio.

1.4. Justificación

El trabajo de grado está orientado a disminuir el tiempo que conlleva preparar una probeta, el sistema de pulido tiene como principio fundamental a un disco giratorio que entra en contacto con una cara de la probeta y ésta se pule con la ayuda de un material abrasivo.

El diseño y construcción de la máquina se lo realizará con el fin de incrementar la capacidad del laboratorio de metalografía y obtener al menos tres rangos de revoluciones adecuadas para el pulido.

1.5. Hipótesis

El proyecto consiste en diseñar y construir una máquina para pulir probetas con paño o felpa de 200mm de diámetro intercambiable, también el disco giratorio constará de al menos tres velocidades variables y un sistema de acople rápido, ésta utilizará materiales y repuestos consumibles de fácil acceso en la industria nacional.

1.6. Conclusión

El diseño y construcción de ésta máquina pulidora agilizará el procedimiento de preparación de las probetas que serán analizadas en el laboratorio de metalografía de la Universidad Politécnica Salesiana, y a su vez brindará un rango de revoluciones en las cuales el operador podrá seleccionar según el tipo de pulido que esté efectuando.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Introducción

Inicia con el estudio técnico y sustentación teórica de los materiales y componentes que se utilizarán en la construcción de la máquina.

2.2. Generalidades

La ciencia de materiales estudia y manipula la composición y estructura de los materiales para controlar las propiedades; el término composición se refiere a la constitución química de un material, estructura se refiere a la descripción del arreglo de los átomos y como éstos se observan a diferentes niveles de detalle (Donal R. Askeland, 2012, pág. 4).

Existen distintas formas para clasificar a los materiales, una de ellas es describir tres grupos:

1. Metales y aleaciones;
2. Cerámicas, vidrios;
3. Polímeros (plásticos);

2.2.1. Metales y aleaciones

Éste grupo incluye aceros, aluminio, magnesio, zinc, hierro colado, titanio, cobre y níquel, “una aleación es un metal que contiene adiciones de uno o más metales o no metales” (Donal R. Askeland, 2012, pág. 8), en general los metales brindan buena conductividad térmica y eléctrica, además tienen alta: resistencia, rigidez, ductilidad y resistencia al impacto y generalmente son empleados en aplicaciones estructurales o de carga.

2.2.2. Cerámicas

Según Donal R. Askeland (2012) las cerámicas pueden definirse como materiales cristalinos inorgánicos que se caracterizan por una buena resistencia a la compresión y altas temperaturas de fusión, la arena de la playa y rocas son ejemplos de cerámicas en estado natural.

2.2.3. Vidrios

El vidrio es considerado como un material *amorfo*, “el término amorfo se refiere a materiales que no poseen un arreglo regular y periódico de átomos” (Donal R. Askeland, 2012, pág. 9).

2.2.4. Polímeros

Son materiales orgánicos y se los obtiene al realizar un proceso llamado *polimerización* básicamente es el proceso por medio el cual las moléculas orgánicas se unen en moléculas gigantes o polímeros, presentan la propiedad de ser excelentes aislantes eléctricos y térmicos.

2.3. Aceros al carbono y aleados

Los aceros al carbono y aleados son uno de los metales más utilizados y tienen una amplia variedad de aplicaciones.

El acero es una aleación de hierro y carbono con un máximo de 2,11% de C, en el cual pueden adicionarse algunos elementos de aleación, los mismos que le proporcionan propiedades mecánicas específicas.

Es muy importante tener en cuenta que el porcentaje de carbono en el acero no puede representar más del 2.11% del peso de la aleación, ya que al superar este peso, la constitución resulta imposible de forjar es decir obtenemos cementita.

Según Kalpakjian (2008), los aceros al carbono se clasifican en:

- **Acero al bajo carbono**, también conocido como acero dulce tiene menos de 0,30% de C y habitualmente es utilizado en: pernos, placas y tubos.
- **Acero al medio carbono**, tiene de 0,30% a 0,60% de C, es decir tiene más resistencia que los aceros al bajo carbono y su aplicación principal es: engranajes, ejes, bielas, cigüeñales.
- **Acero al alto carbono**, tiene más de 0,60% de C y nos brinda una alta dureza y resistencia al desgaste, su aplicación principal es fabricar herramientas de corte, cables, resortes.

2.4. Denominación de los aceros

El *American Iron and Steel Institute (AISI)* y la *Society of Automotive Engineers (SAE)* han denominado a los aceros al carbono y aleados utilizando cuatro dígitos. Los dos primeros indican los elementos aleantes y los dos últimos indican el contenido de carbono al peso, por otro lado la *American Society for Testing and Materials (ASTM)* opta por designar a los materiales ferrosos con la letra *A* seguido de números arbitrarios en general *tres*. Kalpakjian, (2008, pág. 158).

La tabla 2.1 indica la designación de los aceros según la SAE-AISI:

Tabla 2.1 Designación numérica SAE-AISI de los aceros aleados.

DESIGNACIÓN	TIPO
10XX	Aceros ordinarios al carbón
11XX	Aceros al carbono re sulfurados de fácil maquinado
13XX	Aceros con 1,75% de Mn (1,5 a 2%)
15XX	Aceros al manganeso (1 a 1,65%)
23XX	Aceros al níquel, 3,5% de Ni (3,25 a 3,75%)
25XX	Aceros al níquel, 5% de Ni (4,75 a 5,25%)
31XX	Aceros al níquel-cromo, 1,25% Ni y 0,65% Cr
33XX	Aceros al níquel-cromo, 3,5% Ni y 1,60% Cr
40XX	Aceros al molibdeno, 9,25% Mo.
41XX	Aceros con Cr (0,4 a 1,2%), Mo (0,08 a 0,25%)
43XX	Aceros al Ni-Cr-Mo (1,8 Ni, 0,65%Cr, 0,25%Mo)
44XX	Molibdeno (0,4-0,53%)
45XX	Molibdeno, (0,55%)
46XX	Níquel-Molibdeno, (1,8%Ni, 0,2%Mo)
47XX	Níquel-Cromo-Molibdeno (1,05%Ni, 0,45%Cr, 0,2%Mo)
48XX	Níquel-Molibdeno, (3,5%Ni, 0,25%Mo)
50XX	Aceros al Cromo (bajo cromo, 0,28 a 0,40%)
51XX	Medio Cromo, (0,8-1,05%)
50XXX	Acero resistente al desgaste, 0,5%Cr
51XXX	Acero resistente al desgaste, medio Cr 1%
52XXX	Acero resistente al desgaste, alto Cr 1,45%
61XX	Aceros al Cromo - Vanadio, (0,75%Cr, 0,15%V)
8XXX	Aceros de triple aleación
81XX	0,3%Ni, 0,4%Cr, 0,12%Mo
86XX	0,55%Ni, 0,50%Cr, 0,20%Mo
87XX	0,55%Ni,0,50%Cr, 0,25%Mo
88XX	0,55%Ni, 0,50%Cr, 0,35%Mo
92XX	Acero al silicio-manganeso, (2%Si y 0,8%Mn)
93XX	Aceros de triple aleación, 3,25%Ni, 1,2%Cr, 0,12%Mo
98XX	Aceros de triple aleación, 1%Ni, 0,8%Cr, 0,25%Mo
XXBXX	Aceros con Boro, (mínimo 0,0005% B)
50BXX	0,5%Cr
81BXX	0,3%Ni, 0,4%Cr, 0,12%Mo
XXBVXX	Acero al Boro- Vanadio
XXLXX	Acero con plomo
XXXH	Acero con banda de templabilidad
EX	Nuevos tipos de acero con designación temporal

Fuente: Neely, (2002, pág. 54)

2.4.1. El sistema hierro – carbono

Los aceros e hierros fundidos están representados por el sistema binario hierro – carbono, particularmente el hierro puro contiene hasta 0,008% de C, los aceros hasta 2,11% de C y los hierros fundidos hasta 6,67% de C. Kalpakjian, (2008).

En la figura 2.1 se muestra el diagrama de fases hierro carbono, en éste únicamente se representa hasta el 6,67% de C, debido a que en esa gama la cementita es estable.

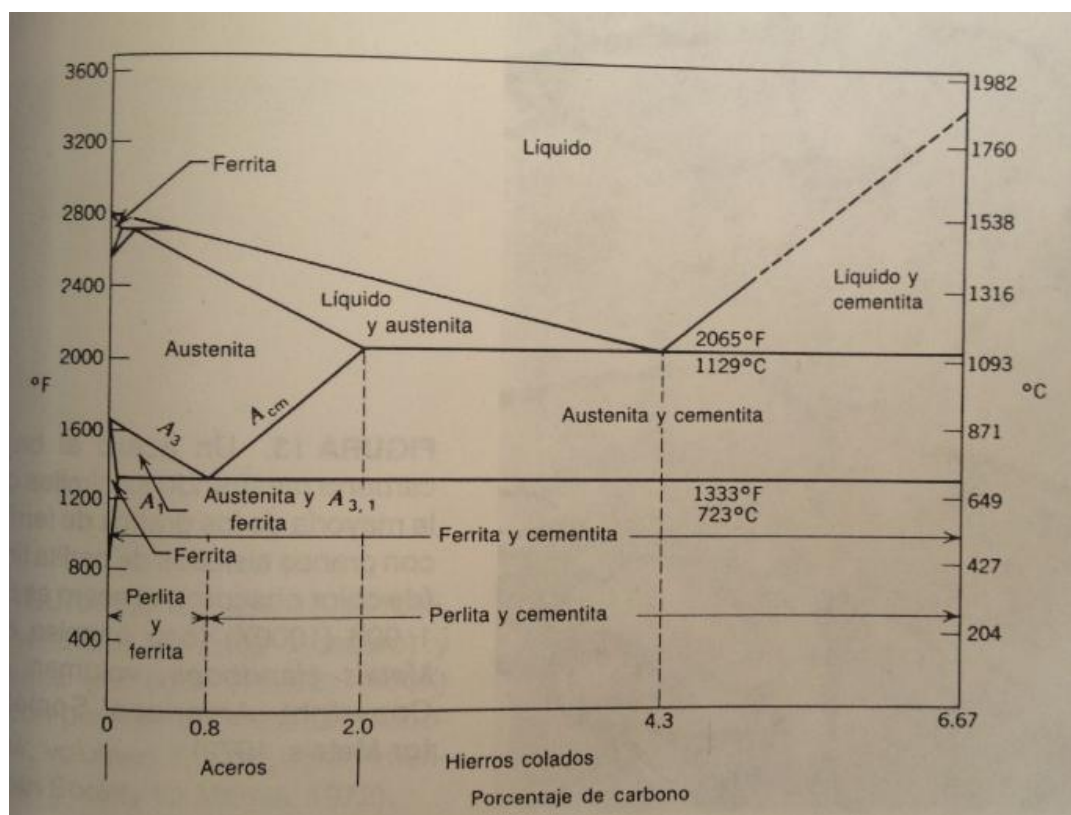


Figura 2.1 Diagrama hierro-carbono.

Fuente: Neely, (2002, pág. 145)

2.5. Aceros inoxidables

Se caracterizan por su elevada resistencia a la corrosión, ductilidad, y su elevado contenido de cromo; se les llama *inoxidables* porque en presencia de oxígeno (aire) forman una película delgada de óxido de cromo el cual protege al material de la corrosión; *pasividad según* Kalpakjian (2008), es la capacidad del material cuando ha sido sometido a desgaste (rayaduras) de nuevamente formar óxido de cromo y así protegerse de la corrosión, entonces para que la pasivación ocurra el contenido de cromo debe ser de 10% a 12% en peso.

Entonces cuando un acero inoxidable tiene mayor contenido de carbono, éste disminuye la resistencia a la corrosión por el motivo de que el carbono se combina con el cromo, disminuyendo el porcentaje de cromo en el acero y con ello la pasividad.

Generalmente, los aceros inoxidables se dividen en:

2.5.1. Austeníticos (series 200 y 300)

Están compuestos de cromo, níquel y manganeso en hierro; no son magnéticos y tienen excelente resistencia a la corrosión, endurecidos por trabajo en frío y se caracterizan por ser los que presentan mayor ductilidad. Se utiliza en una amplia variedad de aplicaciones como: equipos de cocina, intercambiadores de calor, etc.

2.5.2. Ferríticos (serie 400)

Contienen un alto contenido de cromo (hasta 27%) por ende poseen buena resistencia a la corrosión, éstos son magnéticos y tiene una baja ductilidad. En general se utilizan en aplicaciones no estructurales, como equipo para cocina.

2.5.3. Martensíticos (series 400 y 500)

Carecen de níquel y se endurecen mediante tratamiento térmico, su contenido de cromo puede ser hasta de 1,8%; son magnéticos y tienen alta dureza, alta resistencia a la fatiga, ductilidad y resistencia moderada a la corrosión. Se utilizan comúnmente en cuchillería, herramientas quirúrgicas, válvulas.

2.6. Aluminio

Neely (2009), describe el aluminio como un material blanco o blanco grisáceo y puede tener un acabado superficial desde mate hasta brillante pulido. Tiene menor densidad en comparación al acero ($\delta = 2700 \text{ Kg}/\text{m}^3$).

2.7. Cobre

Es un metal blando y pesado de color rojizo, tiene conductividad eléctrica y térmica alta, y ductilidad y es muy blando, por ésta razón es difícil de maquinarlo, el punto de fusión es de 1981°F y su densidad es de ($\delta = 8960 \text{ Kg}/\text{m}^3$).

Neely (2009) clasifica el cobre en los siguientes grupos:

- **Cobre tenaz o bien refinado**, contiene una cantidad de oxígeno cuidadosamente controlada, de entre 0,02% y 0,05%, es el más utilizado en la industria.
- **Cobre desoxidado**, difiere del tenaz por su conductividad eléctrica y térmica más baja, presenta mayor ductilidad y maquinabilidad, es el más adecuado para formar tuberías.
- **Cobre con alta conductividad sin oxígeno**, es el más puro de los cobres comerciales (99,92% mínimo), utiliza para equipos electrónicos y serpentines de refrigeración, por su elevada conductividad térmica.

2.8. Bronce

Existen muchos tipos de bronce, los elementos principales de aleación son el cobre y estaño, los colores del bronce varían del rojo al amarillo.

- El bronce fosfórico contiene 92% de cobre 0,05% de fósforo y 8% de estaño.
- El bronce de aluminio se usa con frecuencia para la fabricación de bujes y cojinetes con capacidad para cargas elevadas.

2.9. Estructuras cristalinas unitarias

“Cuando los metales se solidifican desde el estado fundido a sólido, los átomos se alinean en filas ordenadas, éste es un acomodo peculiar de cada metal, a este arreglo se le llama red espacial”. Neely, (2002, pág. 118).

Los metales se solidifican en tres estructuras reticulares principales:

- Cúbica centrada en el cuerpo (CC).
- Cúbica centrada en las caras (CCC).
- Hexagonal compacto (HC).

En la figura 2.2 se muestran los tres patrones cristalinos mas comunes:

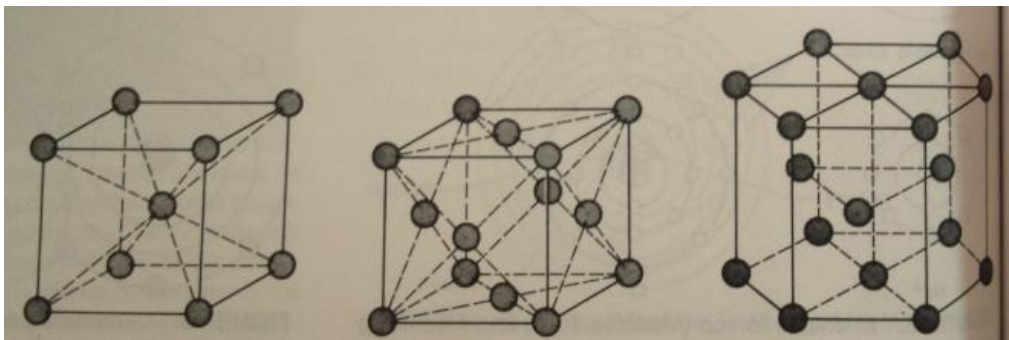


Figura 2.2 Celdas unitarias comunes de la red espacial (a) CC, (b) CCC, (c) HC.

Fuente: Neely, (2002, pág. 118)

En la figura 2.3 se representa el crecimiento de la dendrita desde el núcleo hasta el grano final cuando el metal se solidifica desde el estado fundido.

El hierro, el cobre, la plata y otros metales están formados por estas estructuras de granos pequeños, los cuales pueden verse en el microscopio cuando se pule y ataca químicamente la muestra (probeta).

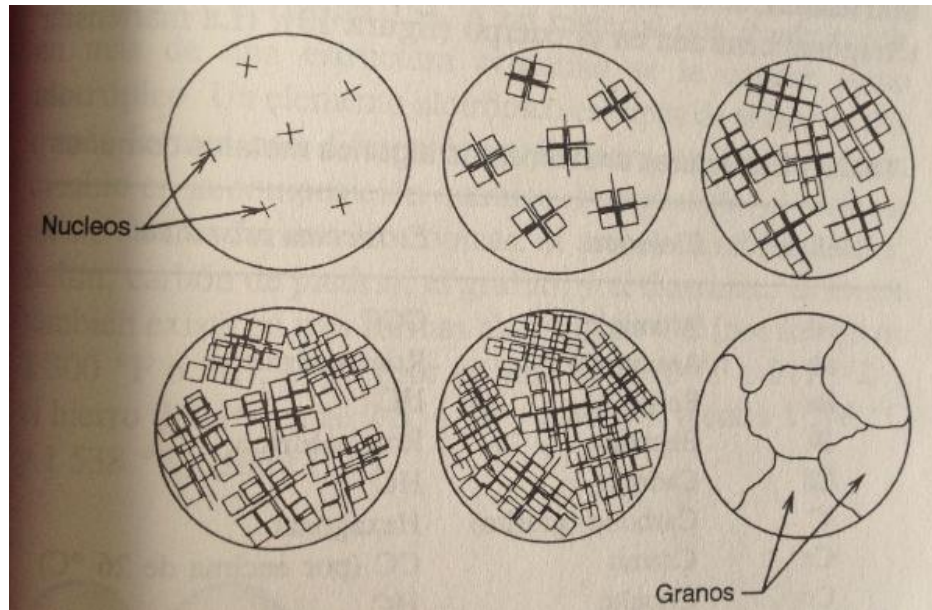


Figura 2.3 Formación de los granos durante las solidificaciones.

Fuente: Neely, (2002, pág. 119)

2.9.1. Estructuras cúbica centrada en el cuerpo (CC)

Según Neely, (2002, pág. 119) está constituida por átomos en cada esquina del cubo y uno en el centro del mismo. A temperaturas menores de 1333 °F (723°C) el acero tiene este arreglo y se le llama hierro alfa o ferrita.

2.9.2. Estructuras cúbica centrada en las caras (CCC)

Los átomos de calcio, aluminio, cobre, plomo, níquel, oro, platino y algunos otros metales se acomodan uno en cada esquina del cubo y otros en el centro de cada cara, cuando el acero está por encima de 1333°F (723°C) se le llama hierro gama o austenita.

2.9.3. Estructuras hexagonal compacta (HC)

Está presente en muchos de los metales menos comunes como: berilio, zinc, cobalto, titanio, magnesio y el cadmio, debido al espacio de la estructura reticular, las hileras de átomos no se deslizan fácilmente una sobre otra por ésta razón los metales HC tienen menor plasticidad y ductilidad que los metales de estructura cúbica.

2.9.4. Consideraciones del tamaño del grano

Neely, (2002, pág. 124) afirma que el tamaño del grano tiene un efecto notable en las propiedades mecánicas del metal; la temperatura, los elementos aleantes, y el tiempo de impregnación térmica afectan el tamaño del grano.

Por lo general es aconsejable que los metales tengan grano pequeño que grande, los metales de grano pequeño tienen: mayor resistencia a la tracción, mayor dureza, y menor distorsión durante el temple; el grano grueso incrementa la endurecibilidad el cual es deseable para la carburización.

En la figura 2.4 se podrá apreciar el efecto de sobrecalentar el acero al carbono y el crecimiento del grano resultante.

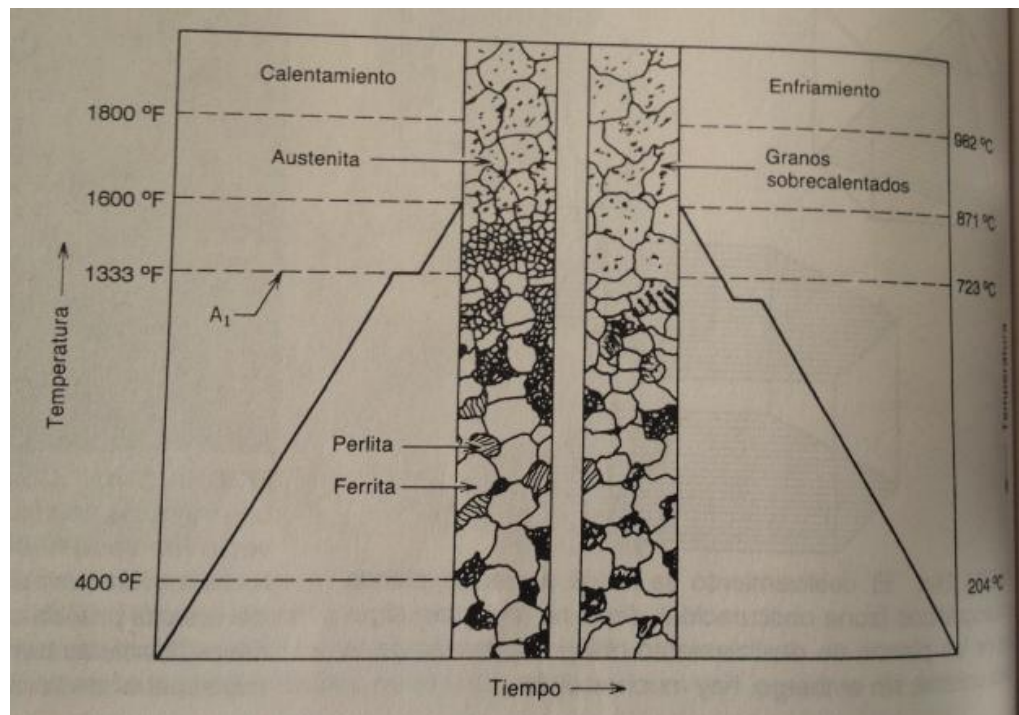


Figura 2.4 Crecimiento del grano vs Temperatura.

Fuente: Neely, (2002, pág. 124)

2.9.5. Examen microscópico de los metales

Los detalles de la estructura de los metales no visibles a simple vista, pero la estructura de grano de los metales pueden apreciarse con el microscopio, en el cual se podrá identificar: las características del metal, el tamaño del grano y el contenido de carbono.

2.9.6. Preparación de la muestra

La muestra no debe sobrecalentarse, no importa si es dura o blanda, la estructura del grano puede alterarse con una alta temperatura de corte, por éste motivo es recomendable realizar un corte a mano con abundante refrigerante.

Neely, (2002, pág. 131) afirma que la muestra debe ser pequeña, de $1/4$ " a $3/8$ " de ancho o de diámetro, la probeta se monta en plástico utilizando una prensa de montaje.

2.9.7. Pulido de la muestra

El procedimiento más común consiste en desbastar primero la superficie de la muestra (probeta) en una lijadora de banda (ver figura 2.5).



Figura 2.5 Pulidora de banda.

Fuente: Buehler, (2013, pág. SP)

El lijado de la muestra debe realizarse con abundante agua para eliminar las partículas de la superficie y mantener con filo los bordes cortantes. Primero se mueve la muestra hacia atrás y hacia adelante sobre el papel de partícula gruesa hasta que todas las rayas vayan en una sola dirección, y luego la muestra debe limpiarse perfectamente antes de cambiar a un papel (lija) más fino.

La segunda etapa de desbaste debe realizarse de modo que las nuevas rayas o líneas de desbaste queden a 90° de las líneas anteriores, éste proceso debe continuar con todas las lijas.

La designación del papel abrasivo (lija) para desbaste de la muestra, se basa en las normas ANSI (Tabla 2.2).

Tabla 2.2 Designación del tamaño del grano.

Grit Number	FEPA	Size (µm)	ANSI/CAMI	
			Grit Number	Size (µm)
P120		125.0	120	116.0
P150		100.0	180	78.0
P220		68.0	220	66.0
P240		58.5
P280		52.2	240	51.8
P320		46.2
P360		40.5	280	42.3
P400		35.0	320	34.3
P500		30.2
P600		25.8	360	27.3
P800		21.8	400	22.1
P1000		18.3	500	18.2
P1200		15.3	600	14.5
P1500		12.6	800	11.5
P2000		10.3	1000	9.5
P2500		8.4	1500	8.0
P4000 ^A		5.0

Fuente: ANSI INTERNATIONAL, (2011, pág. 6)

Ahora, la muestra está en un estado de pre acabado y debe pulirse en un disco giratorio al cual se le cubre con una tela (felpa) y se le aplica alúmina finamente dividida.

La muestra se mantiene boca abajo sobre el disco y se mueve lentamente alrededor en dirección opuesta a la rotación, cuando la muestra tiene un acabado tipo espejo y no presenta rasguños o líneas, debe limpiarse con agua.

Si se aplica una fuerza superior a la recomendada en la tabla 2.3 sobre la muestra se puede deformar la capa superficial y hacer indistinguible los límites del grano y las estructuras.

Tabla 2.3 Fuerzas y *rev/min* recomendadas.

Surface	Lubricant	Abrasive Type/Size ANSI (FEPA)	Time sec.	Force ^A N(lbf)	Platen RPM ^B	Rotation
Planar Grinding paper/stone	water	120–320 (P120–400) grit SiC/Al ₂ O ₃	15–45	20–30 (5–8)	200–300 ^C	CO ^D
Fine Grinding paper	water	240 (P220) grit SiC	15–45	20–30 (5–8)	200–300	CO
paper	water	320 (P500) grit SiC	15–45	20–30 (5–8)	200–300	CO
paper	water	600 (P1200) grit SiC	15–45	20–30 (5–8)	200–300	CO
Rough Polishing low/no nap cloth	compatible lubricant	6µm diamond	120–300	20–30 (5–8)	100–150	CO
Final Polishing med./high nap cloth	compatible lubricant	1µm diamond	60–120	10–20 (3–5)	100–150	CO
synthetic suede ^E	water	0.04µm colloidal silica or 0.05µm alumina	30–60	10–20 (3–5)	100–150	CONTRA ^F

^A Force per 30 mm (1¼ in.) diameter mount.

^B Power heads generally rotate between 25 and 150 rpm.

^C High-speed stone grinders generally rotate at greater than 1000 rpm.

^D Complimentary rotation, surface and specimen rotate in same direction.

^E Optional step.

^F Contra rotation, surface and specimen rotate in opposite directions.

Fuente: ASTM INTERNATIONAL, (2011, pág. 7)

En la figura 2.6 se muestra una fotomicrografía que muestra los rasguños resultantes de un pulido insuficiente.



Figura 2.6 Fotomicrografía de un pulido insuficiente.

Fuente: Neely, 2002, (pág. 133)

En la figura 2.7 se muestra la misma probeta pulida adecuadamente

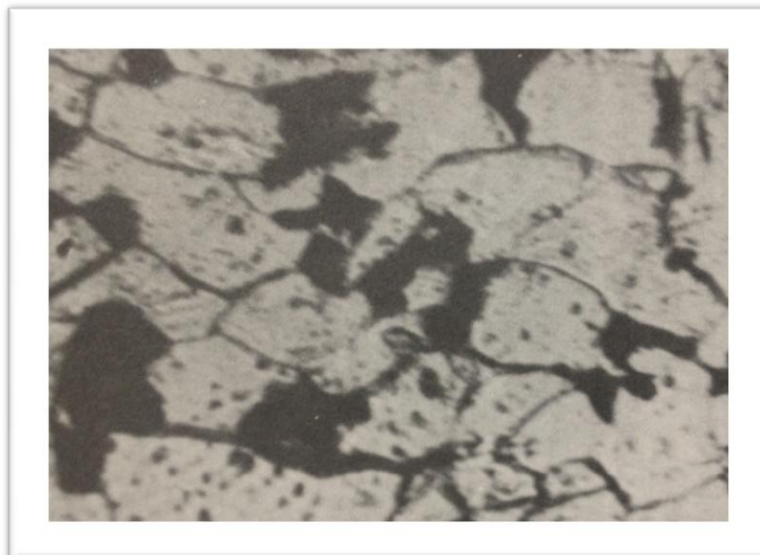


Figura 2.7 Muestra pulida.

Fuente: Neely, (2002, pág. 133)

En la figura 2.8 se podrá apreciar una muestra a la cual se aplicó demasiada fuerza y se deformó la superficie.

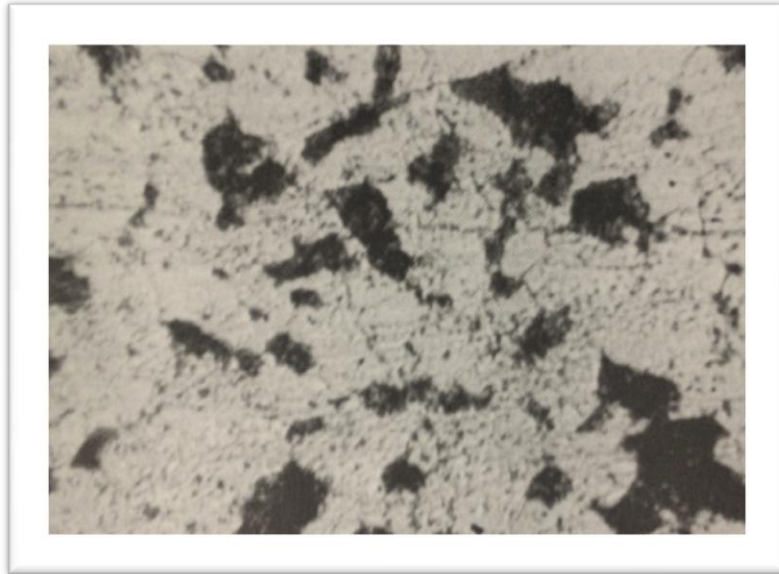


Figura 2.8 Estructura deformada.

Fuente: Neely, (2002, pág. 133)

2.9.8. Ataque químico de la muestra

El método común es utilizar un gotero para ojos y aplicar el reactivo según la tabla 2.4; si el tiempo de ataque es demasiado corto, los límites del grano y otras configuraciones se verán desvanecidos e indistintos, si el tiempo es demasiado largo la muestra quedará muy oscura mostrando colores no usuales. El ataque se detiene al colocar la muestra sobre un chorro de agua.

La siguiente tabla muestra los reactivos que se utilizarán en un ensayo:

Tabla 2.4 Reactivo utilizado para ataque químico.

METALES	REACTIVO	COMPOSICIÓN	OBSERVACIONES
Hierro y acero al carbono	Nital Tiempo= 5 a 60 seg	2 a 5% de ácido nítrico en alcohol metílico	Obscurece a la perlita en aceros al carbono
			Diferencia la perlita de la martensita, revela los límites de grano de la ferrita
			Muestra la profundidad del núcleo en los aceros nitrurados
Hierro y acero al carbono	Picral Tiempo= 5 a 120 seg	4 gr de ácido pícrico en 100 ml de alcohol metílico	Para aceros al carbono y de baja aleación recocidos y endurecidos por temple, no es tan bueno como el nital para revelar los límites del grano de la ferrita.
	Ácido clorhídrico y ácido pícrico	5 gr de ácido clorhídrico y 1gr de ácido pícrico en 100ml de alcohol metílico	Revela los granos de la austenita en los aceros templados y revenidos.
Aceros aleados e inoxidables	Cloruro férrico y ácido clorhídrico	5 gr de cloruro férrico, 20 ml de ácido clorhídrico y 100ml de agua destilada	Revela las estructuras en los aceros y en el hierro-cromo-níquel, revela la estructura de los aceros inoxidables y de los aceros austeníticos al níquel.
Aluminio y aleaciones de aluminio	Hidróxido de sodio	10 gr de hidróxido de sodio en 90ml de agua destilada	Reactivo general, puede utilizarse para micro y macro ataque, tiempo= 5 seg.
Cobre y sus aleaciones	ácido nítrico	12 a 30% de ácido nítrico	Muestra las inclusiones, la porosidad T= 5 a 20 seg
	reactivo concentrado de kellers	10 ml de ácido fluorhídrico, 15ml de ácido clorhídrico, 25ml de ácido nítrico y 50ml de agua	Es un buen reactivo para aleaciones que contienen cobre
	Hidróxido de amonio y peróxido de hidrógeno	5 partes de hidróxido de amonio, 5 partes de peróxido de hidrógeno y 5 partes de agua	Se utiliza para el cobre y muchas aleaciones de éste, el contenido de peróxido varia con el contenido de cobre en la aleación.
	Persulfuro de amonio	10 gr de per sulfato de amonio y 90ml de agua	Es un buen reactivo para el cobre, el latón, el bronce, y el níquel plata.

Fuente: Neely, (2002, pág. 134)

2.9.8.1. Discos y paños para el pulido

El paño o felpa que se utiliza en el pulido de la muestra se encuentra en el mercado en medidas que va desde: 76 mm a 305 mm de diámetro, la selección del paño adecuado se basa en la tabla 2.5.

Tabla 2.5 Selección del paño de pulido.

Cloth Selection Guide

	ChemoMet™	MasterTex™	MicroCloth™	MicroFlo™	Nylon	Polycloth	TexMet™ C	TexMet™ P	TriDent™	UltraPad™	UltraPol™	VelTex	Veratex	WhiteFelt™
Aluminum	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Cast Iron		•	•	•			•	•					•	•
Ceramic			•				•			•			•	
Ceramic Thermal Spray	•							•					•	
Copper	•		•	•	•	•						•		•
Generic Bulk Mount			•				•	•	•		•		•	
Generic Thin Section			•				•	•	•		•		•	
Hard Steels	•		•	•	•		•	•	•				•	•
Heat Treated Steels	•		•	•	•		•							•
High Temperature Solder in Ceramic	•		•				•	•					•	
Metallic Thermal Spray	•							•					•	
Micro-Electronic Material	•	•	•				•							
Nickel Base Alloys	•		•	•	•	•	•		•				•	•
Non Populated PCB	•	•	•				•		•				•	
Polymers			•	•			•							
Silicon in Micro-Electronics	•	•	•											
Sintered Carbides	•				•		•						•	
Soft Steels	•	•	•	•	•	•	•		•	•		•	•	•
Stainless Steel	•		•	•	•		•		•	•		•	•	•
Titanium	•		•	•	•		•			•	•			•

Fuente: Buehler, (2013)

Paños PELLOW

Hechos de una fibra sintética con el lado posterior adhesivo. Son paños duros especialmente adaptables para el pulido de especies mineralógicas, cerámicas y metalográficas.

Los paños pellow están disponibles en tres grados:

- **Tipo PAD-K** para pre pulido con 45 μm ,25 μm o 15 μm de pasta de diamante.
- **Tipo PA-W** para pre pulido con 15 μm y 7 μm de pasta de diamante u otros agentes de pulido con granos sobre 5 μm .
- **Tipo PAN-W** para pre pulido con 7 μm de pasta de diamante y pulido con agentes de pulido con tamaño de grano sobre 1 μm .
- **Paños DUR** basados sobre ceda pura y son normalmente usados para pre pulido (15 y 7 μm) solamente en algunos casos.
- **Paños MOL** está basado en una fibra de gran suavidad y es usado por lo general para el pulido de casi todos los metales.
- **Paños NAP** es un paño sintético donde las fibras están fijadas a un espaldar. Es el más suave de los paños DP y es usado para las etapas de pulido final y para el pulido de materiales delicados.

2.10. Abrasivos

Un abrasivo es una sustancia que tiene como finalidad actuar sobre otros materiales con diferentes clases de esfuerzo mecánico. Son de elevada dureza y se emplean en cualquier proceso industrial.

Pueden ser naturales o artificiales, y se clasifican en función de su dureza, para esto se ocupa diversas escalas como la de Mohs.

Entre los abrasivos más usados están el óxido de aluminio (alúmina), la arena, el carburo de silicio, el nitruro de boro y el diamante.

El grano del abrasivo es el elemento más importante, se debe considerar el tamaño que se utilizará, el grano grueso sirve para materiales suaves, desbaste rápido y cuando el acabado no es muy importante. El grano fino sirve para materiales duros, frágiles y quebradizos como aceros, carburos cementados y vidrio, en acabados finos y para mantener pequeños perfiles.

2.11. Transmisión por bandas y poleas

Un sistema de transmisión por banda es un conjunto de dos poleas que están acopladas con el fin de transmitir fuerzas y velocidades angulares entre arboles paralelos que se encuentran a una distancia determinada.

La fuerza es transmitida por efecto del rozamiento que ejerce la banda sobre la polea.

La banda está sometida a esfuerzos, suelen estar fabricadas de caucho y son resistentes al desgaste además de ser reforzadas con cuerdas para mejorar el comportamiento a tracción.

Las transmisiones por banda, en su forma más sencilla, consta de una cinta colocada con tensión en 2 poleas: la una es la motriz y la otra movida.

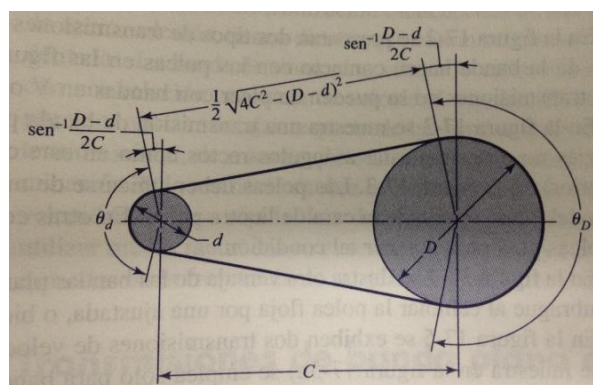


Figura 2.9 Transmisión por banda.

Fuente: Budynas, (2008, pág. 849)

En la figura 2.9 se tiene:

$C =$ distancia entre centros

$d =$ diámetro de polea menor

$D =$ diámetro de polea mayor

$\theta_d =$ ángulo de contacto en polea menor

$\theta_D =$ ángulo de contacto en polea mayor

2.11.1. Tipos de transmisión por banda

2.11.1.1. Transmisión por banda abierta

Se emplea en ejes paralelos si el giro de estos es en un mismo sentido. Es el tipo de transmisión más utilizada.

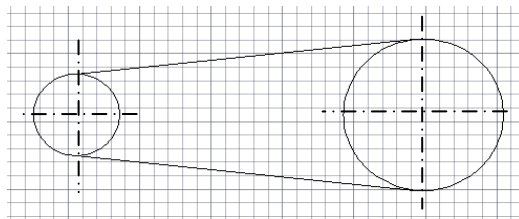


Figura 2.10 Transmisión por banda abierta.

2.11.1.2. Transmisión por banda cruzada

Se emplea en ejes paralelos si el giro de estos es en sentido opuesto.

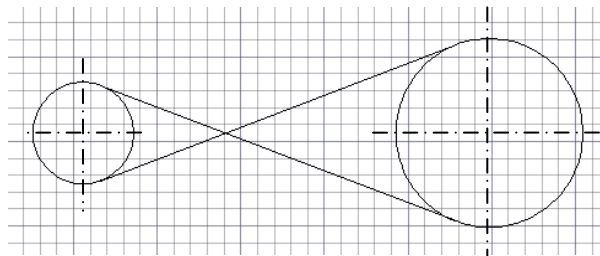


Figura 2.11 Transmisión por banda cruzada.

2.11.1.3. Transmisión por banda semi-cruzada

Se emplea si los árboles se cruzan, generalmente a 90° .

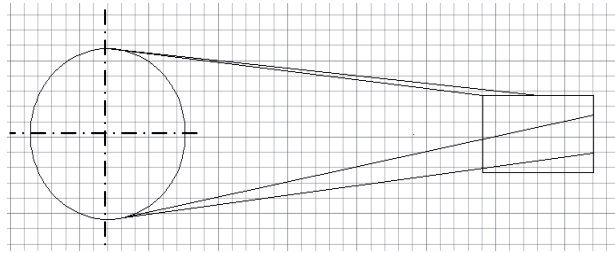


Figura 2.12 Transmisión por banda semi cruzada.

2.11.1.4. Transmisión por banda con rodillo tensor exterior

Se emplea cuando es imposible desplazar las poleas para el tensado de las bandas y se desea aumentar el ángulo de contacto.

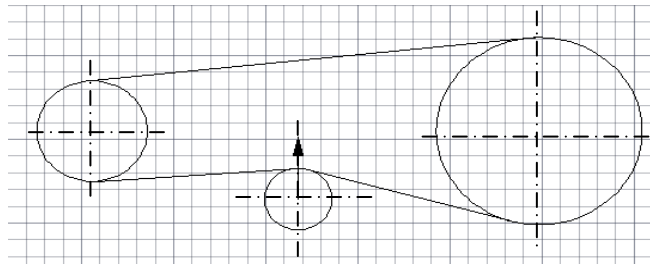


Figura 2.13 Transmisión por banda con rodillo tensor exterior.

2.11.1.5. Transmisión por banda con rodillo tensor interior

Se emplea cuando es imposible desplazar las poleas para el tensado de las bandas.

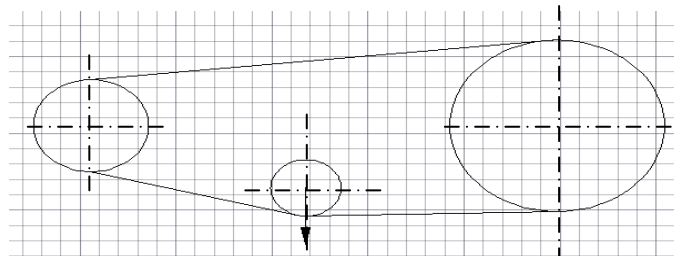


Figura 2.14 Transmisión por banda con tensor interno.

2.11.1.6. Transmisión por banda con múltiples poleas

Se emplea para transmitir el movimiento desde un árbol a varios árboles que están dispuestos paralelamente. Las poleas pueden estar con relación a la banda con un montaje interior o combinado.

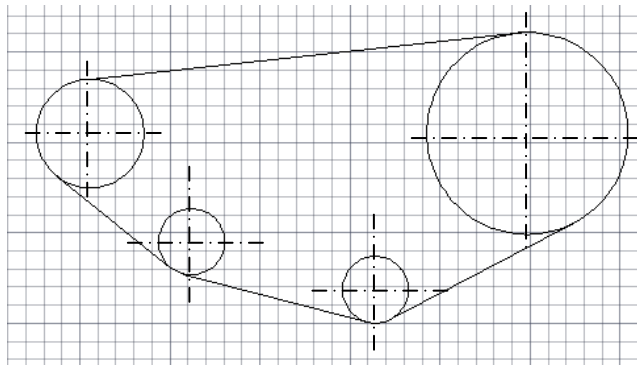


Figura 2.15 Transmisión por banda con múltiples poleas.

2.12. Bandas

“Las bandas o correas son elementos de transmisión de potencia tipo flexible, por tanto son capaces de absorber las vibraciones ocasionadas en el eje conductor, éstas se utilizan para transmitir potencia entre dos ejes paralelos” Quijorna, (2007, pág. 53).

2.12.1. Tipos de bandas

Se clasifican en: planas, dentadas, en V, correas dobles en V y múltiples en V.

2.12.1.1. Bandas planas

Según Gutiérrez, (2010) se utilizan para transmitir movimiento entre ejes paralelos o cruzados a 90° , y se caracterizan por tener una sección rectangular, son ideales cuando los diámetros de las poleas son muy pequeños debido que se adaptan a cualquier configuración de transmisión.

Estas bandas tienen notables ventajas sobre las transmisiones de engranajes y las bandas en V, y presenta una eficiencia de 98% aproximadamente, y produce poco ruido.

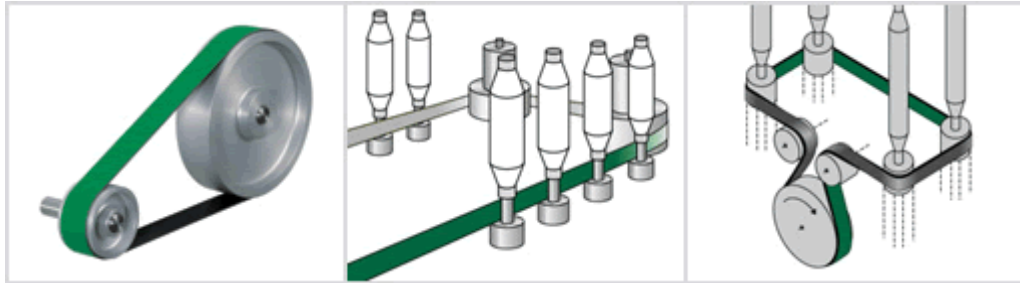


Figura 2.16 Bandas planas.

Fuente: Brunssen de Occidente S.A, (2005)

2.12.1.2. Bandas en V

Ampliamente empleadas a nivel industrial debido a que su sección transversal es un trapecio, esta forma permite aumentar las fuerzas de fricción entre la correa y las paredes de la polea con la que interactúa, esto permite obtener un contacto firme por el efecto de “cuña” que asegura un fuerte contacto con las paredes laterales y evita el deslizamiento.



Figura 2.17 Bandas en V.

Fuente: Provecuador, (2012)

2.12.1.3. Bandas dentadas

Poseen dientes en su cara posterior o interna que permiten generar un sistema de transmisión de movimiento de forma sincronizada y transmitir un par elevado, en éste caso las poleas poseen dientes en su periferia que acoplan con la banda, usualmente se recomienda cuando se quiere evitar el deslizamiento entre la banda y la polea, y cuando las revoluciones del eje conductor son elevadas. Gutiérrez, (2010).

En algunos casos especiales las bandas son dentadas a ambos lados con el fin de transmitir el movimiento en los dos lados.



Figura 2.18 Banda dentada en ambos lados.

Fuente: Direct Industry, (2014)

2.13. Poleas

“Se define la Polea como un disco que puede girar alrededor de un eje central y que tiene un canal en su borde en el que se acopla el elemento transmisor, la Banda.”

Real, (1988, pág. 55) .

Las principales partes de una polea se describe en la figura 2-19:

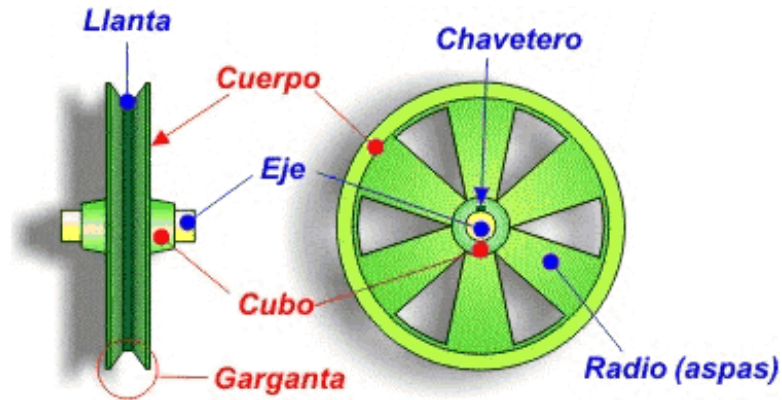


Figura 2.19 Partes de una polea.

Fuente: CEJAROSU, (2005)

El **Cuerpo** une la garganta o canal con el cubo, por lo general el cuerpo está comprendido por aletas o aspas que ayudan a disminuir el peso.

El **Cubo** es la parte central de la polea y comprende el agujero el cual está provisto de un chavetero que acopla al eje para que ambos giren solidarios.

La **Garganta o Canal** es la parte más esencial de la polea, ya que entra en contacto con la correa o banda.

2.14. Rodamientos

Rodamiento o también denominado cojinete es el conjunto de esferas que se encuentran unidas por un anillo interior y uno exterior, el rodamiento produce movimiento al objeto que se coloque sobre éste y se mueve sobre el cual se apoya; el deslizamiento producido entre la pista y los rodamientos generan calor, y para disminuir la fricción se lubrica con baño de aceite para disipar el calor. SKF, (2006)

Los rodamientos se clasifican de acuerdo a:

1. La forma como soportan las cargas: Radiales, Axiales, Combinados.
2. Los elementos de rodadura que poseen como: bolas, rodillos cilíndricos, rodillos esféricos, rodillos cónicos, agujas, etc.

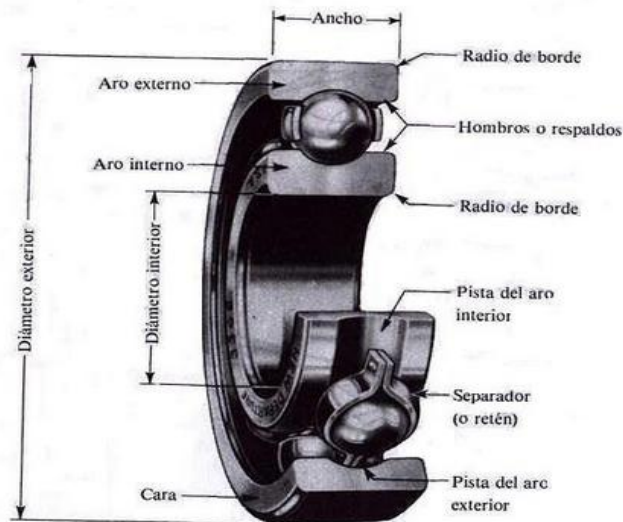


Figura 2.20 Partes principales de un rodamiento.

Fuente: Badiola, (2004)

2.14.1. Rodamientos radiales

Diseñados especialmente para soportar cargas perpendiculares respecto al eje de rotación, la carga radial origina reacciones en los apoyos, también en sentido radial.

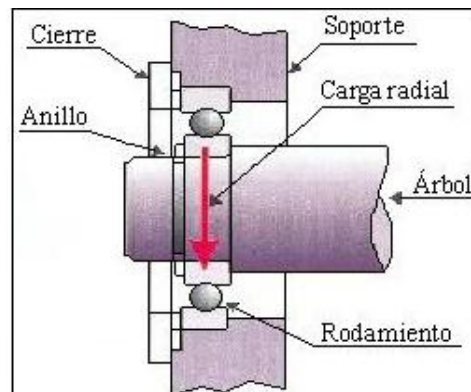


Figura 2.21 Rodamiento carga radial.

Fuente: Portal ESO, (s.f)

2.14.2. Rodamientos axiales

Diseñado para soportar cargas en sentido paralelo al eje de rotación, consecuentemente origina reacciones en el cojinete en sentido contrario a la carga, solo se utiliza rodamientos de bolas.

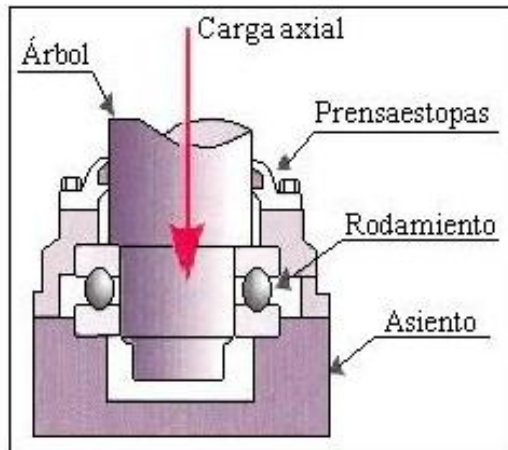


Figura 2.22 Rodamiento de carga axial.

Fuente: Portal ESO, (s.f)

2.14.3. Rodamientos para cargas combinadas

Diseñado para soportar una combinación de cargas, tanto axiales como radiales, y de igual manera genera reacciones en los apoyos en sentido contrario a las cargas.

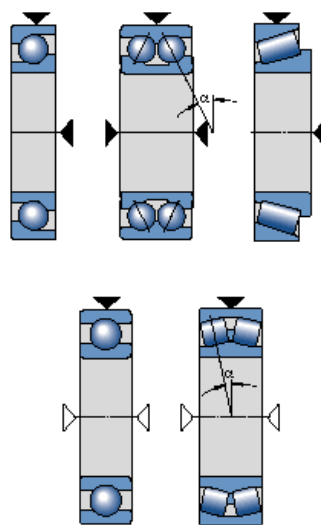


Figura 2.23 Rodamiento de carga combinada.

Fuente: SKF G. , (2014)

2.14.4. Rodamientos de contacto angular

2.14.4.1. Rodamientos rígidos de bolas

Tienen un campo de aplicación amplio, para una carga principalmente radial; la carga de empuje aplicará en un lado de la pista interna y pasará por medio de la bola hacia la carcasa. SKF G. , (2014).

Tomando como referencia lo dicho por Quijorna, (2007) en que el rodamiento de bolas de contacto angular es más adecuado para resistir cargas de empuje considerables, o cuando las cargas son combinadas en la figura 2.29 se representa rodamientos de hileras de bolas.

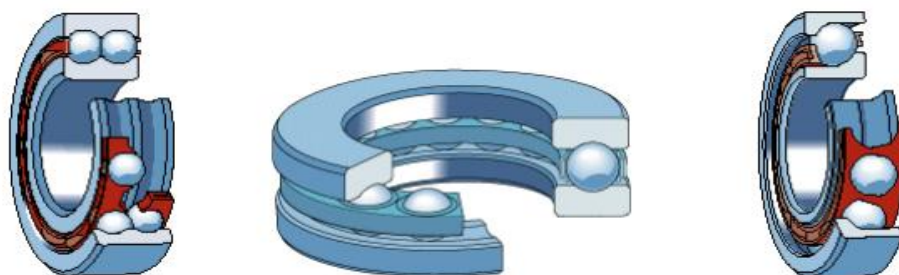


Figura 2.24 Rodamientos rígidos de bolas.

Fuente: SKF G. , (2014)

2.14.4.2. Rodamientos de rodillos cilíndricos

Según Quijorna, (2007) éste tipo de rodamientos tienen la diferencia de un cambio en su diseño interior que aumenta la capacidad de carga radial, debido a que el contacto entre rodillo y pista en teoría es una línea, adopta forma rectangular conforme las piezas se deforman bajo el efecto de una carga; por éste motivo un rodamiento de rodillos pequeño soporta la misma carga que un rodamiento de bolas grande.

En la figura 2.30, se representan los rodamientos con rodillos cilíndricos:

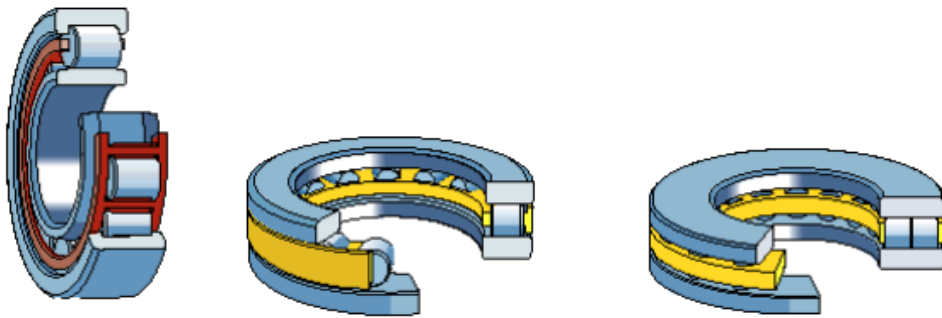


Figura 2.25 Rodamientos de rodillos cilíndricos.

Fuente: SKF G. , (2014)

2.14.4.3. Rodamientos auto alineados

El rodamiento de rodillos de barril es una forma de rodamiento auto alineado, se denomina así porque existe rotación relativa real de la pista de rodamientos externa en relación a los rodamientos y la pista de rodamientos interna cuando se presenta desalineación angular. Quijorna, (2007, pág. 36).

Éstas especificaciones nos confiere una excelente capacidad de desalineación y conserva la misma capacidad radial, otro tipo común es un rodamiento de bolas a rotula el cual posee dos bolas y un canal común en la pista interior.

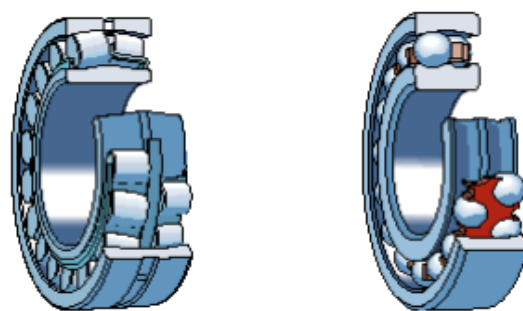


Figura 2.26 Rodamientos auto alineado.

Fuente: SKF G. , (2014)

2.14.4.4. Rodamientos de rodillos cónicos

Muy usuales y adecuados cuando las cargas de empuje y radiales son elevadas, su aplicación en automóviles por el hecho que brinda un excelente servicio frente a cargas radiales. Quijorna, (2007, pág. 38).

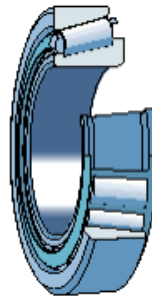


Figura 2.27 Rodamientos de rodillos cónicos.

Fuente: SKF G. , (2014)

2.14.4.5. Rodamientos de agujas

Son otro tipo de rodamientos de rodillos cilíndricos, con la diferencia en que son de diámetro menor, y la capacidad de carga de empuje y desalineación es pobre. Quijorna, (2007, pág. 39).

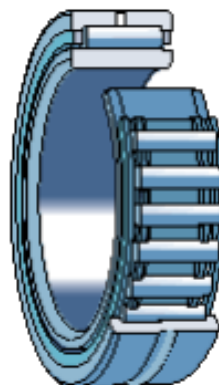


Figura 2.28 Rodamiento de Agujas.

Fuente: SKF G. , (2014)

En la tabla 2.6, se detallan las características de cada rodamiento:

Tabla 2.6 Tabla comparativa de rodamientos.

Tipo de Rodamiento	Capacidad de carga radial	Capacidad de carga axial o de empuje	Capacidad de desalineación
Bola de hilera única	Buena	Aceptable	Aceptable
Bola de doble hilera	Excelente	Buena	Aceptable
Contacto angular	Buena	Excelente	Pobre
Rodamiento cilíndrico	Excelente	Pobre	Aceptable
Rodamiento de aguja	Excelente	Pobre	Pobre
Rodamiento esférico	Excelente	Aceptable / Buena	Excelente
Rodamiento cónico	Excelente	Excelente	Pobre

Fuente: Calvo, (2011)

2.15. Chavetas

“Una chaveta es un elemento situado entre las superficies de un eje o árbol y el cubo de un elemento transmisor de potencia (engrane, piñón, polea, etc.), transmitiendo el par torsor de un elemento a otro (eje – cubo).” Grupo Arntz Optibelt, (2002).

La figura 2.34 muestra la configuración de una chaveta en el eje, acoplada a la polea, siendo ésta un elemento de sujeción entre el eje y la polea:

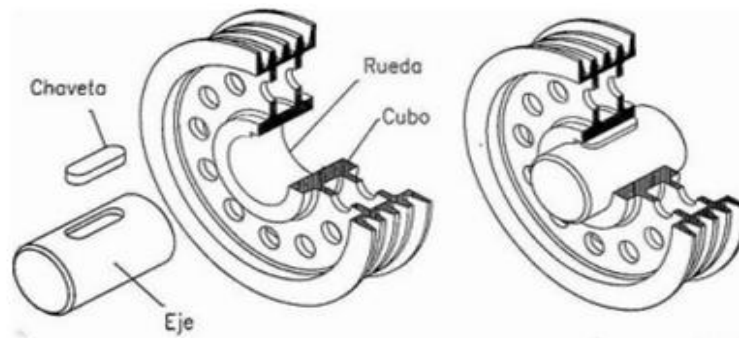


Figura 2.29 Chaveta en una polea.

Fuente: Universidad del País Vasco, (2007)

2.16. Motor eléctrico

Según Chapman, (2000, pág. 352) es una máquina capaz de transformar la energía eléctrica en energía mecánica, y son los más utilizados en la industria debido a que su construcción es sencilla y nos ofrece muchas ventajas (costo, limpieza, fácil transporte).

La clasificación se la puede realizar según la fuente de alimentación:

2.16.1. Motores de corriente directa (DC)

Utilizados cuando se necesita regular la velocidad del eje continuamente, y además cuando se necesita un par de arranque elevado. Chapman, (2000, pág. 489).

2.16.2. Motores de corriente alterna (AC)

En esta clasificación de motores se puede sub clasificar a los siguientes:

2.16.2.1. El motor síncrono

La principal característica en la cual la velocidad de giro del rotor es directamente proporcional a la frecuencia de la energía suministrada, es decir gira a la velocidad según la frecuencia suministrada o si la carga es excesiva el motor se detiene.

2.16.2.2. Motor asincrónico o de inducción

La característica principal está en que la fuente de alimentación es alterna a diferencia de los motores síncronos, es decir la fuente de corriente alterna (monofásica o trifásica) alimenta a un estator generando fuerzas electromagnéticas haciendo que el rotor gire produciendo energía mecánica, éstos se los puede clasificar según la forma de construcción:

- ***Motor asincrónico de rotor bobinado*** su campo de aplicación básicamente se centra cuando la transmisión de potencia es demasiada elevada (>200 KW) y es necesario reducir las corrientes de arranque, para de ésta manera evitar caídas de tensión en la red de alimentación.
- ***Motor asincrónico tipo Jaula de Ardilla*** es el motor que más ventajas nos genera (bajo costo, eficiente, bajo mantenimiento, etc.), la característica principal es que el rotor está formado por un grupo de varillas de aluminio o cobre en formas similares a la de una jaula.

2.16.2.3. Motor de pasos

Constan de cuatro bobinas que al ser energizadas originan el movimiento del eje de acuerdo a ángulos exactos (submúltiplos de 360°), y son utilizados en impresoras, etc.

2.16.3. Regulación de velocidad en motores de corriente alterna

La velocidad de giro del rotor de un motor AC, está definida por la ecuación siguiente expresión:

$$n = 60 \frac{f}{p} \quad (2.1)$$

Dónde:

n: revoluciones del rotor. (*rev/min*)

f: frecuencia en Hz.

p: número de polos del motor

En base a esta expresión, está claro que tenemos dos posibilidades de variar la velocidad del rotor.

2.16.3.1. Cambio en el número de polos

El número de polos solamente se los puede definir en el momento de la construcción del motor, por este motivo si el motor va a estar diseñado para trabajar en varias velocidades se lo debe diseñar en su devanado de tal manera que exista bornes para seleccionar la velocidad. Martin & Garcia, (2009).

2.16.3.2. Variador de frecuencia

Otra forma según Martin & Garcia, (2009) de variar la velocidad de giro del rotor es variando la frecuencia de la fuente de alimentación, con los llamados variadores de frecuencia o variador de velocidad

No necesitan ningún devanado especial y trabajan en un rango de frecuencia amplio pudiendo regular la misma para obtener varios rangos de velocidad.

Los variadores cuentan con un interfaz muy amigable ante el usuario, y nos indican varios parámetros como tensión en bornes del motor, velocidad estimada, estado térmico del variador, tensión de la red de alimentación, etc.

En la figura 2.35, se aprecia la conexión establecida entre el variador de frecuencia y el motor eléctrico:

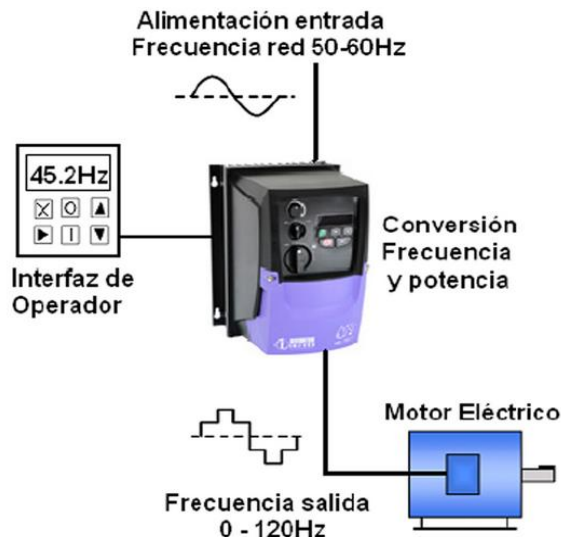


Figura 2.30 Variador de frecuencia.

Fuente: Salvador Escoda S.A., (2014)

2.17. Conclusión

Una muestra debe tener un pulido adecuado para garantizar el éxito del estudio metalográfico, por éste motivo es fundamental seleccionar de una manera técnica adecuada el material y demás componentes de la pulidora de probetas con paño.

CAPÍTULO III

3. FACTIBILIDAD

3.1. Introducción

El presente capítulo describirá el principio de funcionamiento y componentes principales de tres posibilidades de diseño; en base a ello se seleccionará la alternativa que cumpla con todos los requerimientos de la Institución.

3.2. Máquina pulidora de probetas con paño con moto-reductor (alternativa 1)

3.2.1. Elementos principales

1. Disco giratorio
2. Eje motriz
3. Estructura de la pulidora de probetas
4. Polea conducida
5. Manzana para rodamientos del eje motriz
6. Polea secundaria tensora
7. Manzana secundaria para el eje tensor
8. Manija tipo mariposa para controlar la tensión de la banda
9. Eje secundario tensor
10. Polea conductora
11. Base del motor
12. Motor eléctrico
13. Moto reductor

En la figura 3.1 se ilustra la alternativa 1.

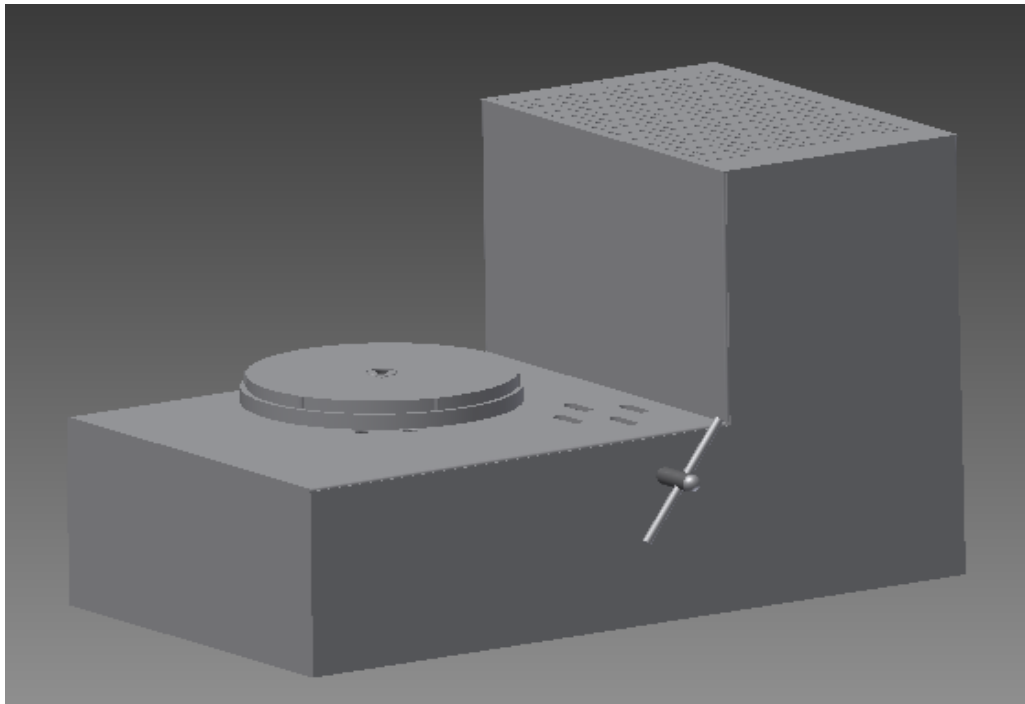


Figura 3.1 Esquema alternativa 1.

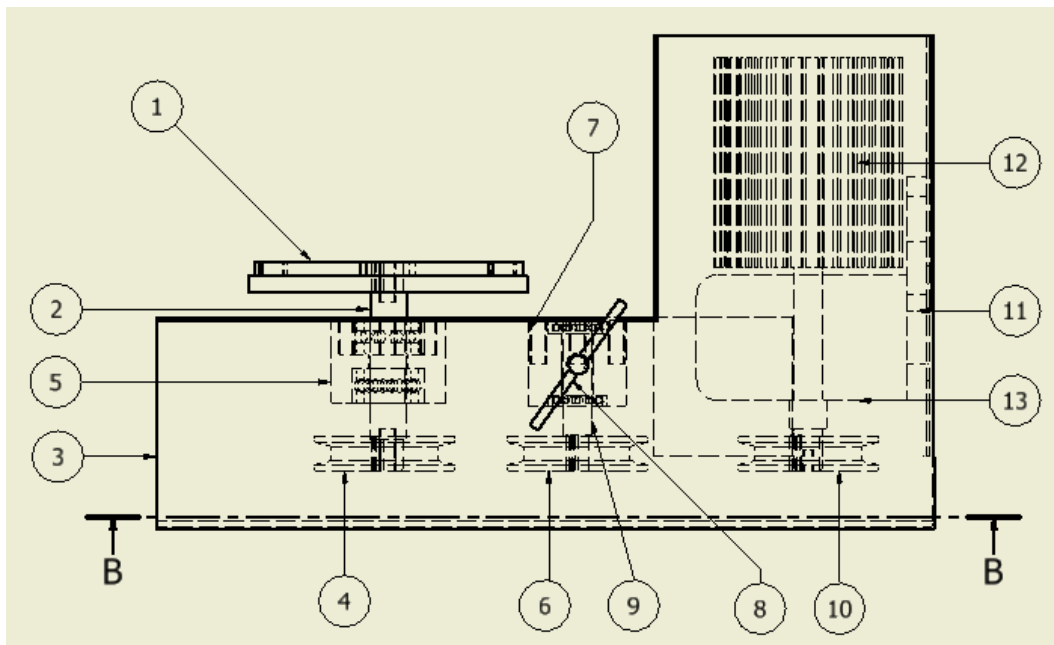


Figura 3.2 Componentes principales alternativa 1.

3.2.2. Funcionamiento

Una vez energizado el motor eléctrico (12) el cual se está montado sobre la base metálica (11) se reduce la velocidad de giro del eje gracias a la relación de transmisión del moto reductor (13), éste transmite el movimiento a la polea conductora (10); mediante una banda trapecial que conecta la polea conductora (10) y la polea conducida (4) se transmite movimiento al eje motriz (2) transmitiendo finalmente el giro y torque necesario al disco giratorio (1).

El eje motriz (2) y eje tensor (9) giran sobre la manzana porta rodamientos (5) y (7) respectivamente; el eje tensor aplica fuerza sobre la banda al girar la manija tipo mariposa.

3.2.3. Ventajas

- Tamaño compacto y reducido.
- Poco peso.
- Fácil manejo del operador.

3.2.4. Desventajas

- Necesidad de ubicar un motor-reductor debido al espacio reducido.
- Estructura difícil de construir, habría que conformar el material.
- Elevado costo
- Dificultad al momento de realizar mantenimiento.
- Es unipersonal

3.3. Máquina pulidora de probetas con paño – importada (alternativa 2)

3.3.1. Elementos principales

- Motor eléctrico
- Estructura en fibra de vidrio
- Eje motriz
- Disco giratorio
- Manzana principal para rodamientos
- Sistema eléctrico
- Poleas
- Panel digital



Figura 3.3 Alternativa 2.

Fuente: Buehler, (2013)

3.3.2. Funcionamiento

Al encender la maquina pulidora de probetas, se energiza el motor eléctrico, el cual mediante una transmisión de poleas y banda, hace girar al disco giratorio y de ésta manera se obtiene un pulido de la probeta.

3.3.3. Ventajas

- Poco mantenimiento
- Bajo peso
- Ocupa poco espacio físico.

3.3.4. Desventajas

- Elevado costo de compra.
- Dificultad de encontrar con facilidad en el mercado.
- Brinda un solo rango de velocidad
- Es unipersonal
- Pérdida de torque debido a que no existe un sistema de templado de la banda.

3.4. Máquina pulidora de probetas con paño con base circular (alternativa 3)

3.4.1.Elementos principales

1. Bandeja de acero inoxidable
2. Manzana principal para rodamientos
3. Chumacera
4. Eje motriz
5. Polea conducida
6. Polea conductora
7. Motor eléctrico
8. Base y sistema de templado de banda
9. Variador de frecuencia
10. Estructura Metálica (900 x 600 mm)
11. Disco giratorio (macho y hembra)

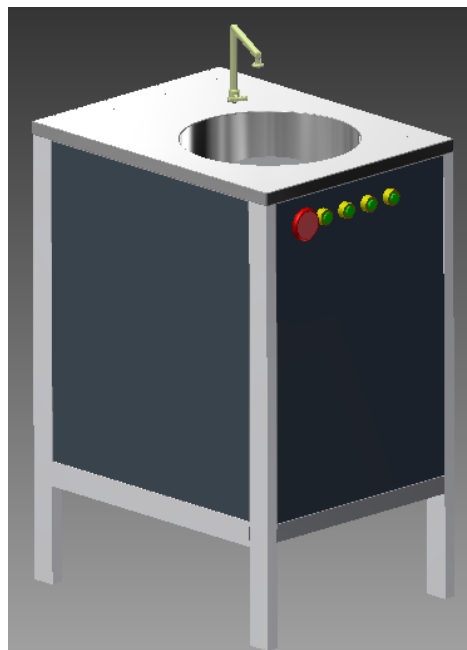


Figura 3.4 Esquema alternativa 3.

En la figura 3.5 se ilustra los componentes principales de la alternativa 3.

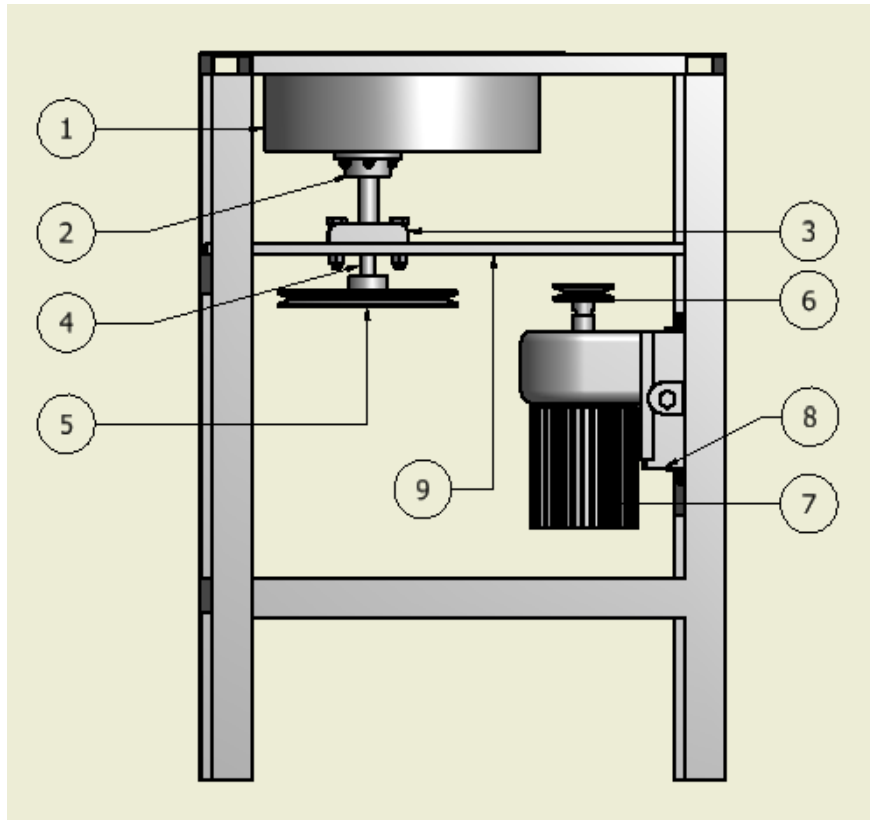


Figura 3.5 Componentes principales alternativa 3.

3.4.2. Funcionamiento

Una vez energizado el motor eléctrico (7) transmite movimiento a la polea conductora (6), ésta se conecta con la polea conducida (5) mediante una banda trapecial, y transmite movimiento al eje motriz (4), éste se apoya sobre una chumacera de piso (3) y una manzana porta rodamientos (2) para finalmente transmitir el movimiento al disco giratorio, el sistema de tensado de la banda se lo realiza por medio del mecanismo (8) que empuja el motor hasta obtener la tensión adecuada, el sistema de control se realiza mediante pulsadores que varían la frecuencia y así obtener 3 velocidades de giro en el motor eléctrico (7).

3.4.3. Ventajas

- Diseño estético, acorde a requerimientos
- Fácil mantenimiento
- Facilidad de compra de elementos constructivos
- Estructura robusta y estable
- Base redonda permite la facilidad de manipulación de la probeta

3.4.4. Desventajas

- Peso considerable, respecto a la alternativa 1 y 2
- Necesidad de realizar un soporte para el sistema de control y mando.
- Ocupa más espacio físico respecto a las otras alternativas.

3.5. Análisis de selección de alternativas

3.5.1. Factores de comparación

Dentro de las pautas necesarias para elegir la mejor alternativa de construcción están:

- Costo
- Tamaño y peso
- Facilidad de construcción
- Disponibilidad de materiales constructivos
- Facilidad de mantenimiento
- Diseño estético
- Cumplir con los requerimientos del instructor de laboratorio

3.5.2. Valorización de las pautas:

Para determinar la mejor alternativa, se tomará en cuenta la escala que varía desde: 1 al 3, siendo 1 bajo, 2 medio y 3 alto.

3.5.2.1. Costo

Se realizará una evaluación del costo de los materiales que se va a utilizar en la máquina pulidora, costos de los procesos de fabricación, costo de número de elementos que va a conformar la maquina pulidora de probetas y costo de movilización y ensamblaje de la misma.

3.5.2.2. Tamaño y peso

Está relacionado con el tamaño que la máquina ocupará en el laboratorio de la Universidad, y de ello dependerá la ubicación en el mismo.

3.5.2.3. Facilidad de construcción

Se refiere a la facilidad de construcción de la máquina, que dependerá del diseño, y de los materiales a ocupar en la misma.

3.5.2.4. Disponibilidad de materiales constructivos

En la construcción de la máquina se priorizará materiales que se encuentren con facilidad en el mercado, y sobre todo eligiendo los mejores elementos que conformarán la pulidora.

3.5.2.5. Facilidad de mantenimiento

Pensando en un correcto mantenimiento preventivo según las frecuencias que se detallará en el anexo A, se refiere a la facilidad con la que se realizará chequeos a la pulidora, para evitar daños o algún tipo de accidente frente a los estudiantes o el operario.

3.5.2.6. Diseño estético

Debido a que la apariencia física está ligada a un funcionamiento correcto de la máquina, el diseño estético es un factor fundamental en el proyecto, pero sin descuidar la función principal de la misma.

3.5.2.7. Cumplir con requerimientos del instructor de laboratorio

Es un parámetro predominante debido a que el requerimiento principal del instructor y asesor de tesis; es obtener una pulidora silenciosa, estable, con acople rápido del paño, y con selección de velocidades.

3.5.1. Alternativa más factible

En la Tabla 3.1 se valorizará a las tres alternativas para determinar cuál es la mejor opción de diseño.

Tabla 3.1 Valorización de parámetros.

FACTOR DE SELECCIÓN	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	MEJOR OPCIÓN
Costo	2	2	1	Alternativa 3
Tamaño y peso	2	2	3	Alternativa 1 y 2
Facilidad de construcción	1	1	3	Alternativa 3
Disponibilidad de materiales	2	2	3	Alternativa 3
Mantenimiento	2	2	3	Alternativa 3
Diseño estético	3	3	2	Alternativa 1 y 2
Requisitos del instructor	2	2	3	Alternativa 3
TOTAL	14	14	18	

3.5.2. Conclusión

Analizando la ponderación de la Tabla 3.1, la alternativa 3 es la mejor opción de diseño porque presenta mayor número de ventajas respecto a las otras alternativas, es decir tiene un menor costo de fabricación y cumple con los requisitos planteados por el instructor de laboratorio, éste es el motivo principal de elegir dicha alternativa, en base a ello se diseñará y construirá una pulidora de probetas con paño con 3 velocidades de giro.

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO DE ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS NORMALIZADOS

4.1. Introducción

Se realizará el diseño de los elementos constructivos, selección técnica del material y elementos normalizados que conformarán la máquina pulidora de probetas con paño, el análisis de diseño se desarrollará en función a la carga a la cual estará sometido el disco giratorio.

4.2. Estudio de materiales

Para la selección del material a utilizar en el diseño de la máquina, se tomará en cuenta varios factores tales como: propiedades mecánicas, fácil adquisición en el mercado y campos de aplicación.

4.2.1. Material para el eje motriz

Entre los aceros de construcción mecánica se tienen los aceros bonificados, que son muy útiles para la construcción de ejes para transmisión mecánica, entre estos aceros se encuentran: AISI 4140 Y AISI 4340.

El acero seleccionado para el diseño es el AISI 4140 por las siguientes características obtenidas de ACEROS BOEHLER DEL ECUADOR S.A., (2007, pág. 61):

Características:

Acero bonificado con aleación cromo-molibdeno (Cr-Mo) de alta resistencia a la tracción y torsión en medianas y pequeñas secciones. Su suministro en estado bonificado lo hace aplicable en la mayoría de los casos sin necesidad de un tratamiento térmico. La adición de molibdeno previene la fragilidad de revenido en el acero.

Empleo:

Para la construcción de partes y piezas de automotores, motor reductor, árboles de transmisión, ejes, bielas, pernos, tuercas, émbolos, ejes de bombas, cañones para armas de cacería.

Propiedades mecánicas:

Tabla 4.1 Propiedades mecánicas del acero AISI 4140.

Diámetro mm	Límite de fluencia N/mm ² min	Resistencia a la tracción N/mm ²	Elongación N/mm ² min.			Reducción de área N/mm ²			Resistencia al impacto (ISO-V) J min.		
			L	Q	T	L	Q	T	L	Q	T
≤ 16	900	1100 - 1300	10	--	--	40	--	--	30	--	--
≤ 16 ≤ 40	750	1100 - 1200	11	--	--	45	--	--	35	--	--
≤ 40 ≤ 100	650	900 - 1100	12	--	--	50	--	--	35	--	--
≤ 100 ≤ 160	550	800 - 950	13	--	--	60	--	--	35	--	--
≤ 160 ≤ 250	500	750 - 900	14	--	--	55	--	--	35	--	--

Fuente: ACEROS BOEHLER DEL ECUADOR S.A., (2007, pág. 61)

4.2.2. Material para el disco giratorio

El aluminio (Prodax) aleado de alta resistencia, suministrado con tratamiento térmico, máximo alivio de tensiones y excelente estabilidad dimensional.

Características:

- Excelente maquinabilidad.
- Bajo peso (aproximadamente 1/3 del acero).
- Alta conductividad térmica.
- Alta resistencia a la corrosión.

En la tabla 4.2 se representa las características principales del material:

Tabla 4.2 Características del Produx.

CARACTERÍSTICAS FÍSICAS		
Descripción	Unidad	Valor
Densidad	g/m^3	2,830
Módulo de elasticidad	N/mm^2	71500
Coefficiente de expansión térmica de 20°C a 100°C	-	23×10^{-6}
Conductividad térmica	$W/m^{\circ}C$	165
Calor específico	$J/Kg^{\circ}C$	890

Fuente: Ivan Bohman C.A,(2013)

4.2.3. Material para las manzanas porta-rodamientos

El nylon es uno de los polímeros más comunes en su uso y las características son:

- Alta resistencia mecánica.
- Buena resistencia a la fatiga.
- Buenas características al deslizamiento.
- Resistencia al desgaste.

Entre sus nombres comerciales son:

Grilón, nylon, ertalón, sutamid, entre otros.

En la tabla 4.3 se representará las características del nylon:

Tabla 4.3 Características del nylon 6A.

PROPIEDADES	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	VALOR
Físicas	Densidad	g/cm^3	1,14
	Absorción de agua	%	1,8
Mecánicas	Resistencia a la tensión	Kg/cm^2	720 - 840
	Dureza Rockwell HRD	HRD	D75 - 80
	Resistencia al impacto IZOD	Kg/cm^2	18 - 25
	Coefficiente de fricción	-	0,37
Térmicas	Coefficiente lineal de expansión	$10^{-5}/^{\circ}C$	8
	Conductividad térmica	$Kcal/m\ Hr\ ^{\circ}C$	0,18
	Temperatura de distorsión	$^{\circ}C$	55 - 58
	Resistencia a temperatura	$^{\circ}C$	79 - 121

Fuente: Ivan BohmanC.A, (2013)

4.3. Cálculo de la potencia y selección del motor

Para el cálculo de la potencia primero se determinará la fuerza que se aplicará con la mano sobre el disco giratorio; con la ayuda de una balanza electrónica se obtuvieron los siguientes datos:

Tabla 4.4 Primer ensayo.

Forma	Circular
Diámetro [mm]	25
Área [mm²]	490,87
Fuerza [Kg]	2,81
Presión [KPa]	56,1

Tabla 4.5 Segundo ensayo.

Forma	Rectangular
Dimensiones [mm]	20x20
Área [mm²]	400
Fuerza [Kg]	2,77
Presión [KPa]	67,87

Tabla 4.6 Tercer ensayo.

Forma	Circular
Diámetro [mm]	20
Área [mm²]	314,16
Fuerza [Kg]	3,34
Presión [KPa]	104,19

Tabla 4.7 Tabla resumen.

Forma	Variable
Diámetro [mm]	Variable
Fuerza promedio [Kg]	3

Para fines de cálculo se usará una fuerza aproximada de 3 Kg , y para diseño se aplicará el caso de un ensayo extremo, con 2 probetas puliendo en la misma zona periférica del disco.

En la figura 4.1, se observa un ensayo dónde se aplicará las fuerzas en la periferia del plato (punto crítico en el diseño).

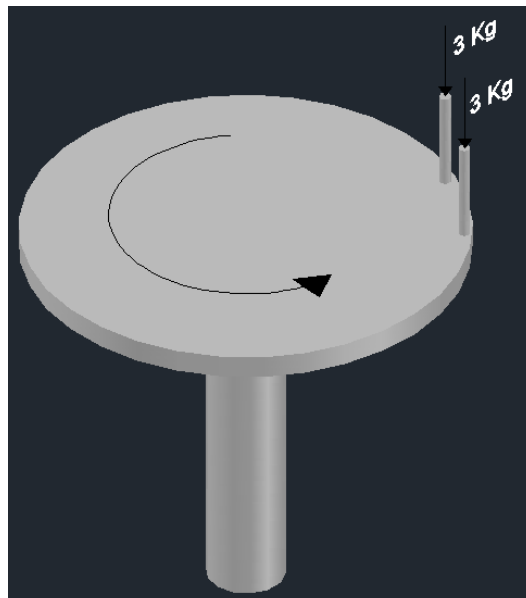


Figura 4.1 Fuerza aplicada sobre la periferia del disco.

Para calcular la fuerza normal se utilizará la ecuación 4.1:

$$F_N = F_d * n_p \quad (4.1)$$

Dónde:

$$F_N = \text{Fuerza normal} . (N)$$

$$F_d = \text{Fuerza aplicada al disco} . (N)$$

$$n_p = \text{Número de probetas sobre el disco} .$$

Remplazando los datos en la ecuación 4-1 se obtiene:

$$F_N = 29,4 N \times 2 \text{ Probetas}$$

$$F_N = 58,8 N$$

Con F_N obtenida, se calculará la fuerza tangencial con la ecuación 4.2:

$$F_T = \mu * F_N \quad (4.2)$$

Dónde:

$$F_T = \text{Fuerza tangencial} . (N)$$

$$\mu = \text{Coeficiente de rozamiento en materiales tejidos} .$$

$$F_N = \text{Fuerza normal} . (N)$$

En la tabla 4.8 se indicará el coeficiente de rozamiento utilizado según el tipo de material de fricción.

Tabla 4.8 Coeficientes de rozamiento.

<i>Material de fricción</i>	<i>Material de fricción</i>		<i>Rango de presión</i>	
	<i>En seco</i>	<i>En aceite</i>	<i>(psi)</i>	<i>(kPa)</i>
Compuestos moldeados	0.25–0.45	0.06–0.10	150–300	1 035–2 070
Materiales tejidos	0.25–0.45	0.08–0.10	50–100	345–690
Metal sinterizado	0.15–0.45	0.05–0.08	150–300	1 035–2 070
Corcho	0.30–0.50	0.15–0.25	8–15	55–100
Madera	0.20–0.45	0.12–0.16	50–90	345–620
Hierro fundido	0.15–0.25	0.03–0.06	100–250	690–1 725
Con base de papel	—	0.10–0.15	—	—
Grafito/resina	—	0.10–0.14	—	—

Fuente: Figuras, (2014, pág. 1)

Reemplazando los valores en la ecuación 4.2, se obtiene:

$$F_T = 0,45 * 58,8 N$$

$$F_T = 26,46 N$$

Una vez determinada la fuerza tangencial, se podrá obtener el torque a partir de la siguiente ecuación:

$$T = F_T * r \quad (4.3)$$

Dónde:

$T = \text{Torque. (Nm)}$

$F_T = \text{Fuerza tangencial. (N)}$

$r = \text{Radio del disco giratorio. (m)}$

El disco en donde se aplicará la fuerza tiene un radio útil de 100 mm (0,1m).

Reemplazando los datos, se obtiene:

$$T = 26,46 N * 0,1 m$$

$$T = 2,65 Nm$$

Una vez encontrado el torque, se calculará la potencia del motor a partir de:

$$P = T * W \quad (4.4)$$

Dónde:

$P = Potencia. (HP)$

$T = Torque. (Nm)$

$W = Velocidad angular del disco. (rad/seg)$

La velocidad angular del disco seleccionada es de:

$$W = 600 \frac{rev}{min} \times \frac{2\pi rad}{rev} \times \frac{1 min}{60 seg} = 62,83 \frac{red}{seg}$$

A continuación, se reemplazará los valores obtenidos en la ecuación 4.4:

$$P = 2,65 Nm * 62,83 \frac{rad}{seg}$$

$$P = 166,5 W * \frac{1 HP}{746 W}$$

$$P = 0,223 HP$$

$$P = 0,223 HP$$

A la potencia se multiplica un factor de servicio ($f_s=1,05$), que se obtiene de la tabla 4.9:

Tabla 4.9 Factor de servicio.

Eficiencia IE1	Tipo	Tamaño Constructivo	Potencia		Eficiencia %	F.Servicio FS	Corriente (A)	
			HP	kW			220 VAC	440 VAC
VELOCIDAD 1.200 rpm (6 polos)								
100160479	1LA7073-6YA60	80	0.5	0.37	64.3	1.05	2.2	1.1
100160484	1LA7080-6YA60	80	0.75	0.56	55.6	1.05	3.0	1.5
100160490	1LA7083-6YA60	80	1.0	0.74	67.5	1.15	4.2	2.1

Fuente: SIEMENS, (2013, pág. 27)

Para obtener la potencia nominal del motor se multiplicará por el factor de servicio:

$$P_N = 0,223 \text{ HP} * 1,05$$

$$P_N = 0,234 \text{ HP} \approx 1/3 \text{ HP}$$

La potencia mínima del motor que se debe utilizar es de 1/3 HP para que pueda realizar el trabajo requerido en la pulidora.

4.3.1. Selección del motor eléctrico

La pulidora consta de un motor de baja potencia debido a que las cargas y fuerzas aplicadas sobre el mismo no son elevadas; para seleccionar el motor adecuado será determinante las rev/min adecuadas para el pulido de una probeta; aproximadamente es $150 - 600 rev/min$, en base a ello se busca motores disponibles en el mercado y se encontró el siguiente:

Tabla 4.10 Motores trifásicos de inducción.

Velocidad 1200 rpm, 6 polos, 60 Hz															
Codigo	Tipo	Frame IEC Tamaño	Potencia		F.S.	In		Eficiencia h %	Factor de potencia Cos f	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Cte. de arranque Iarr / In	Momento de inercia kg m2	Peso kg
			HP	kW		220V A	440V A								
25000001135	1LA7 072-6YA60	71M	0,4	0,30	1,05	1,60	0,80	65	0,76	1055	2,70	2,3	4,9	0,0006	5,7
25000001137	1LA7 080-6YC60	80M	0,6	0,45	1,05	2,40	1,20	63	0,82	1080	3,96	1,8	2,7	0,0015	8,5
25000001139	1LA7 082-6YA60	80M	0,9	0,67	1,05	3,60	1,80	66	0,88	1080	5,94	1,9	3,1	0,0018	10,5
25000001140	1LA7 083-6YA60	80M	1	0,75	1,15	4,20	2,10	67	0,69	1090	6,54	2,6	4	0,0018	10,5
25000001142	1LA7 090-6YA60	90S/L	1,5	1,12	1,15	6,60	3,30	69	0,77	1110	9,63	2	3,4	0,0028	12
25000001143	1LA7 096-6YA60	90S/L	2	1,49	1,15	7,80	3,90	72	0,77	1100	12,95	2,7	6	0,0035	14,9
25000001144	1LA7 112-6YA60	112M	3	2,24	1,15	11,80	5,90	72,1	0,69	1150	18,58	1,9	4	0,011	26,7
25000001145	1LA7 113-6YA60	112M	4	2,98	1,15	15,00	7,50	76,8	0,68	1150	24,78	2	4,5	0,011	29,6
25000001146	1LA7 130-6YA70	132S/M	5	3,73	1,15	16,40	8,20	78,5	0,76	1150	30,97	1,8	4,6	0,015	40,5
25000001147	1LA7 133-6YA70	132S/M	7,5	5,60	1,15	26,00	13,00	78	0,74	1150	46,46	1,8	5,1	0,019	54
25000001148	1LA7 135-6YA70	132S/M	10	7,46	1,05	33,00	16,50	80,5	0,75	1150	61,95	1,9	5,2	0,025	60
25000001149	1LA7 164-6YA70	160M/L	15	11,19	1,15	47,40	23,70	86	0,80	1150	92,92	2	5,9	0,041	73,5
25000001150	1LA7 167-6YA70	160M/L	20	14,92	1,10	66,00	33,00	87	0,80	1170	121,77	1,8	5	0,049	89,5
25000001151	1LA5 186-6YA80	180M/L	25	18,65	1,05	68,00	34,00	88	0,82	1170	152,22	2,6	5,6	0,2	180
25000001152	1LA4 206-6YA80	200L	30	22,38	1,05	79	39,50	89	0,83	1175	181,88	2,3	5,4	0,29	240
25000005915	1LA4 208-6YA80	200L	40	29,8	1,05	106	53	90	0,84	1175	242,5	2,6	5,6	0,34	265
25000001153	1LA4 207-6YA80	200L	36	26,86	1,05	95	47,50	89	0,83	1175	218,26	2,6	5,6	0,33	255
25000001154	1LA6 223-6YC80	225M	50	37,30	1,15	124	62,00	92	0,86	1170	304,43	2,4	5,8	0,57	315
59231	1LG4 253-6AA60-Z	250M	60	45	1,15	-	75	92,3	0,83	1176	360	2,7	6	0,76	370
26704	1LG4 253-6AA60	250M	70	52	1,00	-	85,50	92,3	0,83	1176	361	2,7	6	0,81	375
96803	1LG4 280-6AA60-Z	280S	75	56	1,10	-	90	92,4	0,85	1178	430	2,4	6,1	1,1	475
26705	1LG4 280-6AA60	280S	80	59	1,00	-	97,80	92,4	0,85	1178	436	2,4	6,1	1,17	480
26706	1LG4 283-6AA60	280M	100	75	1,00	-	121,70	92,7	0,86	1180	533	2,5	6,3	1,53	510
26707	1LG4 310-6AA60-Z	315S	135	106	1,10	-	163,70	93,1	0,84	1185	725	2,5	6,5	2,10	685
26708	1LG4 313-6AA60-Z	315M	160	119	1,10	-	191,50	93,8	0,84	1185	870	2,6	6,8	2,50	750
26709	1LG4 316-6AA90-Z	315L	200	150	1,10	-	239,40	94,1	0,86	1185	1,063	2,5	6,8	3,20	890
26710	1LG4 317-6AA90-Z	315L	225	168	1,10	-	269,30	94,7	0,86	1183	1,276	3,1	7,3	4,0	980
26711	1LG4 318-6AA90-Z	315L	250	18,7	1,10	-	296,5	95,0	0,86	1188	1,503	3,0	7,5	4,7	1180

Fuente: Catálogo de motores eléctricos de Siemens, (2014)

Mediante los cálculos obtenidos con la fuerza aplicada en el disco giratorio de la máquina y con un factor de seguridad mínimo para el diseño de 1,67 debido a que los operarios exceden la fuerza permisible aplicable ($F > F_N = 58,8 \text{ N}$) y para evitar que el motor se sobrecaliente, se eligió:

- Motor trifásico de $\frac{1}{2}$ HP, que brinda una velocidad de giro del eje de 1200 rpm, la misma que fue determinante, para poder escoger correctamente los diámetros de las poleas.

4.4. Selección del variador de frecuencia

Debido a que un requerimiento principal del instructor de laboratorio fue obtener velocidades variables en la pulidora de probetas, se ha determinado que la manera más idónea para satisfacer este requerimiento es mediante un variador de frecuencia, el cual es el método más sencillo y convencional que se puede encontrar hoy en día.

Éste método se basa en la ecuación:

$$n = \frac{120 * f}{p} \quad (4.5)$$

Dónde:

$f =$ Frecuencia variable. (Hz)

$p =$ Número de polos (6 para el motor seleccionado)

En la selección del variador de frecuencia, se debe tener en cuenta la potencia para el cual está diseñado, como el motor a usar es de $1/2$ HP, se ha seleccionado el siguiente:

Tabla 4.11 Catálogo de variadores Sinamics.

Potencia	Corriente asignada de entrada (a 230 V)		Corriente asignada de salida	Tamaño de carcasa (Frame size)	Versión	SINAMICS G110	SINAMICS G110	Clase de filtro ¹⁾ si se emplean cables apantallados y una longitud máxima de cable de		
	sin filtro	con filtro integrado				5 m	10 m	25 m		
kW	hp	A	A	(Frame size)		Referencia	Referencia			
0,12	0,16	2,3	0,9	FSA	Analógico	6SL3211-0AB11-2UA1	6SL3211-0AB11-2BA1	B	A ²⁾	A ²⁾
					USS	6SL3211-0AB11-2UB1	6SL3211-0AB11-2BB1	B	A ²⁾	A ²⁾
					Analógico (con disipador plano)	6SL3211-0KB11-2UA1	6SL3211-0KB11-2BA1	B	A ²⁾	A ²⁾
					USS (con disipador plano)	6SL3211-0KB11-2UB1	6SL3211-0KB11-2BB1	B	A ²⁾	A ²⁾
0,25	0,33	4,5	1,7	FSA	Analógico	6SL3211-0AB12-5UA1	6SL3211-0AB12-5BA1	B	A ²⁾	A ²⁾
					USS	6SL3211-0AB12-5UB1	6SL3211-0AB12-5BB1	B	A ²⁾	A ²⁾
					Analógico (con disipador plano)	6SL3211-0KB12-5UA1	6SL3211-0KB12-5BA1	B	A ²⁾	A ²⁾
					USS (con disipador plano)	6SL3211-0KB12-5UB1	6SL3211-0KB12-5BB1	B	A ²⁾	A ²⁾

Fuente: Catálogo de variadores de frecuencia SINAMICS

Entonces el variador disponible en el mercado es:

Modelo: 6SL311-0AB13-7UA1

Potencia: $1/2$ HP

Características principales:

Se seleccionó la gama de variadores SINAMICS G10 debido a:

- Instalación, parametrización y puesta en marcha simple.
- Simple conexión por cable.
- Funcionamiento silencioso del motor gracias a altas frecuencias de pulsación.
- Información de estados y de aviso a través del panel de mando BOP (Basic Operator Panel).

Por estas características el variador de frecuencia “driver” seleccionado es el idóneo para el campo de aplicación en el que va a estar expuesto, además de tener un interfaz sencillo y amigable con el operador.

Velocidad de salida:

A partir de la ecuación 4.5, se determinará la velocidad de salida que proporcionará el motor trifásico:

$$n = \frac{120 \times 60 \text{ Hz}}{6}$$

$$n = 1200 \text{ rpm}$$

La velocidad obtenida será considerada para fines de cálculos y elementos consecutivos.

Un parámetro que se deberá tener en cuenta es el rango permisible en el cual se puede variar las rev/min del estator, por el hecho que está conectado al ventilador que ayuda a disipar el calor generado en el bobinado, según Siemens debajo del 50% de la velocidad nominal ($1200 rev/min$) y si la carga de torque es elevada se hará estrictamente necesario la instalación de un ventilador extra que ayude a disipar el calor; es decir en el proyecto de tesis existe una variación de frecuencia aproximada del 50% al 70%, por lo que se instalará un ventilador adicional que funcionará en paralelo con el motor para garantizar el funcionamiento y vida útil del motor eléctrico.

4.5. Diseño del eje

El eje motriz trabajará a esfuerzos de torsión y deflexión, por lo tanto se diseñará en función a dichos esfuerzos.

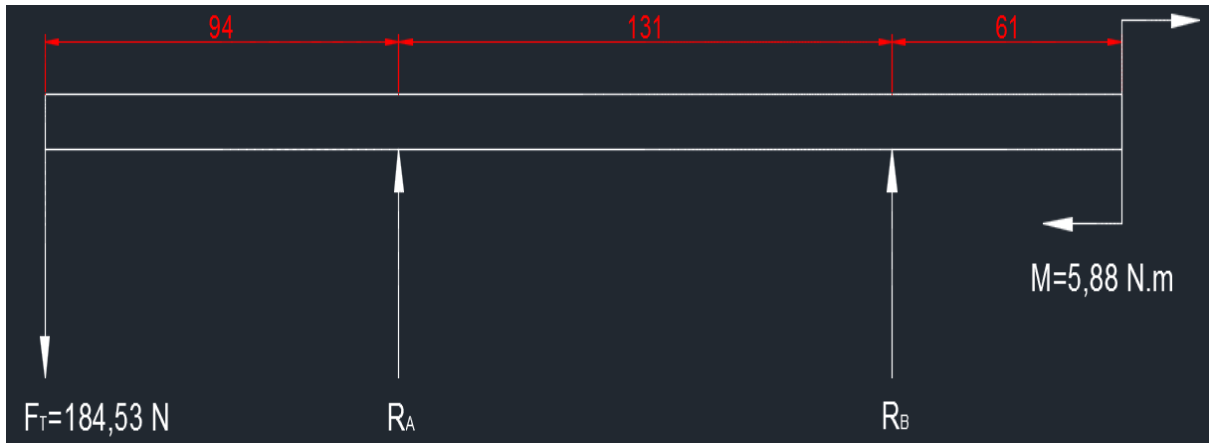


Figura 4.2 Eje sometido a esfuerzos de torsión y deflexión.

El momento M se puede calcular a partir de:

$$M = F_N * r \quad (4.6)$$

Dónde:

$M =$ Momento. (Nm)

$F_N =$ Fuerza normal. (N)

$r =$ Radio del disco giratorio. (m)

Al reemplazar los valores obtenemos:

$$M = 58,8 \text{ N} * 0,1\text{m}$$

$$M = 5,88 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Con la $F_T = 184,53 N$, que se obtuvo a partir de la selección de la banda y momento M , se realizará una sumatoria de fuerzas en el eje y:

$$\uparrow (+)\Sigma F_y = 0$$

$$R_A + R_B - F_T = 0$$

$$R_A + R_B = 184,53 N$$

Analizando los momentos en el punto A se tiene:

$$\curvearrowright (+)\Sigma M_A = 0$$

$$(F_T * 94mm) + (R_B * 131mm) - M = 0$$

$$(184,53 N * 94 mm) + (R_B * 131 mm) - (5880 N \cdot mm) = 0$$

$$R_B = -87,53 N$$

Reemplazando el valor de la reacción en el punto B se tiene:

$$R_A + R_B = 187,53 N$$

$$R_A = 187,53 N + 87,53 N$$

$$R_A = 272,06 N$$

Con las reacciones, se realizará los diagramas de corte y de momento, para observar el comportamiento del eje sometido a estas fuerzas.

4.5.1. Diagrama de corte

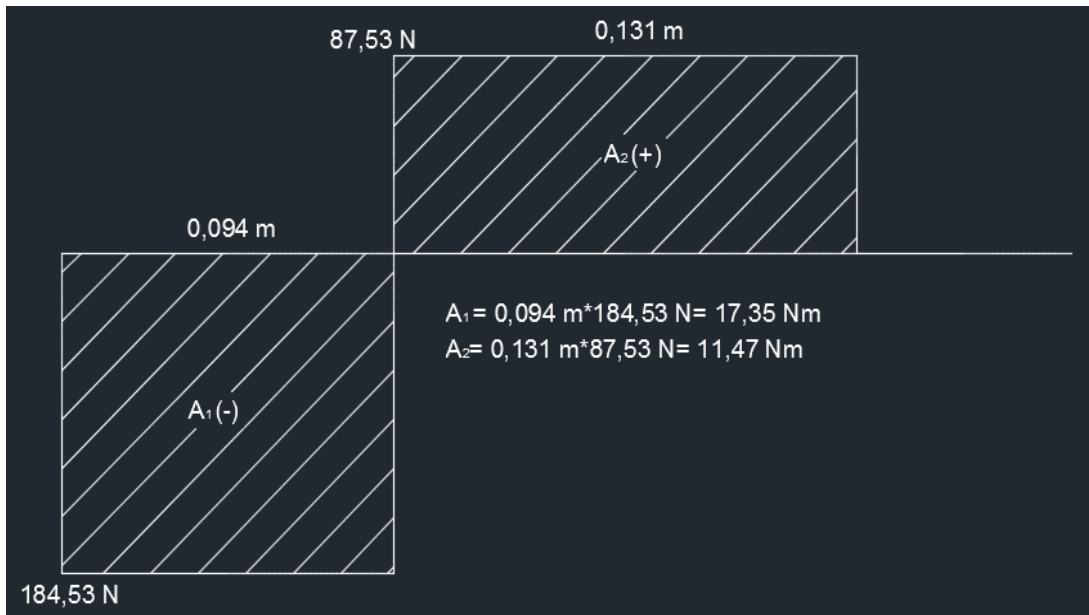


Figura 4.3 Diagrama de corte.

4.5.2. Diagrama de momento

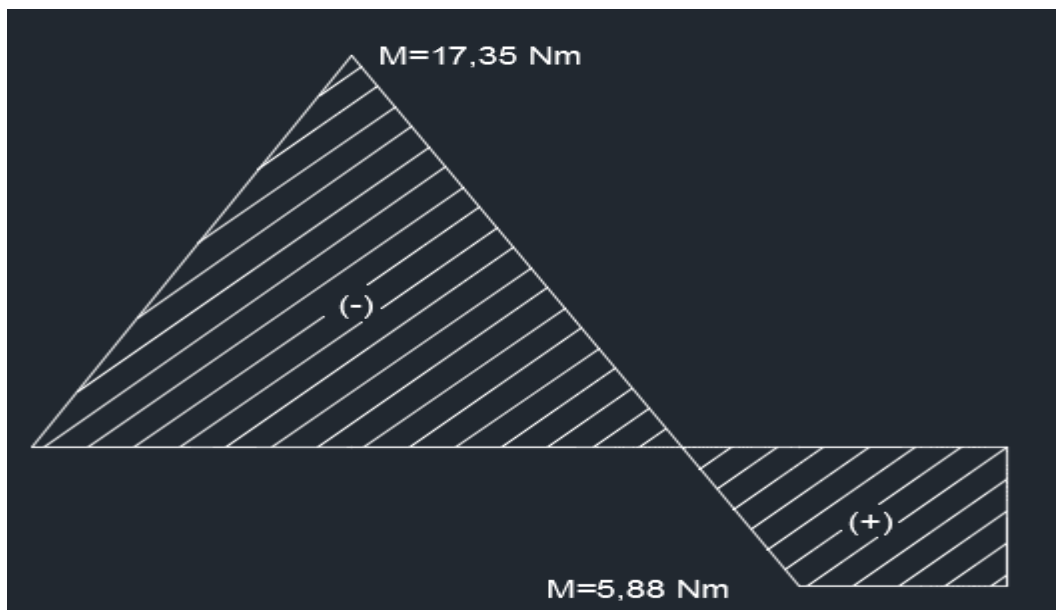


Figura 4.4 Diagrama de momentos.

El valor del momento crítico es $M = 17,346 \text{ Nm}$ el cual será considerado para fines de diseño.

Para obtener el mayor torque en el diseño, se iniciará con el análisis en la polea conducida (diámetro mayor); despejando el torque (T) de la ecuación 4.4:

$$T = \frac{0,5 \text{ HP}}{62,83 \text{ rad/s}} * \frac{746 \text{ W}}{1 \text{ HP}}$$

$$T = 5,94 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Con el valor del momento y torque crítico en el diseño, se calculará el diámetro mínimo del eje, que soporte estos esfuerzos, considerando el material del eje y aplicando la ecuación 4.7 obtenida en Budynas R. G., (2012, pág. 252):

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

En el caso de un eje giratorio con flexión y torsión constante; el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante; la ecuación puede simplificarse igualando M_m y T_a a 0, y se obtiene:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 * n}{\pi} * \left(\frac{2 * (K_f * M_a)}{S_e} + \frac{\sqrt{3} * (K_{fs} * T_m)}{S_{ut}} \right)} \quad (4.7)$$

Dónde:

$d =$ Diámetro mínimo del eje. (mm)

$n =$ Factor seguridad. ($n = 1,67$ mínimo para diseño)

$K_f =$ Factor de concentración de esfuerzo por flexión

$K_{fs} =$ Factor de concentración de esfuerzo por torsión

$M_a =$ Momento flexionante alternante. (Nm)

$T_m =$ Par de torsión medio. (Nm)

$S_e =$ Límite de resistencia a la fatiga en el punto crítico. (MPa)

$S_{ut} =$ Esfuerzo a la fluencia, depende del material. (MPa)

En la tabla 4.12, se obtienen los valores de K_f y K_{fs} :

Tabla 4.12 Factores de concentración de esfuerzos.

	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

Fuente: Budynas R. G.,(2012, pág. 356)

Para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga en el punto crítico, se utiliza la ecuación 4.8:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \quad (4.8)$$

Dónde:

$S_e =$ Límite de resistencia a la fatiga en el punto crítico. (MPa)

$k_a =$ Factor de superficie.

$k_b =$ Factor de tamaño.

$k_c =$ Factor de carga.

$k_d =$ Factor de temperatura.

$k_e =$ Factor de confiabilidad.

$k_f =$ Factor de efectos varios.

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria. (MPa)

Con la tabla 4.13, y la ecuación 4.9 se procederá a calcular el valor de k_a :

Tabla 4.13 Parámetros en el factor de la condición superficial.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} 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

Fuente: Budynas R. G., (2012, pág. 274)

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad (4.9)$$

Reemplazando los valores de las tablas 4.12 y 4.13 se tiene:

$$k_a = 4,51 * (750)^{-0,265}$$

$$k_a = 0,78$$

Considerando los siguientes valores para los demás factores:

$$k_a = 0,78$$

$$k_b = 0,9$$

$$k_c = 1 \text{ (para flexión).}$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = 1 \text{ (para un 50% de confiabilidad)}$$

$$k_f = 0,5 \text{ (depende de los materiales a unir y varia de 0,24 a 0,9)}$$

Al remplazar en la ecuación 4.8 se obtiene:

$$S_e = 0,78 * 0,9 * 1 * 1 * 1 * 0,5 * 750 \text{ MPa}$$

$$S_e = 263,25 \text{ MPa}$$

Con todos los datos obtenidos, y reemplazando en la ecuación 4.7, se podrá calcular el diámetro mínimo para el eje se va a utilizar:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 * 1,67}{\pi} * \left(\frac{2 * (1,7 * 17,35 \text{ Nm})}{263250000 \text{ Pa}} + \frac{\sqrt{3} * (1,5 * 5,94 \text{ Nm})}{750000000 \text{ Pa}} \right)}$$

$$d = 0,01277 \text{ m}$$

$$\therefore d_{\text{Mínimo}} = 12,77 \text{ mm}$$

Se puede verificar el factor de seguridad utilizado, partiendo del diámetro mínimo de diseño del eje (20 mm), despejando de la ecuación 4.7 el factor seguridad, se tiene que:

$$n = \frac{d^3 * \pi}{\left(\frac{2 * K_f * M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3} * K_{fs} * T_m}{S_{ut}} \right) * 16}$$

$$n = \frac{(0,02 \text{ m})^3 * \pi}{\left(\frac{2 * 1,7 * 17,35 \text{ Nm}}{263250000 \text{ Pa}} + \frac{\sqrt{3} * 1,5 * 5,94 \text{ Nm}}{750000000 \text{ Pa}} \right) * 16}$$

$$n = 6,4$$

Se obtiene un factor de seguridad confiable para el diseño del eje en la máquina pulidora.

Al reemplazar éste diámetro en las fórmulas de los esfuerzos de torsión y de flexión, se obtiene los mayores esfuerzos que se pueden aplicar sobre el eje diseñado.

Esfuerzo máximo a Torsión:

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad (4.10)$$

Dónde:

$\tau =$ Esfuerzo máximo a torsión. (MPa)

$T =$ Torque (Nm).

$d =$ Diámetro mínimo en el diseño ($d = 19\text{mm}$).

Reemplazando valores se tiene:

$$\tau = \frac{16 * 5,94 \text{ N} \cdot \text{m}}{\pi * (0,02)^3 \text{ m}^3}$$

$$\tau = 3,78 \text{ MPa}$$

Esfuerzo máximo a Flexión:

$$\sigma = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \quad (4.11)$$

Dónde:

$\sigma =$ Esfuerzo máximo a flexión. (MPa)

$M =$ Momento. (Nm)

$d =$ Diámetro mínimo en el diseño ($d = 17\text{mm}$).

Reemplazando valores se tiene:

$$\sigma = \frac{32 * 17,35 \text{ N} \cdot \text{m}}{\pi * (0,02)^3 \text{ m}^3}$$

$$\sigma = 22,1 \text{ MPa}$$

4.6. Diseño y selección del sistema banda-polea

Con base en que la máxima velocidad será de 1200 rpm, es necesario reducir la misma hasta la velocidad esperada que es de 600 rpm aproximadamente.

Esto se logra gracias a la siguiente formula de relación de transmisión:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (4.12)$$

Dónde:

i = Relación de transmisión.

d_1 = Diámetro de polea conductora. (mm)

d_2 = Diámetro de polea conducida. (mm)

n_1 = Número de revoluciones de entrada. (rpm)

n_2 = Número de revoluciones de salida. (rpm)

4.6.1. Selección del sistema banda-polea

La selección del sistema banda-polea, se ha consultado en el catálogo de “Optibelt”, que en el Ecuador la comercializa la empresa “Maquinarias Henríquez C.A.”. Para realizar los cálculos de selección, se utilizará las siguientes abreviaturas:

a = distancia entre ejes (mm)

c_1 = factor de ángulo de contacto

c_2 = factor de carga

c_3 = factor de desarrollo

d_{dg} = Diámetro de referencia de la polea mayor (DIN 2211)

d_{dk} = Diámetro de referencia de la polea menor

P = Potencia transmitida por la correa (kW)

P_B = Potencia de cálculo (kW)

β = ángulo de abrazo de la correa en la polea pequeña ($^\circ$ grados)

Datos disponibles:

Motor trifásico

$P = \frac{1}{2} HP = 0,373 kW$

$n_1 = 1200 \text{ rev}/\text{min}$

Distancia entre ejes: 250 – 360 mm

Se determinará el factor de carga en la tabla 4.14:

Tabla 4.14 Factor de carga.

Ejemplo de máquinas accionadas	Factor de carga c_2 para servicio diario (horas)			Factor de carga c_2 para servicio diario (horas)		
	hasta 10	más de 10 hasta 16	a partir de 16	up to 10	más de 10 hasta 16	a partir de 16
Transmisiones ligeras Bombas centrífugas y compresores, byas transportadoras (cargas ligeras) ventiladores y bombas de hasta 7,5 kW	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Transmisiones medias Guillotinas, prensas, transportadores de cadena y bya (cargas pesadas), tamices vibradores, generadores y excitadores, amasadoras, máquinas herramienta (tornos, esmeriladoras), lavadoras, impresoras, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4

Fuente: Grupo Arntz Optibelt, (2002, pág. 68)

El factor es:

$$c_2 = 1,1$$

4.6.1.1. Potencia teórica

$$P_B = P \times c_2 \tag{4.13}$$

Dónde:

$P_B =$ Potencia teórica. (kW)

$P =$ Potencia del motor (0,5 HP = 0,373 kW).

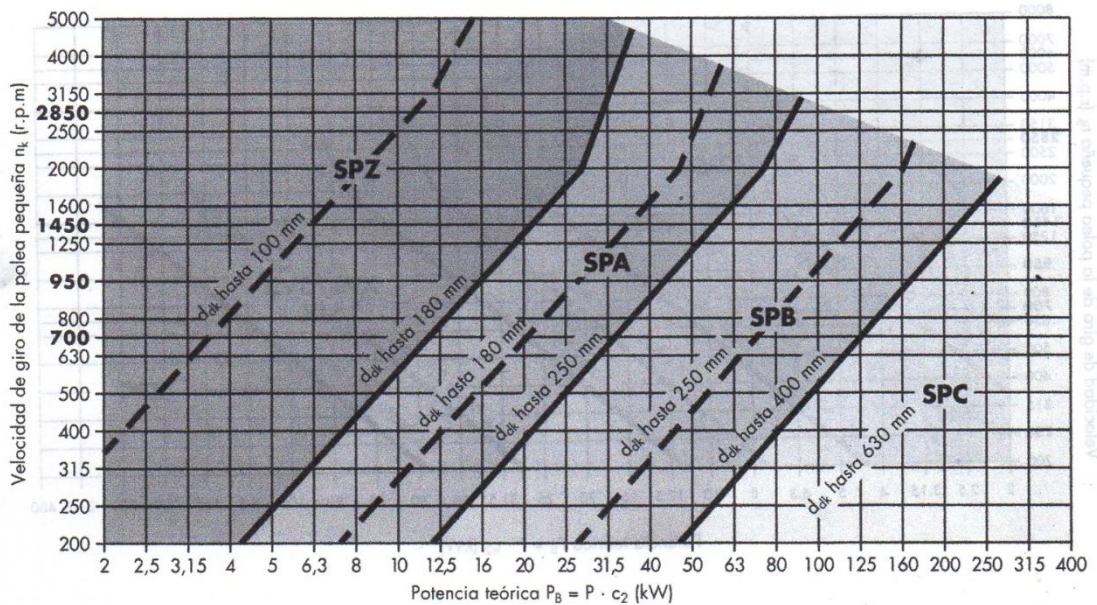
$c_2 =$ Factor de carga.

$$P_B = 0,373 \text{ kW} \times 1,1$$

$$P_B = 0,4103 \text{ kW}.$$

Para la selección del perfil de la correa, se revisa la siguiente tabla:

Tabla 4.15 Correas trapeciales estrechas de alto rendimiento.



Fuente: Grupo Arntz Optibelt, (2002, pág. 73)

Se tiene que la potencia teórica es $0,4103 \text{ kW}$ y la velocidad de la polea pequeña es $1200 \text{ rev}/\text{min}$; se elegirá el perfil: **SPZ**

El perfil **SPZ** es de difícil adquisición en el mercado, se instalará un perfil **SPA** debido a que según la tabla 4.15 soporta una mayor potencia teórica por ende estará sobredimensionada para la aplicación.

A continuación se determinará la relación de transmisión con las revoluciones deseadas $600 \text{ rev}/\text{min}$, con la ecuación 4.12:

$$i = \frac{1200 \text{ rev}/\text{min}}{600 \text{ rev}/\text{min}}$$

$$i = 2$$

Entonces se selecciona el diámetro de referencia de las poleas acanaladas trapeciales, se escogerá el diámetro más pequeño disponible para éste tipo, y se observará en la tabla 4.16:

Tabla 4.16 Selección diámetro de referencia.

Perfil de la correa trapecial	Denominación ISO	-										Diámetro de referencia d_d		Tolerancia de concentricidad y planitud	
	Denominación DIN 2215	5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40	min		máx
Perfil correa trapecial estrecha	Denominación DIN 7753 Parte 1 e ISO 4184	-	-	-	SPZ	SPA	SPB	-	SPC	-	-	-			
	20,0												20,0	20,4	
	22,0												22,0	22,4	
	25,0												25,0	25,4	
	28,0	28,0											28,0	28,4	
	31,5	31,5											31,5	32,0	
	35,5	35,5											35,5	36,1	
	40,0	40,0	40	40									40,0	40,6	
	45,0	45,0	45	45									45,0	45,7	
	50,0	50,0	50	50									50,0	50,8	
	56,0	56,0	56	56									56,0	56,9	
	63,0	63,0	63	63	63	63							63,0	64,0	0,2
					67	67							67,0	68,0	
	71,0	71,0	71	71	71	71							71,0	72,1	
					75	75							75,0	76,1	
	80,0	80,0	80	80	80	80							80,0	81,3	
					85	85							85,0	86,3	
					90	90	90	90					90,0	91,4	
					95	95	95	95					95,0	96,4	
	100,0	100	100	100	100	100	100	100					100,0	101,6	
					106	106	106	106					106,0	107,6	
					112	112	112	112					112,0	113,8	
					118	118	118	118					118,0	119,9	
	125,0	125	125	125	125	125	125	125					125,0	127,0	
					132	132	132	132							

Fuente: Grupo Arntz Optibelt, (2002, pág. 42)

Según la tabla 4.16, se seleccionará el diámetro conductor de $d_1 = 63,5 \text{ mm}$;

y en base a la ecuación 4.12, se tiene:

$$i = \frac{d_2}{d_1}$$

$$d_2 = i \times d_1$$

$$d_2 = 2 \times 63,5$$

$$d_2 = 127 \text{ mm}$$

4.6.1.2. Arco de abrazo y factor de corrección

$$a_b = \frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}} \quad (4.14)$$

Dónde:

$a_b =$ Arco de abrazo

$d_{dg} =$ Diámetro de referencia de la polea mayor (125 mm).

$d_{dk} =$ Diámetro de referencia de la polea menor (63 mm).

$a_{nom} =$ Distancia entre ejes con desarrollo de correa estándar. (mm)

Reemplazando los valores se tiene:

$$a_b = \frac{125 - 63}{472,13}$$

$$a_b = 0.131$$

El valor de β y c_1 , se obtiene de la tabla 4.17:

Tabla 4.17 Factor de ángulo de contacto.

El factor c_1 corrige la potencia nominal P_N cuyo el arco de abrazo es menor de 180° , ya que el valor P_N fue calculado teniendo en cuenta el arco de abrazo $\beta = 180^\circ$ en la polea pequeña.

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	c_1
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99

Fuente: Grupo Arntz Optibelt, (2002, pág. 67)

Debido a que el valor obtenido no se encuentra en la tabla, se procede a interpolar:

Tabla 4.18 Factor de corrección.

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	β	c_1
0,10	174°	1,00
0,131	$172,14^\circ$	1
0,15	171°	1

4.6.1.3. Potencia nominal de la correa

Para poder obtener éste valor, se utiliza la tabla 4.19; donde los datos requeridos

son:

$$d_{dk} = 63,5 \text{ mm}$$

$$i = 2$$

$$n_1 = 1200 \text{ rpm}$$

Tabla 4.19 Factor de potencia.

Poleas v (m/s)	n_k (min^{-1})	Diámetro de referencia de la polea pequeña d_{sk} (mm)													Suplemento de potencia (kW) por correa para i				
		90	100	112	118	125	132	140	150	160	180	200	224	250	280	315	hasta 1,01 hasta 1,05	1,06 hasta 1,26	1,27 hasta 1,57
700	1,17	1,55	1,99	2,21	2,47	2,72	3,01	3,37	3,73	4,44	5,14	5,97	6,85	7,86	9,01	0,02	0,15	0,21	0,26
950	1,49	1,98	2,57	2,86	3,20	3,53	3,91	4,39	4,86	5,78	6,70	7,78	8,92	10,21	11,68	0,03	0,20	0,29	0,36
1450	2,04	2,76	3,62	4,04	4,53	5,02	5,57	6,25	6,92	8,24	9,52	11,02	12,58	14,30	16,18	0,05	0,31	0,44	0,54
2850	3,14	4,40	5,88	6,60	7,43	8,23	9,13	10,21	11,25	13,21	14,97	16,81	18,43	19,78	20,57	0,09	0,61	0,87	1,07
100	0,23	0,30	0,37	0,40	0,45	0,49	0,54	0,60	0,65	0,77	0,89	1,03	1,18	1,35	1,55	0,00	0,02	0,03	0,04
200	0,42	0,54	0,68	0,75	0,83	0,91	1,00	1,11	1,22	1,45	1,67	1,94	2,22	2,55	2,92	0,01	0,04	0,06	0,07
300	0,59	0,76	0,96	1,07	1,18	1,30	1,43	1,60	1,76	2,09	2,41	2,80	3,21	3,68	4,23	0,01	0,06	0,09	0,11
400	0,75	0,97	1,24	1,37	1,52	1,67	1,85	2,06	2,28	2,70	3,12	3,63	4,16	4,78	5,49	0,01	0,09	0,12	0,15
500	0,90	1,17	1,50	1,66	1,85	2,03	2,25	2,51	2,77	3,30	3,81	4,43	5,09	5,84	6,70	0,02	0,11	0,15	0,19
600	1,04	1,36	1,75	1,94	2,16	2,38	2,63	2,95	3,26	3,87	4,48	5,21	5,98	6,86	7,88	0,02	0,13	0,18	0,22
700	1,17	1,55	1,99	2,21	2,47	2,72	3,01	3,37	3,73	4,44	5,14	5,97	6,85	7,86	9,01	0,02	0,15	0,21	0,26
800	1,30	1,72	2,23	2,47	2,76	3,05	3,38	3,78	4,19	4,99	5,77	6,71	7,70	8,82	10,11	0,03	0,17	0,24	0,30
900	1,43	1,90	2,45	2,73	3,05	3,37	3,74	4,19	4,64	5,52	6,39	7,43	8,52	9,76	11,17	0,03	0,19	0,27	0,34
1000	1,55	2,06	2,68	2,98	3,34	3,69	4,09	4,58	5,07	6,04	7,00	8,12	9,32	10,66	12,18	0,03	0,22	0,31	0,37
1100	1,66	2,23	2,90	3,23	3,61	4,00	4,43	4,97	5,50	6,55	7,59	8,80	10,09	11,53	13,15	0,04	0,24	0,34	0,41
1200	1,77	2,38	3,11	3,47	3,88	4,30	4,76	5,34	5,92	7,05	8,16	9,46	10,84	12,37	14,08	0,04	0,26	0,37	0,45
1300	1,88	2,54	3,31	3,70	4,15	4,59	5,09	5,71	6,33	7,54	8,72	10,10	11,55	13,17	14,96	0,04	0,28	0,40	0,49
1400	1,99	2,69	3,52	3,93	4,40	4,87	5,41	6,07	6,72	8,01	9,26	10,72	12,25	13,93	15,79	0,05	0,30	0,43	0,52
1500	2,09	2,83	3,71	4,15	4,65	5,15	5,72	6,42	7,11	8,47	9,79	11,32	12,91	14,66	16,56	0,05	0,32	0,46	0,56

Fuente: Grupo Arntz Optibelt, (2002, pág. 83)

La tabla 4.19, únicamente representa a diámetros mayores al de la polea menor pre seleccionada (63,5 mm), por lo tanto se escoge la más próxima que es de 90 mm, la misma que a 1200 rev/min , tiene una potencia nominal de 1,77 kW. El suplemento de potencia obtenido es 0,45.

Con los datos obtenidos se procederá a desarrollar la potencia nominal que se utilizará posteriormente, a partir de la ecuación 4.15:

$$P_N = P_{tablas} + S_p \tag{4.15}$$

Dónde:

$P_N =$ Potencia nominal por correa. (kW)

$P_{tablas} =$ Potencia nominal de tablas. (kW)

$S_p =$ Suplemento de potencia.

$$P_N = 1,77 + 0,45$$

$$P_N = 2,2 \text{ kW}$$

Además, se analizará la potencia de cálculo a partir de la ecuación 4.16:

$$P_B = P * c_2 \quad (4.16)$$

Dónde:

$P_B =$ Potencia de cálculo. (kW)

$P =$ Potencia transmitida por la correa. (kW)

$c_2 =$ Factor de carga

$$P_B = 0,373 \text{ kW} * 1,1$$

$$P_B = 0,41 \text{ kW}$$

4.6.1.4. Tensión estática mínima por correa

A partir de la ecuación 4.17, se procederá a calcular la tensión mínima en la correa:

$$T = \frac{500 * (2,02 - c_1) * P_B}{c_1 * z * v} + k * v^2 \quad (4.17)$$

Dónde:

$T =$ Tensión estática mínima por correa.

$v =$ velocidad.

$z =$ Número de correas.

$c_1 =$ Factor de ángulo de contacto.

$P_B =$ Potencia de cálculo.

$k =$ Constante para el cálculo de la fuerza centrífuga.

La velocidad se obtiene usando la ecuación 4.18:

$$v = \frac{d_{dk} * n_k}{19100} \quad (4.18)$$

Dónde:

$v =$ *velocidad.*

$d_{dk} =$ *Diámetro de referencia de la polea menor (63 mm).*

$n_k =$ *Velocidad de giro de la polea menor.*

19100 = *Factor de conversión.*

$$v = \frac{63 \text{ mm} * 1200 \text{ rev}/\text{min}}{19100}$$

$$v = 3,96 \text{ m}/\text{s}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 4.17, se tiene:

$$T = \frac{500 * (2,02 - 1) * 0,4103}{1 * 1 * 3,96} + ((0,12) * (3,96^2))$$

$$T = 54,72 \text{ N}$$

Por recomendación del fabricante Grupo Arntz Optibelt, (2002), para el primer montaje se considera un factor de 1,3:

$$T = 54,72 \text{ N} * 1,3$$

$$T = 71,14 \text{ N}$$

4.6.1.5. Fuerza estática sobre el eje

Partiendo de la ecuación 4.19:

$$S_a = 2T * \sin \frac{\beta}{2} * z \quad (4.19)$$

Dónde:

S_a = Fuerza estática mínima sobre el eje.

T = Tensión estática mínima por correa.

β = Ángulo de abrazo de la correa en la polea menor.

z = Número de correas.

$$S_a = 2(71,14) * \sin \frac{172,14}{2} * 1$$

$$S_a = 141,95 \text{ N}$$

El fabricante Grupo Arntz Optibelt, (2002), recomienda un factor de 1,3:

$$S_a = 141,95 \text{ N} \times 1,3$$

$$S_a = 184,53 \text{ N}$$

En base a $S_a = 184,53 \text{ N}$ se diseñó el eje motriz, debido a que ésta fuerza actuará sobre él.

4.7. Selección de rodamientos

Para la selección de rodamientos, se referenciará del catálogo general de rodamientos SKF; cada tipo de rodamientos presentan propiedades y características que dependen de su diseño que lo hacen adecuados para una aplicación determinada.

En el sistema de transmisión de potencia de la pulidora de probetas consta de 3 rodamientos:

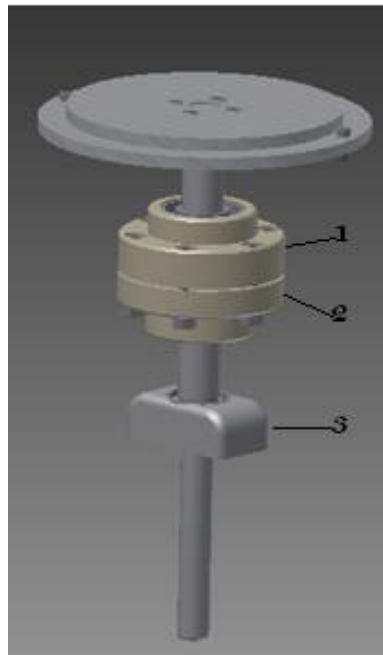


Figura 4.5 Rodamientos sobre el eje motriz.

Fuente: Autores

Para esta aplicación donde existen: cargas axiales, radiales medias, funcionamiento silencioso y utilizado un motor eléctrico de tamaño pequeño y mediano, según SKF, (1989) los rodamientos rígidos de bolas son adecuados para la pulidora de probetas con paño.

A continuación se describen algunos de los factores más importantes a considerar a la hora de seleccionar un rodamiento SKF:

- Espacio disponible
- Tipo de cargas
- Precisión
- Funcionamiento silencioso
- Montaje y desmontaje

En el diseño de la pulidora de probetas se necesitará rodamientos que soporten cargas radiales y brinden un funcionamiento silencioso, y se procederá a calcularlos.

4.7.1. Cálculo del rodamiento # 1 y # 2

La capacidad de carga dinámica en función de las horas de servicio, estará representada en la ecuación 4.20, vida nominal del rodamiento:

$$L_{10h} = \frac{1\ 000\ 000}{60\ n} \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (4.20)$$

Dónde:

L_{10h} = vida nominal en horas de servicio

n = velocidad de giro $\left(\frac{rev}{min}\right)$

C = capacidad de carga dinámica (N)

P = carga dinámica equivalente (N)

$p = 3$ para rodamientos de bolas.

$p = \frac{10}{3}$ para rodamientos de rodillos.

La vida nominal según las horas de servicio es recomendada según el tipo de maquinaria, y esta expresada en la tabla 4.20:

Tabla 4.20 Guía de valores requeridos de vida nominal.

Clase de máquinas	L_{10h} horas de servicio
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos para uso médico	300 a 3 000
Máquinas usadas intermitentemente o por cortos períodos: Máquinas-herramienta portátiles, aparatos elevadores para talleres, máquinas para la construcción	3 000 a 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitentemente: Ascensores, grúas para mercancías embaladas.	8 000 a 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario no totalmente utilizadas: Transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos para uso industrial, machacadoras giratorias.	10 000 a 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: Máquinas-herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipo de imprenta, separadores y centrifugas.	20 000 a 30 000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: Cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil.	40 000 a 50 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para transatlánticos	60 000 a 100 000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, ventiladores y bombas para minas, rodamientos para la línea de ejes de transatlánticos	\approx 100 000

Fuente: SKF, 1989, (pág. 34)

Para el diseño de la maquina pulidora se trabajará con los datos más críticos, con 25000 horas de servicio, y la velocidad angular del eje de $1200 \text{ rev}/\text{min}$, por lo tanto la carga dinámica se obtendrá en la tabla 4.21.

El diámetro de 25 mm se escogió en base a un diseño estético del eje motriz, además que soportará las fuerzas aplicadas; en base a ello se selecciona el rodamiento adecuado partiendo de la tabla 4.21:

Tabla 4.21 Rodamientos rígidos de bolas.

Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d 15-30 mm

Sin ranuras en el aro exterior Con ranuras en el aro exterior

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidad nominal		Masa	Designación
d	D	B	C	C_0		Lubricación con grasa	Lubricación con aceite		
mm			N		N	r/min	kg	-	
15	24	5	1 560	800	34	28 000	34 000	0,0074	61802
	28	7	4 030	2 040	85	24 000	30 000	0,016	61902
	32	8	5 590	2 850	120	22 000	28 000	0,025	16002
	32	9	5 590*	2 850	120	22 000	28 000	0,030	6002
	35	11	7 800	3 750	160	19 000	24 000	0,045	6202
42	13	11 400	5 400	228	17 000	20 000	0,082	6302	
17	26	5	1 680	930	39	24 000	30 000	0,0082	61803
	30	7	4 360	2 320	98	22 000	28 000	0,018	61903
	35	8	6 050	3 250	137	19 000	24 000	0,032	16003
	40	12	6 050	3 250	137	19 000	24 000	0,039	6003
	47	14	9 560	4 750	200	17 000	20 000	0,065	6203
	47	14	13 500	6 550	275	16 000	19 000	0,12	6303
	62	17	22 900	10 800	455	12 000	15 000	0,27	6403
20	32	7	2 700	1 500	63	19 000	24 000	0,018	61804
	37	9	6 370	3 650	156	18 000	22 000	0,038	61904
	42	8	6 890	4 050	173	17 000	20 000	0,050	16004
	42	12	9 360	5 000	212	17 000	20 000	0,069	6004
	47	14	12 700	6 550	290	15 000	18 000	0,11	6204
	52	15	15 900	7 800	335	13 000	16 000	0,14	6304
	72	19	30 700	15 000	640	10 000	13 000	0,40	6404
	25	37	7	4 360	2 600	125	17 000	20 000	0,022
42		9	6 630	4 000	176	16 000	19 000	0,045	61905
47		8	7 610	4 750	212	14 000	17 000	0,060	16005
47		12	11 280	6 350	275	15 000	18 000	0,080	6005
52		15	14 000	7 800	335	12 000	15 000	0,13	6205
62		17	22 500	11 600	490	11 000	14 000	0,23	6305
80		21	35 800	19 300	815	9 000	11 000	0,53	6405
30	42	7	4 490	2 900	146	15 000	18 000	0,027	61806
	47	9	7 280	4 550	212	14 000	17 000	0,051	61906
	55	9	11 200	7 350	310	12 000	15 000	0,085	16006
	55	13	13 300	8 300	355	12 000	15 000	0,12	6006
	62	16	19 500	11 200	475	10 000	13 000	0,20	6206
	72	19	28 100	16 000	670	9 000	11 000	0,35	6306
	90	23	43 600	23 600	1 000	8 500	10 000	0,74	6406

Fuente: SKF, (1989, pág. 188)

Donde la capacidad de carga dinámica es: 14 kN

Para determinar la carga dinámica equivalente, se reemplazará los valores en la ecuación 4.20, que despejando se obtiene:

$$P = \frac{C}{\sqrt[p]{\frac{60 n \times L_{10h}}{1\,000\,000}}}$$

$$P = \frac{14\text{ kN}}{\sqrt[3]{\frac{60 \left(1200 \frac{\text{rev}}{\text{min}}\right) \times 25000\text{ horas}}{1\,000\,000}}}$$

$$P = 1,15\text{ kN}$$

Para determinar la fuerza radial que soportará el rodamiento rígido de una hilera de bolas, se utilizará la ecuación 4.21:

$$F_r = \frac{P}{v} \quad (4.21)$$

Dónde:

F_r = Fuerza radial. (kN)

v = factor de corrección de las distintas formas de rotación

- $v = 1$ para giro de arco interior
- $v = 1,2$ para giro de arco exterior

Por motivo de seguridad siempre se debe trabajar con los valores más críticos, por ende se obtiene una fuerza radial permisible de:

$$F_r = \frac{1,15\text{ kN}}{1,2} = 0,96\text{ kN}$$

Por lo tanto, la fuerza radial calculada mediante las reacciones en los apoyos en el rodamiento 1 y 2 respectivamente es de $0,08753 \text{ kN}$.

Al reemplazar:

$$0,08753 \text{ kN} < 0,96 \text{ kN}$$

Y la fuerza axial se la desprecia, debido a que la fuerza aplicada por el operador es de $0,0588 \text{ kN}$, la cual no afectará en nada a los rodamientos. Entonces el rodamiento seleccionado para los apoyos 1 y 2 es:

- Rodamiento rígido de una hilera de bolas $d = 25 \text{ mm}$; $D = 52 \text{ mm}$; $B = 15 \text{ mm}$ y según la designación de SKF 6205.

4.7.2. Cálculo del rodamiento # 3

Debido a que el rodamiento actuará sobre el eje calculado anteriormente, se tomarán las mismas horas de servicio de 25000 y $1200 \text{ rev}/\text{min}$ de velocidad angular, y como éste acoplará sobre un diámetro de 20 mm el mismo que se eligió en base a un diseño estético de la máquina.

En la tabla 4.22 indica las dimensiones del rodamiento seleccionado:

Tabla 4.22 Rodamiento rígido de bolas (rodamiento 3).

Dimensiones principales			Capacidad de carga dinám. estát.		Carga límite de fatiga	Velocidad nominal		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P _u	Lubricación con grasa	aceite		
mm			N		N	r/min		kg	-
15	24	5	1 560	800	34	28 000	34 000	0,0074	61802
	28	7	4 030	2 040	85	24 000	30 000	0,016	61902
	32	8	5 590	2 850	120	22 000	28 000	0,025	16002
	32	9	5 590	2 850	120	22 000	28 000	0,030	6002
	35	11	7 800	3 750	160	19 000	24 000	0,045	6202
	42	13	11 400	5 400	228	17 000	20 000	0,082	6302
17	26	5	1 680	930	39	24 000	30 000	0,0082	61803
	30	7	4 360	2 320	98	22 000	28 000	0,018	61903
	35	8	6 050	3 250	137	19 000	24 000	0,032	16003
	35	10	6 050	3 250	137	19 000	24 000	0,039	6003
	40	12	9 560	4 750	200	17 000	20 000	0,065	6203
	47	14	13 500	6 550	275	16 000	19 000	0,12	6303
	62	17	22 900	10 800	455	12 000	15 000	0,27	6403
20	32	7	2 700	1 500	63	19 000	24 000	0,018	61804
	37	9	6 370	3 650	156	18 000	22 000	0,038	61904
	42	8	6 890	4 050	173	17 000	20 000	0,050	16004
	42	12	9 360	5 000	212	17 000	20 000	0,069	6004
	47	14	12 700	6 550	280	15 000	18 000	0,11	6204
	52	15	15 900	7 800	335	13 000	16 000	0,14	6304
	72	19	30 700	15 000	640	10 000	13 000	0,40	6404

Fuente: SKF, (1989, pág. 188)

En donde la capacidad de carga dinámica es: 15,9 kN.

Para obtener la carga dinámica equivalente se reemplazará los valores en la ecuación 4.20, que despejando se tiene:

$$P = \frac{C}{\sqrt[p]{\frac{60 n x L_{10h}}{1\ 000\ 000}}}$$

$$P = \frac{15,9\ kN}{\sqrt[3]{\frac{60 \left(1200 \frac{rev}{min}\right) x 25000\ horas}{1\ 000\ 000}}}$$

$$P = 1,31\ kN$$

La fuerza radial permisible para éste rodamiento, partiendo de la ecuación 4.21 es:

$$F_r = \frac{1,31\ kN}{1,2}$$

$$F_r = 1,09\ kN$$

Por lo tanto, la fuerza radial calculada mediante las reacciones en el apoyo 3 es de 0,27206 kN.

Entonces:

$$0,27206\ kN < 1,09\ kN$$

El rodamiento rígido de una hilera de bolas seleccionado es de $d = 20\ mm$, $D = 52\ mm$, $B = 15\ mm$ y según la designación de SKF 6304 es el adecuado para la aplicación a la cual estará sometido.

4.8. Selección de chavetas

La selección de chavetas y de las dimensiones normalizadas de los chaveteros se observa la tabla 4.23:

Tabla 4.23 Chavetas paralelas serie normal.

Dimensiones en mm. (De UNE 17.102 h1)

CHAVETA								
Sección $b \times h$	Ancho b		Altura h		Chaflán b_1		Longitud l	
	Nominal	Toler. $h9$	Nominal	Toler. $h9$ y $h11$	Mínima	Máximo	De...	...a
4 x 4	4	0	4	0	0,16	0,25	8	45
5 x 5	5	-0,030	5	0	0,25	0,40	10	56
6 x 6	6	0	6	-0,030	0,25	0,40	14	70
8 x 7	8	0	7	0	0,25	0,40	18	90
10 x 8	10	-0,036	8	0	0,40	0,60	22	110
12 x 8	12	0	8	0	0,40	0,60	28	140
14 x 9	14	0	9	-0,090	0,40	0,60	36	160
16 x 10	16	-0,043	10	0	0,40	0,60	45	180
18 x 11	18	0	11	0	0,40	0,60	50	200
20 x 12	20	0	12	0	0,40	0,80	56	220
22 x 14	22	0	14	0	0,60	0,80	63	250
25 x 14	25	-0,052	14	-0,110	0,60	0,80	70	280
28 x 16	28	0	16	0	0,60	0,80	80	320
32 x 18	32	0	18	0	0,60	0,80	90	360
36 x 20	36	0	20	0	0,60	1,20	100	400
40 x 22	40	-0,062	22	0	1,00	1,20	—	—
45 x 25	45	0	25	0,130	1,00	1,20	—	—
50 x 28	50	0	28	0	1,00	1,20	—	—
56 x 32	56	0	32	0	1,00	2,00	—	—
63 x 32	63	0	32	0	1,60	2,00	—	—
70 x 36	70	-0,074	36	0	1,60	2,00	—	—
80 x 40	80	0	40	-0,160	2,50	3,00	—	—
90 x 45	90	0	45	0	2,50	3,00	—	—
100 x 50	100	-0,087	50	0	2,50	3,00	—	—

CHAVETERO														
Diámetro del eje d	Sección de la chaveta $b \times h$	Ancho b , tolerancia					Profundidad				Chaflán R_1			
		Nominal	Clase de ajuste del enchavetado			Ajustado	Eje h_1		Cubo h_2		Mín.	Máx.		
			Libre	Normal	Eje y cubo $p9$		Nominal	Toler.	Nominal	Toler.				
Más de	hasta	Eje $h9$	Cubo $D10$	Eje $N9$	Cubo $Js 9$	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.	Mín.	Máx.			
10	12	4 x 4	4	+0,030	+0,078	0	$\pm 0,015$	-0,012	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,08	0,16
12	17	5 x 5	5	0	+0,030	-0,030	$\pm 0,015$	-0,042	3	0	2,3	0	0,16	0,25
17	22	6 x 6	6	0	+0,030	-0,030	$\pm 0,015$	-0,042	3,5	0	2,8	0	0,16	0,25
22	30	8 x 7	8	+0,036	+0,098	0	$\pm 0,018$	-0,015	4	0	3,3	0	0,16	0,25
30	38	10 x 8	10	0	+0,040	-0,036	$\pm 0,018$	-0,051	5	0	3,3	0	0,25	0,40
38	44	12 x 8	12	0	+0,040	-0,036	$\pm 0,018$	-0,051	5	0	3,3	0	0,25	0,40
44	50	14 x 9	14	+0,043	+0,120	0	$\pm 0,0215$	-0,018	5,5	0	3,8	0	0,25	0,40
50	58	16 x 10	16	0	+0,050	-0,043	$\pm 0,0215$	-0,061	6	0	4,3	0	0,25	0,40
58	65	18 x 11	18	0	+0,050	-0,043	$\pm 0,0215$	-0,061	7	+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40
65	75	20 x 12	20	0	+0,050	-0,043	$\pm 0,0215$	-0,061	7,5	0	4,9	0	0,40	0,60
75	85	22 x 14	22	+0,052	+0,149	0	$\pm 0,026$	-0,022	9	0	5,4	0	0,40	0,60
85	95	25 x 14	25	0	+0,065	-0,052	$\pm 0,026$	-0,074	9	0	5,4	0	0,40	0,60
95	110	28 x 16	28	0	+0,065	-0,052	$\pm 0,026$	-0,074	10	0	6,4	0	0,40	0,60
110	130	32 x 18	32	0	+0,065	-0,052	$\pm 0,026$	-0,074	11	0	7,4	0	0,40	0,60
130	150	36 x 20	36	+0,062	+0,180	0	$\pm 0,031$	-0,026	12	0	8,4	0	0,70	1,00
150	170	40 x 22	40	0	+0,080	-0,062	$\pm 0,031$	-0,088	13	0	9,4	0	0,70	1,00
170	200	45 x 25	45	0	+0,080	-0,062	$\pm 0,031$	-0,088	15	0	10,4	0	0,70	1,00
200	230	50 x 28	50	0	+0,080	-0,062	$\pm 0,031$	-0,088	17	0	11,4	0	0,70	1,00
230	260	56 x 32	56	0	+0,080	-0,062	$\pm 0,031$	-0,088	20	+0,3	12,4	+0,3	0,70	1,00
260	290	63 x 32	63	+0,074	+0,220	0	$\pm 0,037$	-0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60
290	330	70 x 36	70	0	+0,100	-0,074	$\pm 0,037$	-0,106	22	0	14,4	0	1,20	1,60
330	380	80 x 40	80	0	+0,100	-0,074	$\pm 0,037$	-0,106	25	0	15,4	0	2,00	2,50
380	440	90 x 45	90	+0,087	+0,260	0	$\pm 0,0435$	-0,037	28	0	17,4	0	2,00	2,50
400	500	100 x 50	100	0	+0,120	-0,087	$\pm 0,0435$	-0,124	31	0	19,5	0	2,00	2,50

Fuente: Larburu, (2001, pág. 518)

Entonces según la tabla 4.23 para el eje de diámetro 20 mm es aconsejable escoger una chaveta paralela de sección normal de 6 x 6 x 36 mm, la cual será la adecuada para transmitir el movimiento entre la polea conducida y el eje principal.

4.9. Diseño del perno tensor

Para el diseño del perno, es necesario considerar que estará sometido a esfuerzos, y además sufrirá un desgaste superficial razón por la cual se determinará las dimensiones adecuadas.

4.9.1. Cálculos para el dimensionamiento del perno tensor

La fuerza que produce la tensión en la banda $F = 71,14 N$, debe permanecer constante a lo largo del uso de la máquina, a partir de esto es necesario colocar un perno que soporte esta tensión que permita al motor mantenerse en cierta posición para que el tensado sea siempre el mismo.

La fuerza en la banda es $F = 71,14 N$, entonces se seleccionará un perno de la tabla 4.24 y se verificará si es el adecuado:

Tabla 4.24 Selección del perno.

Tam año	Diámetr o mayor (nominal) d (in)	ROSCA BASTA (UNC)			ROSCA FINA (UNF)			Ancho aproximado entre caras AT (in)	
		Número de hilos por pulgada	Diámetr o menor dr (in)	Área de esfuerzo a tracción At (in ²)	Número de hilos por pulgada	Diámetr o menor dr (in)	Área de esfuerzo a tracción At (in ²)	Cabeza Tuerca	
0	0.0600	-	-	-	80	0.0438	0.0018		
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028		
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039		
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052		
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066		
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083		
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101		
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147		
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200		
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258	1/16	7/16
¼	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364	1/2	1/2
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581	9/16	9/16
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878	5/8	11/16
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187	2 ¼	2 ¼
½	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600	¾	¾
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030	13/16	7/8
5/8	0.6250	11	0.5069	0.2260	18	0.5528	0.2560	15/16	15/16
¾	0.7500	10	0.6201	0.3345	16	0.6688	0.3730	1 1/8	1 1/8
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4617	14	0.7822	0.5095	1 5/16	1 5/16
1	1.0000	8	0.8376	0.6057	12	0.8917	0.6630	1 ½	1 ½

Fuente: Astudillo Lala, (2011)

De la tabla 4.25, se obtendrán las diferentes propiedades del perno seleccionado como: hilos/pulgada, paso, diámetro raíz, diámetro medio, altura; de la tabla 4.26 se escogerá el coeficiente de rozamiento; datos que se utilizarán más adelante para el cálculo del perno de potencia:

Tabla 4.25 Datos de pernos comunes.

Diámetro	Hilos / pulgada	Paso	Ø de raíz (dr)	Ø medio (dm)	Altura (h)
6.35	10	2.5	3.8	5.1	1.3
7.94					
9.53	8	3.2	6.4	7.9	1.6
11.11					
12.7	6.5	3.9	8.8	10.7	2.0
15.88	5.50	4.6	11.3	13.6	2.3
19.05	5	5.1	14.0	16.5	2.5
22.23	4.5	5.6	16.6	19.4	2.8
25.4	4	6.4	19.1	22.2	3.2

Fuente: Astudillo Lala, (2011, pág. 136)

Tabla 4.26 Coeficiente de rozamiento.

Angulo de rozamiento

El ángulo de rozamiento de un cuerpo situado en un plano inclinado, es igual al que forma este plano con la horizontal, cuando el cuerpo inicia el descanso.

$$N = G \cos \alpha$$

$$F = N \operatorname{tg} \alpha = \mu N$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{l}$$

$$\operatorname{sen} \alpha = \frac{h}{l}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \mu$$

Autoretención de G, para $\alpha \leq \mu$.

Máquinas simples	COEFICIENTES DE ROZAMIENTO				TABLA 7 . 4
	MATERIALES EN ROZAMIENTO		Dinámico		
	Estático		Seco	Lubricado	
Acero sobre acero	0,15	0,10	0,10	0,09-0,08	
Acero sobre fundición de hierro	0,19	0,10	0,18	0,08-0,05	
Acero sobre bronce	0,19	0,10	0,18	0,08-0,06	
Acero sobre antifricción				0,04	
Acero sobre madera dura	0,6-0,5	0,10	0,4	0,08	
Acero sobre hielo	0,026		0,015		
Fundición sobre fundición (hierro)	0,20	0,16	0,14	0,10	
Fundición sobre bronce	0,20	0,16	0,18	0,08	
Fundición sobre madera dura	0,6	0,10	0,5	0,10	
Bronce sobre bronce	0,20	0,11	0,19	0,06	
Revestimiento de freno sobre acero	0,4		0,1		
Correa de cuero sobre fundición	0,4		0,3		
Correa de cuero sobre madera	0,5		0,4		
Neumáticos sobre calzada (hormigonada, asfaltada)		0,75-0,65			
Neumáticos sobre calzada empedrada (seca)		0,6			
Neumáticos sobre calzada mojada		0,3-0,1			
Cojinetes de máquinas (rodaduras)		0,1	0,06-0,03		
Rodamientos de bolas y de rodillos			0,003-0,001		

Fuente: Astudillo Lala, (2011, pág. 137)

Con el diámetro nominal, y a partir de la tabla 4.27 se obtienen los datos que servirán para un posterior cálculo:

Tabla 4.27 Datos obtenidos.

<i>d</i> : diámetro nominal	15,88 mm = 0,01588m
<i>p</i> : paso	4,6 mm = 0,0046 m
<i>dm</i> : diámetro medio	13,6 mm = 0,0136 m
<i>dr</i> : diámetro de raíz	11,3 mm = 0,0113 m
<i>h</i> : altura del diente	2,3 mm = 0,0023 m
<i>L</i> : avance	4,6 mm = 0,0046 m
<i>l</i> : longitud del tornillo	70 mm = 0,07 m
<i>dc</i> : diámetro del collarín	20 mm = 0,02 m
<i>W</i> : fuerza de tensado (banda)	71,14 N = 7,26 Kg

Con estos datos se calcula el par de torsión necesario para mantener la tensión de la banda y motor en el sitio requerido, usando la ecuación 4.22:

$$T = \frac{W * d_m}{2} * \left(\frac{L + \pi * \mu * d_m}{\pi * d_m - \mu * L} \right) + \frac{W * u_c * d_c}{2} \quad (4.22)$$

Dónde:

T = Par de torsión. (Nm)

W = Carga axial sobre el perno. (N)

d_m = Diámetro medio. (m)

d_c = Diámetro del collarín. (m)

L = Avance. (m)

μ = Coeficiente de rozamiento.

$\mu_c =$ Coeficiente de rozamiento del collarín.

Reemplazando los valores obtenidos:

$$T = \frac{71,14 \text{ N} * 0,0136 \text{ m}}{2} * \left(\frac{(0,0046 \text{ m}) + (\pi * 0,15 * 0,0136 \text{ m})}{(\pi * 0,0136 \text{ m}) - (0,15 * 0,0046 \text{ m})} \right) + \frac{71,14 \text{ N} * 0,15 * 0,02 \text{ m}}{2}$$
$$T = 0,233 \text{ Nm}$$

Una vez obtenido la torsión, se calculará la eficiencia del perno, usando ecuación 4.23:

$$e = \frac{L}{\pi * d_m} * \left(\frac{\pi * d_m - \mu * L}{\pi * d_m * \mu + L} \right) * 100\% \quad (4.23)$$

Dónde:

$e =$ eficiencia del perno. (%)

$L =$ Avance. (m)

$d_m =$ Diámetro medio. (m)

$\mu =$ Coeficiente de rozamiento.

$$e = \frac{0,0046 \text{ m}}{\pi * 0,0136 \text{ m}} * \left(\frac{(\pi * 0,0136 \text{ m}) - (0,15 * 0,0046 \text{ m})}{(\pi * 0,0136 \text{ m} * 0,15) + (0,0046 \text{ m})} \right) * 100\%$$

$$e = 41,11\%$$

4.9.2. Esfuerzo de corte y flexión por pandeo

La flexión del tornillo se obtiene considerando al filete de la rosca como una viga, como se muestra en la figura 4.6:

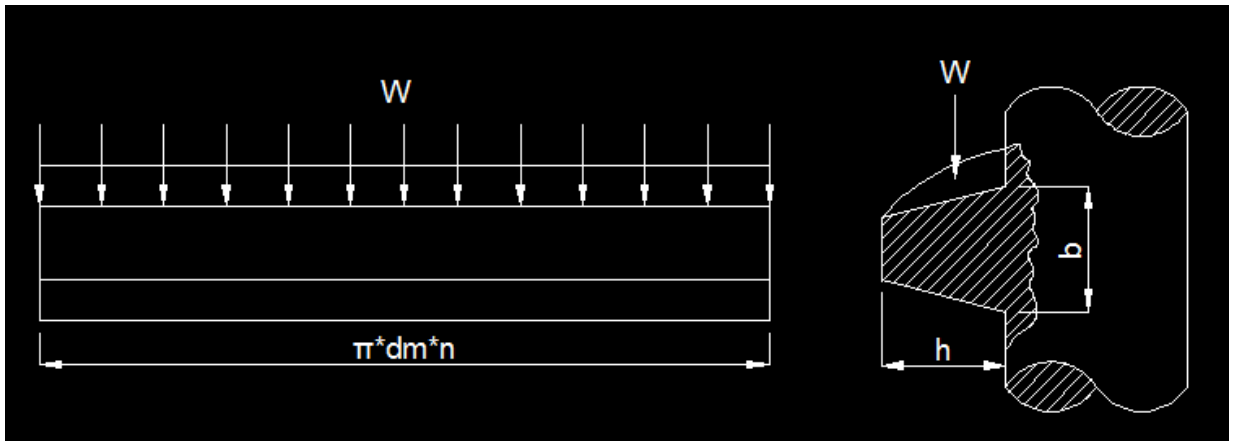


Figura 4.6 Esfuerzo de corte y flexión por pandeo en pernos.

Fuente: Astudillo Lala, (2011, pág. 55)

El momento flector máximo está dado por la ecuación 4.24:

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{F * h}{2} \quad (4.24)$$

Dónde:

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento flector máximo. (Nm)

F = Fuerza ejercida al perno. (N)

h = Altura del diente. (m)

Reemplazando los datos de la tabla 4-31, se obtiene:

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{71,14 \text{ N} * 0,0023 \text{ m}}{2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 0,082 \text{ Nm}$$

El esfuerzo de flexión máximo que se tiene, está dado por la ecuación 4.25:

$$\sigma_b = \frac{3 * F * h}{\pi * d_m * n * b^2} \quad (4.25)$$

Dónde:

σ_b = Esfuerzo de flexión máximo. (MPa)

F = Fuerza ejercida al perno. (N)

h = Altura del diente. (m)

d_m = Diámetro medio. (m)

n = Número de cuerdas en contacto (2).

b = Ancho de la rosca; es igual a la altura h de la rosca. (m)

Reemplazando los valores obtenidos:

$$\sigma_b = \frac{3 * 71,14 \text{ N} * 0,0023 \text{ m}}{\pi * 0,0136 \text{ m} * 2 * (0,0023 \text{ m})^2}$$

$$\sigma_b = 1,086 \text{ MPa}$$

El perno estará sujeto a fuerzas de corte, que se calcularán a partir de la ecuación 4.26:

$$\tau_b = \frac{3 * W}{2 * \pi * d_m * n * b} \quad (4.26)$$

Dónde:

τ_b = Esfuerzo de corte. (MPa)

d_m = Diámetro medio. (m)

n = Número de cuerdas en contacto (2).

$b =$ Ancho de la rosca; es igual a la altura h de la rosca. (m)

$W =$ Carga axial sobre el perno. (N)

Reemplazando los valores obtenidos en la tabla 4.27:

$$\tau_b = \frac{3 * 71,14 \text{ N}}{2 * \pi * 0,0136 \text{ m} * 2 * 0,0023 \text{ m}}$$

$$\tau_b = 0,543 \text{ MPa}$$

4.10. Selección de pernos

Los pernos que soportan la base del motor se encontrarán trabajando a esfuerzos cortantes, por lo tanto se diseñarán en base a estos esfuerzos que son producidos por el peso del motor.

Mediante la ecuación 4.27, se procederá a calcular el esfuerzo cortante de un perno seleccionado de la tabla 4.28, el cual será verificado posteriormente, comparándolo con el esfuerzo cortante real dado por el material del perno a usar.

La ecuación 4.27 está dada por:

$$\tau = \frac{V}{A} = [\tau] \quad (4.27)$$

Dónde:

$\tau =$ Esfuerzo cortante. (kgf/mm²)

$V =$ Fuerza cortante (peso del motor ejercida en cada perno). (kgf)

$A =$ Área del perno. (mm)

$[\tau] =$ Esfuerzo cortante real del perno. (kgf/mm²)

De la tabla 4.10, se obtiene el valor del peso del motor, mismo que se distribuirá en 4 pernos, que soportarán el peso $P = 5,7 \text{ kgf}$.

De la ecuación 4.28, se obtendrá el valor de la fuerza cortante:

$$V = \frac{P}{n} \quad (4.28)$$

Dónde:

V = Fuerza cortante (peso del motor ejercida en cada perno). (kgf)

P = Peso del motor. (kgf)

n = Número de pernos a utilizar.

Reemplazando los valores se tiene:

$$V = \frac{5,7 \text{ kgf}}{4}$$

$$V = 1,43 \text{ kgf}$$

De la tabla 4.28 se seleccionará el perno:

Tabla 4.28 Dimensiones de pernos de cabeza hexagonal.

Tamaño nominal, pulg	Radio mínimo de filete	Tipo de ornillo Prisionero W	Pesado W	Altura H
$\frac{1}{4}$	0.015	$\frac{7}{16}$		$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	0.015	$\frac{1}{2}$		$\frac{13}{64}$
$\frac{3}{8}$	0.015	$\frac{9}{16}$		$\frac{15}{64}$
$\frac{7}{16}$	0.015	$\frac{5}{8}$		$\frac{9}{32}$
$\frac{1}{2}$	0.015	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	0.020	$\frac{15}{16}$	$1 \frac{1}{16}$	$\frac{25}{64}$

Fuente: Budynas R. G., (2012, pág. 1018)

Mediante la ecuación 4.29, se calculará el área del perno seleccionado:

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} \quad (4.29)$$

Dónde:

A = Área del perno seleccionado. (mm^2)

d = Diámetro del perno seleccionado. (mm)

Reemplazando los valores se tiene:

$$A = \frac{\pi * (9,525 \text{ mm})^2}{4}$$

$$A = 71,26 \text{ mm}^2$$



Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 4.27, se obtendrá el esfuerzo cortante del perno seleccionado:

$$\tau = \frac{1,43 \text{ kgf}}{71,26 \text{ mm}^2}$$

$$\tau = 0,02 \text{ kgf/mm}^2$$

Una vez obtenido el esfuerzo cortante del perno seleccionado, se procederá a calcular el esfuerzo real del perno dado por el material del mismo, valor obtenido de la tabla 4.29:

Tabla 4.29 Límite a la fluencia de un perno clase ISO 3,6.

MARCAS DE GRADOS DE RESISTENCIA PERNOS DE ACERO							
MARCA A.S. GRADO RESISTENCIA	ESPECIFICACION			ALGUNOS USOS RECOMENDADOS	Resistencia a la tracción mínima [Kg/mm ²]	Limite de fluencia mínima [Kg/mm ²]	DUREZA
	SAE grado	ISO clase	ASTM				
		3,6		Para requerimientos menores de resistencia, metalmecánica, motores eléctricos, línea blanca. electrónica, usos generales.	34	20	53 - 70 Rb
	J429 grado 1 1/4" a 1 1/2"	4,6	A307 grado A y B	Para requerimientos de resistencia media, construcción de máquinas livianas, automotriz (piezas no afectas a fuertes tensiones), máquinas agrícolas, estructuras livianas.	42	23	70 - 95 Rb

Fuente: Construcciones e ingeniería, (2009, pág. 4)

De la ecuación 4.30 y la tabla 4.29, se podrá obtener el valor del esfuerzo cortante real del perno:

$$[\tau] = \frac{0,6 * S_y}{F_s} \quad (4.30)$$

Dónde:

$[\tau]$ = Esfuerzo cortante real del perno. (kgf/mm²)

S_y = Límite a la fluencia mínima del perno. (kgf/mm²)

F_s = Factor seguridad. (a criterio del diseñador)

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 4.27, se obtendrá el esfuerzo cortante real del perno:

$$[\tau] = \frac{0,6 * (20 \text{ kgf/mm}^2)}{2,2}$$

$$[\tau] = 5,45 \text{ kgf/mm}^2$$

Una vez obtenido el esfuerzo del perno seleccionado y el esfuerzo real del perno, se comparan; dada la condición de diseño por la ecuación 4.31 se tiene:

$$\tau \leq [\tau] \quad (4.31)$$

$$0,02 \text{ kgf/mm}^2 \leq 5,45 \text{ kgf/mm}^2$$

Por lo tanto el perno seleccionado es idóneo y cumple con los factores de diseño, es útil para los esfuerzos a los que estará sometido.

4.11. Verificación de la estructura

Una vez diseñado todos los elementos mecánicos que conforman la máquina de pulido de probetas, se procederá a verificar la estructura que soportará las cargas muertas (pesos de los elementos mecánicos), y por seguridad se le implementará una carga viva (peso promedio de una persona), ésta carga puede darse eventualmente cuando un estudiante se apoye sobre la máquina.

4.11.1. Cargas muertas

- Peso de la bandeja de acero inoxidable:

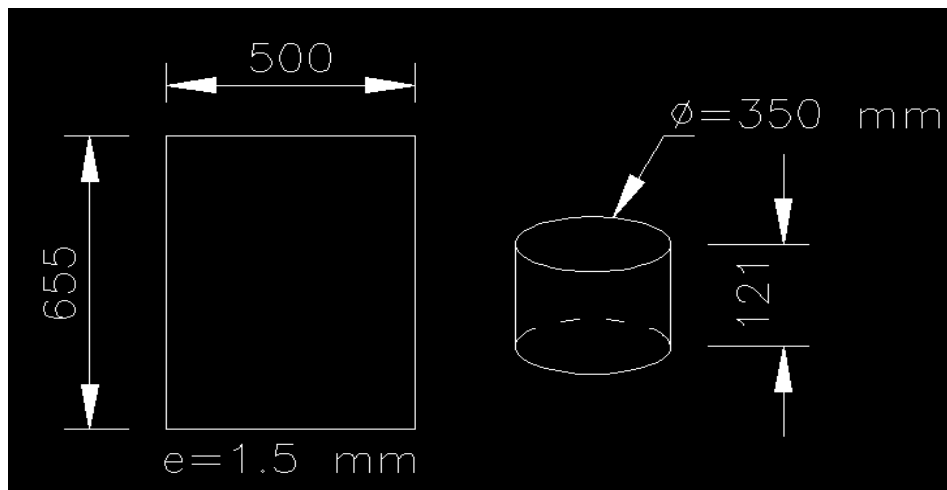


Figura 4.7 Dimensiones de bandeja en acero inoxidable.

De la tabla 4.30 se obtiene el peso específico del acero inoxidable, y con las dimensiones de la figura 4.7, se calculará el peso de la bandeja, que está dado por la ecuación 4.32:

Tabla 4.30 Propiedades del acero inoxidable.

Normas involucradas:	ASTM A 276
Propiedades mecánicas:	Resistencia a la fluencia 310 MPa (45 KSI) Resistencia máxima 620 MPa (90 KSI) Elongación 30 % (en 50mm) Reducción de área 40 % Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)
Propiedades físicas:	Densidad 7.8 g/cm ³ (0.28 lb/in ³)

Fuente: Suministros Técnicos S.A., (2011, pág. 2)

$$P = \rho * V_T \quad (4.32)$$

Dónde:

$P_B = \text{Peso de la bandeja. (N)}$

$\partial = \text{Peso específico del acero inoxidable. (N/m}^3\text{)}$

$V_T = \text{Volumen total. (m}^3\text{)}$

El volumen total en la bandeja está dado por la ecuación 4.33:

$$V_T = V_B + V_{BC} \quad (4.33)$$

Dónde:

$V_T = \text{Volumen total. (m}^3\text{)}$

$V_B = \text{Volumen de la sección plana. (m}^3\text{)}$

$V_{BC} = \text{Volumen de la sección circular. (m}^3\text{)}$

El volumen de la sección plana se calculará a partir de la ecuación 4.34:

$$V_B = l_1 * l_2 * e \quad (4.34)$$

Dónde:

$V_B = \text{Volumen de la sección plana. (m}^3\text{)}$

$l_1 = \text{lado menor de la sección. (m)}$

$l_2 = \text{lado mayor de la sección. (m)}$

$e = \text{espesor. (m)}$

Reemplazando los valores de la figura 4.7 en la ecuación 4.34, se tiene:

$$V_B = 0,5m * 0,655m * 0,0015m$$

$$V_B = 4,9125 * 10^{-4} m^3$$

El volumen de la sección circular se calculará a partir de la ecuación 4.35:

$$V_{BC} = P_c * h * e \quad (4.35)$$

Dónde:

V_{BC} = Volumen de la sección circular. (m^3)

P_c = Perímetro de la sección. (m)

h = altura de la sección. (m)

e = espesor. (m)

Reemplazando los valores de la figura 4.7 en la ecuación 4.34, se tiene:

$$V_B = \pi * 0,35m * 0,121m * 0,0015m$$

$$V_B = 1,996 * 10^{-4} m^3$$

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 4.33:

$$V_T = 4,9125 * 10^{-4} m^3 + 1,996 * 10^{-4} m^3$$

$$V_T = 6,9085 * 10^{-4} m^3$$

Y continuando en la ecuación 4.32:

$$P_B = 76440 \frac{N}{m^3} * 6,9085 * 10^{-4} m^3$$

$$P_B = 52,81 N$$

- Peso del eje de acero AISI 4140:

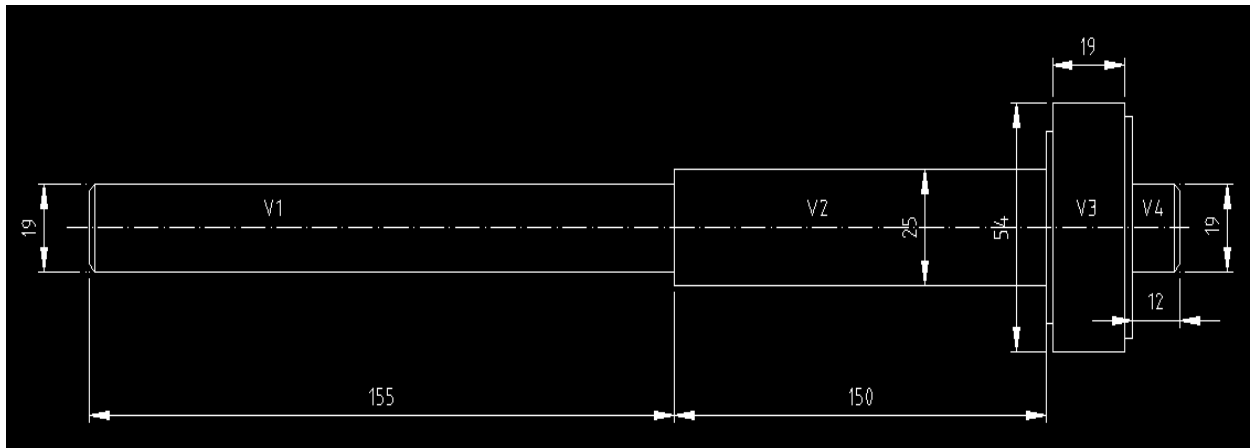


Figura 4.8 Dimensiones del eje.

Así mismo se procederá a calcular el peso del eje de acero AISI 4140, partiendo de la figura 4.8, la cual indica las dimensiones del eje, y de la tabla 4.31, la cual indica la densidad del acero:

Tabla 4.31 Propiedades del acero AISI 4140.

Propiedades mecánicas:	Dureza 275 - 320 HB (29 - 34 HRC) Esfuerzo a la fluencia: 690 MPa (100 KSI) Esfuerzo máximo: 900 - 1050 MPa (130 - 152 KSI) Elongación mínima 12% Reducción de área mínima 50%
Propiedades físicas:	Densidad 7.85 g/cm ³ (0.284 lb/in ³)

Fuente: Suministros Técnicos S.A., (2011, pág. 2)

A partir de la ecuación 4.36, se calculará los volúmenes de cada sección del eje, y para identificarlos se los enumerará de izquierda a derecha (V_1, V_2, V_3, V_4):

$$V = \frac{\pi * d^2 * h}{4} \quad (4.36)$$

Dónde:

$V = \text{Volumen del cilindro (para cada sección). (m}^3\text{)}$

$\theta = \text{Diámetro de cada sección. (m)}$

$h = \text{altura de cada sección. (m)}$

Reemplazando los valores de cada sección, se tiene:

$$V_1 = \frac{\pi * (0,019 \text{ m})^2 * (0,155 \text{ m})}{4}$$

$$V_1 = 4,4 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_2 = \frac{\pi * (0,025 \text{ m})^2 * (0,150 \text{ m})}{4}$$

$$V_2 = 7,36 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_3 = \frac{\pi * (0,054 \text{ m})^2 * (0,019 \text{ m})}{4}$$

$$V_3 = 4,35 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$V_4 = \frac{\pi * (0,019 \text{ m})^2 * (0,012 \text{ m})}{4}$$

$$V_4 = 3,4 * 10^{-6} \text{ m}^3$$

Por lo tanto el volumen total está dado por la ecuación 4-37:

$$V_T = \sum_{i=1}^4 V_i \tag{4.37}$$

Reemplazando valores, se tiene:

$$V_T = (4,4 * 10^{-5} m^3) + (7,36 * 10^{-5} m^3) + (4,35 * 10^{-5} m^3) + (3,4 * 10^{-6} m^3)$$

$$V_T = 1,65 * 10^{-4} m^3$$

De la tabla 4.31, se obtiene el valor de la densidad, que por fines de cálculo se la transformará a peso específico, y reemplazando valores en la ecuación 4.32 se obtiene el peso del eje (P_E):

$$P_E = 76930 \text{ N}/m^3 * 1,65 * 10^{-4} m^3$$

$$P_E = 12,7 \text{ N}$$

- Peso de los platos de duraluminio (Prodax):

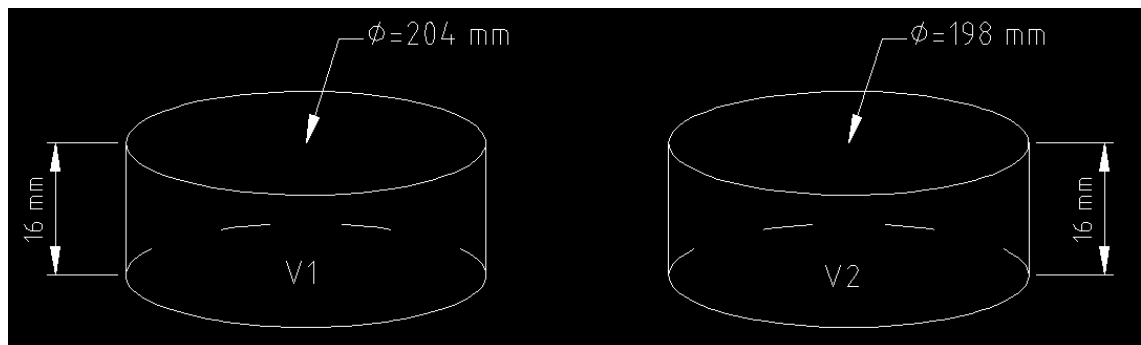


Figura 4.9 Dimensiones de los platos.

Con los valores de la densidad obtenida de la tabla 4.2 (transformada en peso específico ($\rho = 27734 \text{ N}/m^3$), y las dimensiones de la figura 4.9, se calcula el peso de los platos de duraluminio, partiendo de la ecuación 4-36 se tiene:

$$V_1 = \frac{\pi * (0,204 \text{ m})^2 * (0,016 \text{ m})}{4}$$

$$V_1 = 5,23 * 10^{-4} m^3$$

$$V_2 = \frac{\pi * (0,198 \text{ m})^2 * (0,016 \text{ m})}{4}$$

$$V_2 = 4,93 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_T = V_1 + V_2$$

$$V_T = 1,016 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

Reemplazando los valores en la ecuación 4.32 se tiene el peso de los platos (P_p):

$$P_p = 27734 \text{ N/m}^3 * 1,016 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$P_p = 28,1 \text{ N}$$

- Peso del motor: El peso del motor se lo obtiene de la tabla 4.10, y es de $P_{Mo} = 5,7 \text{ kgf} = 55,86 \text{ N}$.
- Peso de los rodamientos:

De la tabla 4.21 se obtiene el peso para los rodamientos número 1 y 2; y de la tabla 4.22 para el rodamiento número 3; con la ecuación 4.38, se calculará el peso total de los 3 rodamientos.

$$P_R = P_{R1} + P_{R2} + P_{R3} \quad (4.38)$$

Dónde:

$P_R =$ *Peso total de los rodamientos. (N)*

$P_{R1} =$ *Peso del rodamiento 1. (N)*

$P_{R2} =$ *Peso del rodamiento 2. (N)*

$P_{R3} =$ *Peso del rodamiento 3. (N)*

Reemplazando los valores en la ecuación 4.38 se tiene:

$$P_R = 0,13 \text{ kgf} + 0,13 \text{ kgf} + 0,065 \text{ kgf}$$

$$P_R = 0,325 \text{ kgf} * \frac{9.8 \text{ N}}{1 \text{ kgf}}$$

$$P_R = 3,19 \text{ N}$$

- Peso de las poleas:

De la tabla 4.32 se obtiene los pesos de las 2 poleas (P_{Po}) diseñadas, los cuales se suman para obtener el peso total de las poleas. El peso está en kgf y se lo pasará a N para mantener las unidades de los otros pesos:

Tabla 4.32 Peso de poleas estándar.

1 Canal											
F=20mm.											
Referencia	OD	PD con correa SPA	Tipo de polea	N° Taper	Max. Eje	F	G	K	L	H	Peso
1 SPA 63	69	63	9	1108	28	40	34	18	22	—	0,8
1 SPA 67	73	67	1	1108	28	22	—	—	22	60	0,5
1 SPA 71	77	71	1	1108	28	20	—	—	22	60	0,5
1 SPA 75	81	75	1	1108	28	22	—	—	25	60	0,4
1 SPA 80	86	80	1	1210	32	20	—	—	25	84	0,5
1 SPA 85	91	85	1	1210	32	20	—	—	25	88	0,6
1 SPA 90	96	90	1	1210	32	20	—	—	25	90	0,7
1 SPA 95	101	95	1	1210	32	20	—	—	25	90	0,9
1 SPA 100	106	100	1	1610	42	20	—	—	25	92	0,8
1 SPA 106	112	106	1	1610	42	20	—	—	25	85	0,9
1 SPA 112	118	112	1	1610	42	20	—	—	25	90	1,1
1 SPA 118	124	118	1	1610	42	20	—	—	25	92	1,2
1 SPA 125	131	125	1	1610	42	20	—	—	25	92	1,4

Medidas en milímetros

Peso en kilogramos

Fuente: Suministros Industriales COMATRANS, (2013, pág. 1)

$$P_{Po} = 2,2 \text{ kgf} * \frac{9.8 \text{ N}}{1 \text{ kgf}}$$

$$P_{Po} = 21,56 \text{ N}$$

Para obtener el peso total (carga muerta total (P_M)), se realizará una sumatoria de todas las cargas muertas que actuarán sobre la estructura a verificar, tal y como indica la ecuación 4.39:

$$P_M = P_B + P_E + P_P + P_{M0} + P_R + P_{Po} \quad (4.39)$$

Reemplazando todos los valores anteriormente calculados se obtiene la carga muerta total actuante sobre la estructura:

$$P_M = 52,81 N + 12,7 N + 28,1 N + 55,86 N + 3,19 N + 21,56 N$$

$$P_M = 174,22 N$$

Por facilidad de cálculo y considerando que la estructura también tiene peso propio, se aproximará el peso muerto a $P_M = 200 N$.

4.11.2. Cargas vivas

Como carga viva se considerará el peso promedio de una persona adulta, el mismo que aproximadamente es de $P_V = 66 kg = 647 N$. Se tomará en cuenta esta carga, ya que puede suceder que un estudiante se apoye sobre la máquina y la carga actuante haga que falle la estructura. Teniendo en cuenta que la mayor deflexión en la viga se da en el centro de la misma como muestra la figura 4.10; la carga actuante se ubicará en el centro de la viga para analizar el punto más crítico del diseño.

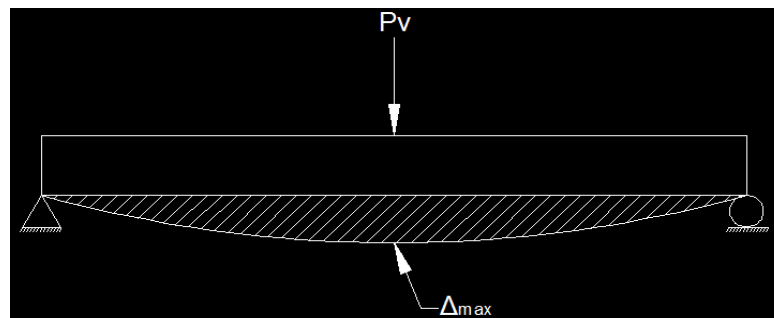


Figura 4.10 Deflexión máxima.

4.11.3. Verificación de la viga

Con los valores obtenidos previamente de la carga muerta y carga viva, se continuará con el cálculo para la verificación del perfil que se usará como viga en el diseño de la máquina, teniendo en cuenta que la carga muerta se distribuirá en las 4 vigas, por lo tanto $P_M = 50 N$.

Para tener una carga total se sumará las cargas anteriores como indica la ecuación 4.40:

$$P = P_M + P_V \quad (4.40)$$

Dónde:

$P =$ Carga total sobre la viga. (N)

$P_M =$ Carga muerta. (N)

$P_V =$ Carga viva. (N)

$$P = 50 N + 647 N$$

$$P = 697 N$$

Una vez obtenida la carga total sobre la viga, se determinará los diagramas de corte y momento en la viga de longitud $L = 500 mm$, para posteriormente analizar el momento máximo.

La figura 4.11 indica el momento máximo que se produce en la viga por efecto de la carga total actuante sobre la misma:

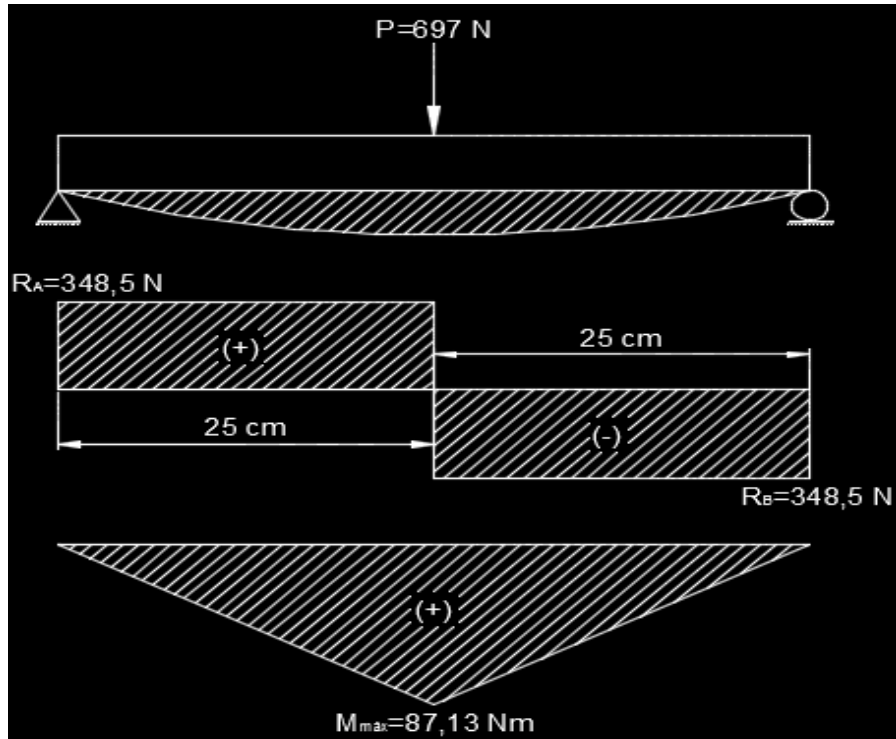


Figura 4.11 Diagrama de corte y momento.

Éste momento máximo ($M_{\text{máx}}$), debe ser menor que el momento flexionante que lleva a la viga al punto de fluencia (M_y), tal y como indica la ecuación 4.41:

$$M_{\text{máx}} < M_y \quad (4.41)$$

De la ecuación 4.42, se obtiene el valor de M_y :

$$M_y = \frac{F_y * I}{c} \quad (4.42)$$

Dónde:

M_y = momento que lleva a la viga al punto de fluencia. (Nm)

F_y = Esfuerzo de fluencia del material. (MPa)

I = Inercia en el eje donde se produce la mayor deflexión. (m^4)

c = Distancia del eje neutro al lado mas alejado del perfil. (m)

Con la tabla 4.33, se tiene el valor del esfuerzo a la fluencia del acero estructural A-36 (F_y) que se usará en la ecuación 4.42:

Tabla 4.33 Propiedades mecánicas del acero A36.

Propiedades Mecánicas				
Esfuerzo Fluencia		Esfuerzo Tracción		Elongación
(Kg / mm ²)	MPa	(Kg / mm ²)	MPa	%
25,5 (mín.)	250 (mín.)	40,8 (mín.)	400 (mín.)	20 (mín.)

Fuente: Aceros Otero, (2011)

De la tabla 4.34 se obtendrá la inercia menor (I_y) (donde se produce la mayor deflexión), y el valor de la distancia del eje neutro al lado más alejado del perfil (c), estos valores se reemplazará en la ecuación 4.42:

Tabla 4.34 Propiedades geométricas y específicas del acero A-36.

DIMENSIONES				AREA	EJES X-X			EJES Y-Y		
A mm	B mm	ESPEJOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	40	1,2	1,09	1,32	2,61	1,30	1,12	0,88	0,88	0,83
20	40	1,5	1,35	1,65	3,26	1,63	1,40	1,09	1,09	0,81
20	40	2,0	1,78	2,14	4,04	2,02	1,37	1,33	1,33	0,79
25	50	1,5	1,71	2,10	6,39	2,56	1,74	2,19	1,75	1,02
25	50	2,0	2,25	2,74	8,37	3,35	1,75	2,80	2,24	1,01
25	50	3,0	3,30	4,14	12,56	5,02	1,74	3,99	3,19	0,99

Fuente: DIPAC, (2011, pág. 39)

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 4.42, se tiene:

$$M_y = \frac{250 \text{ MPa} * (2,19 * 10^{-8} \text{ m}^4)}{0,025 \text{ m}}$$

$$M_y = 219 \text{ Nm}$$

Por lo tanto cumple con la ecuación 4.41:

$$87,13 \text{ Nm} < 219 \text{ Nm}$$

Del libro Segui, (2000), usando el método LRFD (Load and Resistance factor design) para cálculo estructural, se comprueba las mismas condiciones de los momentos, usando factores de castigo a la estructura como indica la ecuación 4.43:

$$M_\mu \leq \Phi_b M_y \quad (4.43)$$

Dónde:

$M_\mu =$ Combinación de momentos por cargas factorizadas. (Nm)

$M_y =$ Momento que lleva a la viga al punto de fluencia. (Nm)

$\Phi_b =$ Factor de resistencia para vigas (0,9).

De la ecuación 4.44 se obtiene el valor de M_μ :

$$M_\mu = (1,2 * M_M + 1,6 * M_V) \quad (4.44)$$

Dónde:

$M_\mu =$ Combinación de momentos por cargas factorizadas. (Nm)

$M_M =$ Momento por cargas muertas. (Nm)

$M_V =$ Momento por cargas vivas. (Nm)

Reemplazando los valores previamente obtenidos, se tiene:

$$M_{\mu} = (1,2 * 25 \text{ N} * 0,25 \text{ m}) + (1,6 * 323,5 \text{ N} * 0,25 \text{ m})$$

$$M_{\mu} = 136,9 \text{ Nm}$$

La figura 4.12, indica los momentos producidos por las cargas muertas y cargas vivas respectivamente:

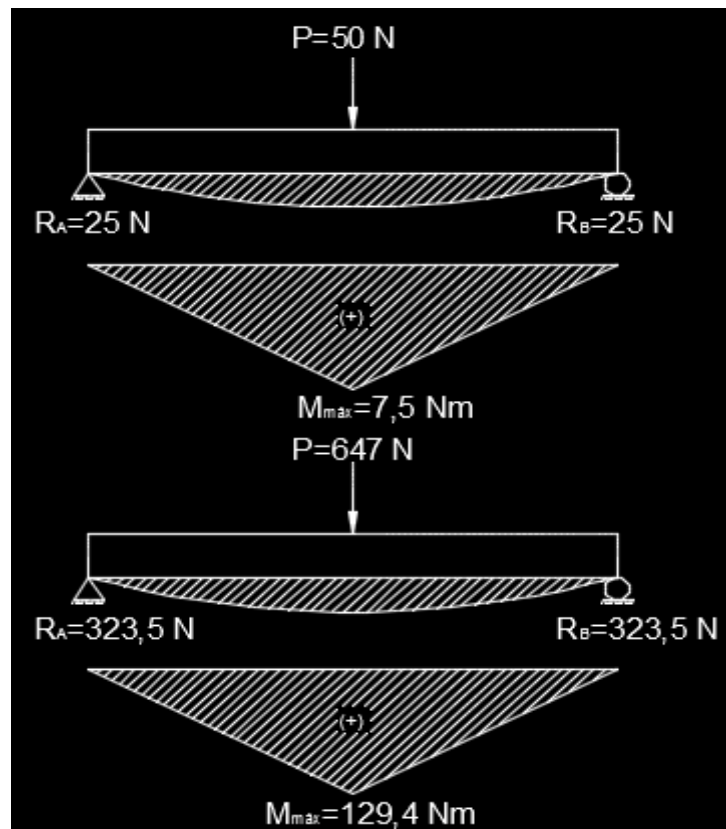


Figura 4.12 Momentos por carga muerta y carga viva.

Reemplazando los valores en la ecuación 4.43 se obtiene:

$$136,9 \text{ Nm} \leq (0,9 * 219) \text{ Nm}$$

$$136,9 \text{ Nm} \leq 197,1 \text{ Nm}$$

Por lo tanto la viga cumple con los requerimientos de diseño, para los que estará sometido.

Usando el mismo procedimiento, ahora para la viga con longitud $L = 655 \text{ mm}$, se tiene lo siguiente:

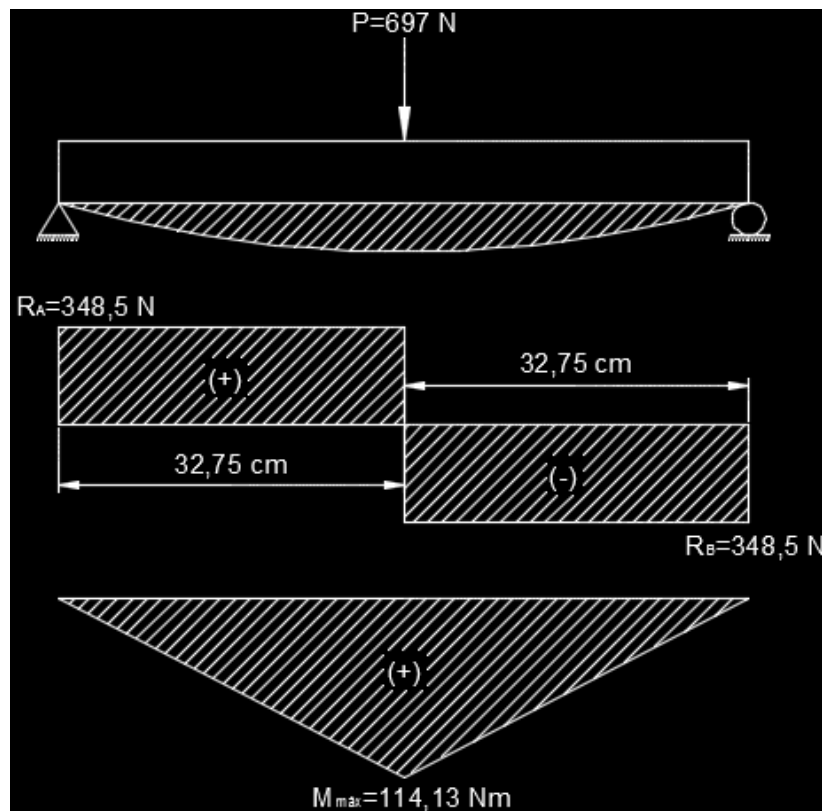


Figura 4.13 Diagrama de corte y momento.

Siendo el momento máximo $M_{\text{máx}} = 114,13 \text{ Nm}$, el momento que lleva a la viga al punto de fluencia el mismo obtenido antes $M_y = 219 \text{ Nm}$, ya que se usará el mismo perfil, y reemplazando los valores en la ecuación 4.41 se tiene:

$$114,13 \text{ Nm} < 219 \text{ Nm}$$

Usando el método LRFD para cálculo estructural, y reemplazando los valores en la ecuación 4.44, se obtiene la combinación de momentos por cargas factorizadas (M_{μ}).

$$M_{\mu} = (1,2 * 25 \text{ N} * 0,3275 \text{ m}) + (1,6 * 323,5 \text{ N} * 0,3275 \text{ m})$$

$$M_{\mu} = 179,34 \text{ Nm}$$

La figura 4.14, indica los momentos producidos por las cargas muertas y cargas vivas respectivamente:

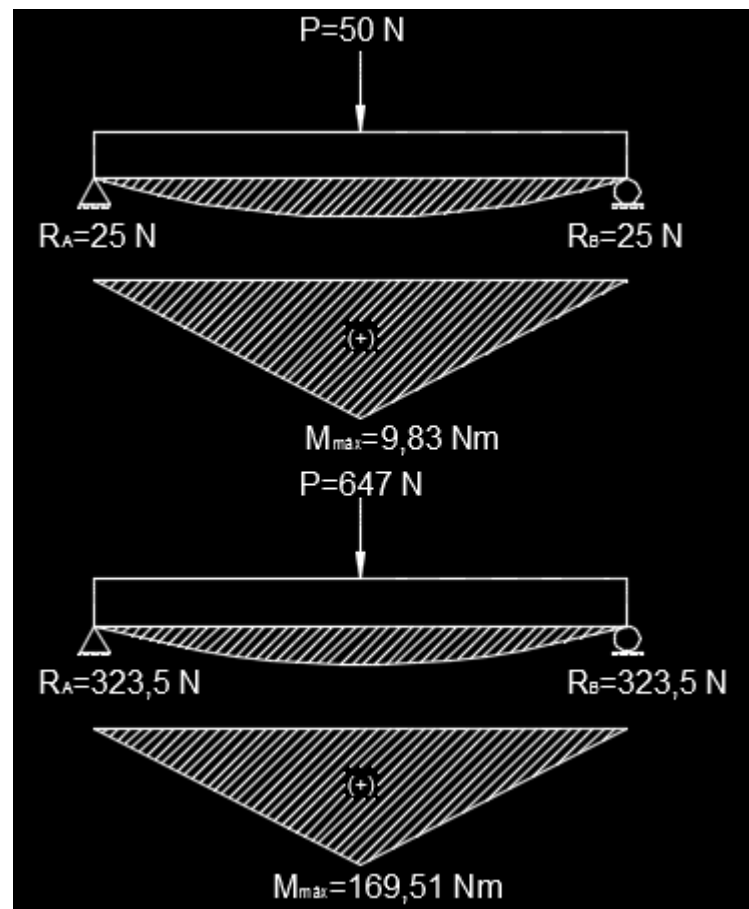


Figura 4.14 Momentos por carga muerta y carga viva.

Reemplazando los valores en la ecuación 4.43 se obtiene:

$$179,34\text{ Nm} \leq 197,1\text{ Nm}$$

Por lo tanto la viga cumple con los requerimientos de diseño, para los que estará sometido.

4.11.4. Verificación de la columna

Para el análisis de la columna se utilizará el método LRFD de cálculo estructural, siguiendo los pasos de diseño de columnas del capítulo 4 del libro Segui, (2000, págs. 86-100); se continuará con los cálculos respectivos. Se iniciará con el cálculo del esfuerzo crítico de pandeo elástico en un miembro a compresión (F_e), y está dado por la ecuación 4.45:

$$F_e = \frac{\pi^2 * E}{(K * L / r)^2} \quad (4.45)$$

Dónde:

F_e = Esfuerzo crítico de pandeo elástico en miembros a compresión. (MPa)

E = Módulo de elasticidad del acero. ($E = 210000$ MPa)

K = Factor de longitud efectiva para miembros en compresión.

L = Longitud de la columna. (m)

r = Radio de giro mayor con respecto al eje neutro. (m)

De la figura 4.15, se obtiene el valor de K , analizando a la columna con articulación en los extremos:

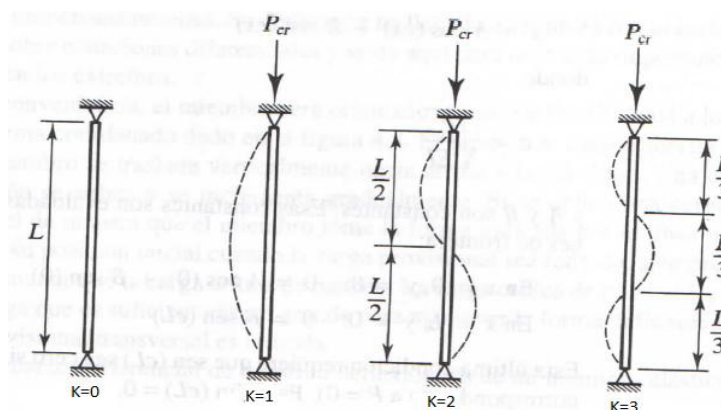


Figura 4.15 Factor de longitud efectiva.

Fuente: Segui, (2000, pág. 90)

De la tabla 4.34, se obtiene el radio de giro (r), en el eje x se produce el mayor.

Reemplazando valores se tiene:

$$F_e = \frac{\pi^2 * 210000 \text{ MPa}}{\left(\frac{(1*0,9 \text{ m})}{0,0174 \text{ m}}\right)^2}$$

$$F_e = 774,7 \text{ MPa}$$

Teniendo el esfuerzo a la fluencia $F_y = 250 \text{ MPa}$, obtenido de la tabla 4.33, se analiza la clasificación de la columna, es decir si la columna tiene o no pandeo, mediante la ecuación 4.46 se verifica:

$$F_e > F_y \quad (4.46)$$

$$774,7 \text{ MPa} > 250 \text{ MPa}$$

Además se calcula la esbeltez de la columna, y está dado por la ecuación 4.47:

$$\frac{K * L}{r} \leq 4,71 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad (4.47)$$

Dónde:

K = Factor de longitud efectiva para miembros en compresión.

L = Longitud de la columna. (m)

r = Radio de giro menor con respecto al eje neutro. (m)

E = Módulo de elasticidad del acero. ($E = 210000 \text{ MPa}$)

F_y = Esfuerzo de fluencia del material. (MPa)

Reemplazando valores obtenidos en la figura 4.15, tabla 4.33, tabla 4.34; en la ecuación 4.47 se obtiene:

$$\frac{1*0,9 \text{ m}}{0,0102 \text{ m}} \leq 4,71 \sqrt{\frac{210000 \text{ MPa}}{250 \text{ MPa}}}$$

$$88,24 \leq 136,51$$

El resultado indica que la columna es de clasificación corta o intermedia, por lo tanto no presenta problemas de pandeo. Continuando con el proceso de diseño según el LRFD, y conociendo que la columna no presenta pandeo, se calculará el esfuerzo crítico de pandeo (F_{cr}), como indica la ecuación 4.48:

$$F_{cr} = \left[0,658 \begin{matrix} F_y/F_e \\ \end{matrix} \right] * F_y \quad (4.48)$$

Dónde:

F_{cr} = Esfuerzo crítico de pandeo. (MPa)

F_e = Esfuerzo crítico de pandeo elástico en miembros a compresión. (MPa)

F_y = Esfuerzo de fluencia del material. (MPa)

Reemplazando valores se tiene:

$$F_{cr} = \left[0,658 \frac{250 \text{ MPa}}{774,7 \text{ MPa}} \right] * 250 \text{ MPa}$$

$$F_{cr} = 218,41 \text{ MPa}$$

Siguiendo el proceso, se calcula la resistencia nominal por compresión (P_n), partiendo de la ecuación 4.49:

$$P_n = F_{cr} * A_g \quad (4.49)$$

Dónde:

$P_n =$ Resistencia nominal por compresión. (N)

$F_{cr} =$ Esfuerzo crítico de pandeo. (MPa)

$A_g =$ Área gruesa del perfil. (m^2)

De la tabla 4.34 se obtiene el valor del área gruesa ($A_g = 2,1 * 10^{-4} m^2$).

Reemplazando valores:

$$P_n = 218,41 MPa * (2,1 * 10^{-4} m^2)$$

$$P_n = 45866,1 N$$

Siguiendo con la suma de las cargas factorizadas (P_u):

$$P_u = (1,2 * P_M + 1,6 * P_V) \quad (4.50)$$

Dónde:

$P_u =$ Suma de cargas factorizadas. (N)

$P_M =$ Cargas muertas. (N)

$P_V =$ Cargas vivas. (N)

Reemplazando valores se tiene:

$$P_u = (1,2 * 100 N) + (1,6 * 647 N)$$

$$P_u = 1155,2 N$$

El valor de la carga muerta $P_M = 100 \text{ N}$, se debe a la suma de las reacciones de las 2 vigas que reposan sobre la columna, como muestra la figura 4.16:

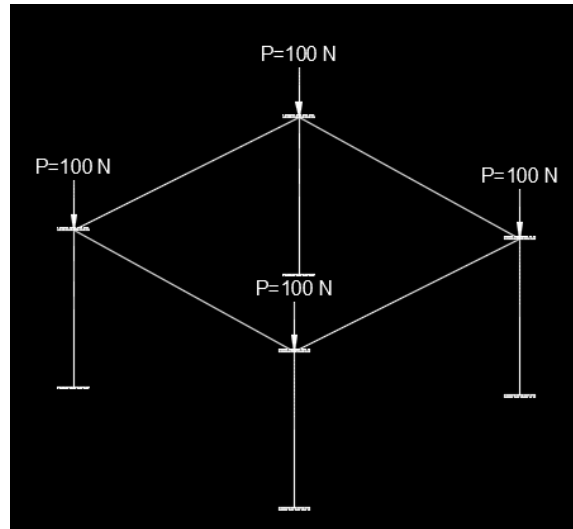


Figura 4.16 Cargas muertas sobre las columnas.

La figura 4.17 indica cómo están actuando las cargas sobre la columna:

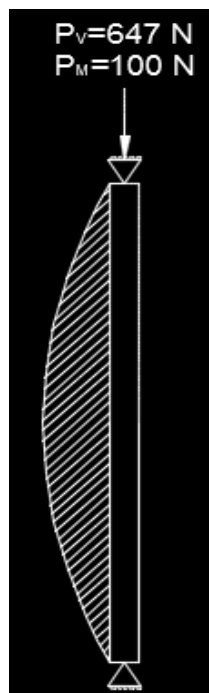


Figura 4.17 Cargas actuantes en la columna.

Continuando, se deberá cumplir con la ecuación 4.51:

$$\phi_c P_n \geq P_u \quad (4.51)$$

Dónde:

$P_u =$ Suma de cargas factorizadas. (N)

$P_n =$ Resistencia nominal por compresión. (N)

$\phi_c =$ Factor de resistencia para miembros en compresión. ($\phi_c = 0,85$)

$$(0,85 * 45866,1 N) \geq 1155,2 N$$

$$38986,2 N \geq 1155,2 N$$

Por lo tanto la columna cumple con las especificaciones de diseño.

4.12. Sistema eléctrico

Para la selección del número de cable se determinará en función de la corriente de arranque del motor, con la ecuación 4.52:

$$I_a = 2 a 3 I_n \quad (4.52)$$

Donde:

$I_a =$ Corriente de arranque. (A)

$I_n =$ Corriente nominal. (A)

Reemplazando se obtiene:

$$I_a = 3 x 4,9 \text{ Amperios}$$

$$I_a = 14,7 = 15 \text{ Amperios}$$

La tabla 4.35 recomienda el cable 14 AWG como adecuado para la corriente que se manejará en la aplicación.

Tabla 4.35 Selección del cable

CORRIENTE NOMINAL (* Amperios	SECCIÓN TRANSVERSAL			
	ALAMBRE DE COBRE		ALAMBRE DE ALUMINIO O DE ALUMINIO REVESTIDO DE COBRE	
	mm ²	AWG o Kcmil	mm ²	AWG o Kc
15	2.08	14	3.30	12
20	3.30	12	5.25	10
30	5.25	10	8.36	8
40	5.25	10	8.36	8
60	5.25	10	8.36	8
100	8.36	8	13.29	6
200	13.29	6	21.14	4
300	21.14	4	33.62	2
400	26.66	3	42.20	1
500	33.62	2	53.50	1/0
600	42.20	1	67.44	2/0
800	53.50	1/0	85.02	3/0
1000	67.44	2/0	107.21	4/0

Fuente: Martin & Garcia, (2009)

4.12.1. Diagrama de fuerza

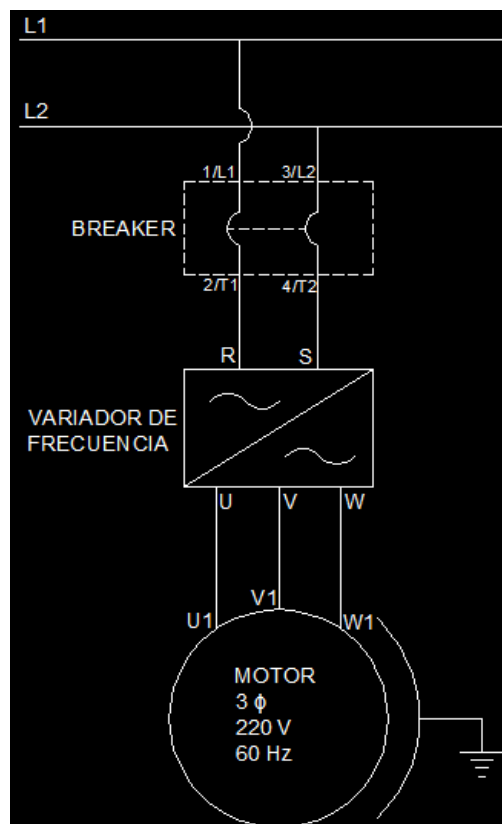


Figura 4.18 Diagrama de fuerza.

4.12.2. Diagrama de control

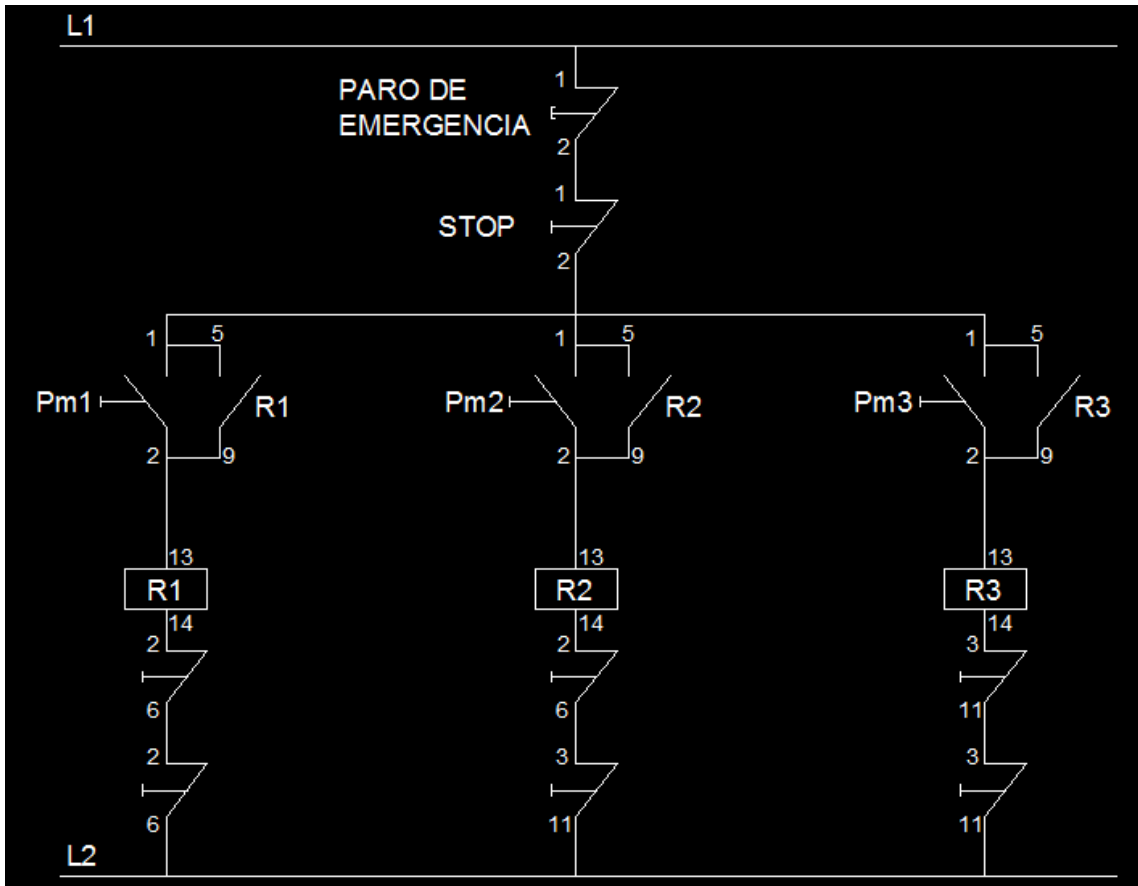


Figura 4.19 Diagrama de control.

4.13. Conclusión

En este capítulo se realizó los cálculos necesarios, para proceder con el respectivo diseño de las piezas que constituyen la máquina, previo a la construcción de la misma, los valores obtenidos serán de gran importancia y deben ser tomados en cuenta al momento de seleccionar los elementos normalizados, así mismo como los elementos que van a ser maquinados.

CAPÍTULO V

5. TECNOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN Y CÁLCULO DE COSTOS

5.1. Introducción

En el presente capítulo se realizará un análisis de los costos que conlleva el diseño, construcción y puesta en marcha de una máquina pulidora de probetas con paño, el principal objetivo del análisis es determinar la cantidad de recursos económicos que serán necesarios en la construcción de la máquina y cuantificar la ganancia por parte de la Universidad.

5.2. Elaboración de planos

La máquina pulidora de probetas con paño que se construirá es de fácil elaboración, por lo tanto en cualquier taller mecánico que cuente con las máquinas herramientas necesarias y las herramientas manuales, se podrá construir sin ningún inconveniente.

Lo más importante que se debe tener en cuenta para la construcción de la máquina es adquirir el material en el mercado nacional, y que sea de fácil adquisición en caso de realizar algún mantenimiento como en el caso de los rodamientos y el tipo de la banda de transmisión, que se reemplazará la banda SPZ por la banda SPA que es la más común en el mercado.

5.3. Máquinas herramientas

Para la construcción de los elementos que se utilizarán en la máquina será necesario operar diversas máquinas herramientas como: torno, fresadora, soldadora eléctrica, soldadora TIG, cizalla, taladro de pedestal, dobladora de tool, prensa hidráulica, amoladora, esmeril; además de instrumentos de medición como: calibrador pie de rey, micrómetro, escuadra, flexómetro, etc.

En las tablas 5.1; 5.2; 5.3 se detalla cada una de las máquinas herramientas e instrumentos a utilizar:

Tabla 5.1 Designación de máquinas herramientas y equipos.

MÁQUINAS HERRAMIENTAS Y EQUIPOS	DESCRIPCIÓN
M1	Torno
M2	Fresadora Universal
M3	Esmeril
M4	Amoladora
M5	Taladro manual y de pedestal
M6	Cizalla
M7	Dobladora de tool
M8	Prensa Hidráulica
E1	Soldadora Eléctrica
E2	Soldadora TIG
E3	Compresor y equipo de pintura

Tabla 5.2 Herramientas manuales.

HERRAMIENTAS MANUALES	DESCRIPCIÓN
H	Arco de sierra
	Cuchillas de HSS
	Juego de llaves de 32 piezas
	Brocas
	Lima
	Rayador
	Compás
	Fresa de vástago
	Machuelo + bandeador
	Granete
	Martillo
	Entenalla

Tabla 5.3 Instrumentos de verificación y medición.

INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN	DESCRIPCIÓN
I	Calibrador Pie de Rey
	Micrómetro
	Flexómetro
	Escuadra
	Galga de ángulos

5.4. Análisis de costos de producción

Para determinar los costos de producción es necesario clasificar el tipo de costo.

5.4.1.1. Costos directos

Son aquellos que se los puede asociar directamente con la producción o fabricación de un producto, en este caso será la maquina pulidora de probetas; entonces por motivo de análisis se detallará los siguientes:

- Materia Prima
- Costo de alquiler de máquinas herramientas
- Costo de mano de obra directa
- Costo de montaje

5.4.1.2. Costos indirectos

Son aquellos que participan en el proceso de fabricación de la máquina, pero que no se incorporan al producto terminado, es decir estarán vinculados al periodo de producción como:

-Material Indirecto (Gastos Varios)

En la tabla 5.4 se presentan los costos de materia prima y materiales a utilizar en la máquina, los cuales fueron obtenidos y cotizados en el periodo de tiempo entre: Mayo – Agosto del 2014.

5.5. Costos directos

5.5.1. Costos de materia prima e insumos

Tabla 5.4 Costos de materia prima.

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDADES	DIMENSIONES (mm)	MATERIAL	COSTO UNITARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
1	Polea conducida del eje motriz	1	u	Φ 5" x 1/2" centro	Aluminio	\$ 3,28	\$ 3,28
2	Polea conductora del eje motriz	1	u	Φ 2 1/2" x 1/2" centro	Aluminio	\$ 1,90	\$ 1,90
3	Plancha de Acero Inoxidable Mate 304	1	u	1220 x 2440 x 1.5	Inox 304	\$ 131,04	\$ 131,04
4	Disco base y porta paño	1	u	Φ 200 x 42	Dura aluminio	\$ 105,55	\$ 105,55
5	Eje motriz	1	u	Φ55 x 380	AISI 4340	\$ 30,84	\$ 30,84
6	Base superior e inferior del eje motriz	1	u	Φ102 x 92	Duralón	\$ 17,99	\$ 17,99
7	Chumacera de pared	1	u	Φ 3/4"	NA	\$ 4,63	\$ 4,63
8	Rodamientos	2	u	NTN 6205	Acero	\$ 4,73	\$ 9,46
9	Banda de transmisión trapecial	1	u	SPA-30	Caucho	\$ 1,72	\$ 1,72
10	Tubo estructural	1	u	25,4 x 50,8 x 1,10	A36	\$ 8,94	\$ 8,94
11	Placa base de motor	1	u	250 x 120 x 5	A36	\$ 10,00	\$ 10,00
12	Chaveta de polea conducida	1	u	6 x 50	AISI 1010	\$ 1,00	\$ 1,00
13	Pernos y tuercas	1	u	NA	AISI 1018	\$ 10,00	\$ 10,00
14	Plancha de tool	1	u	1220 x 2440 x 0,9	A36	\$ 22,09	\$ 22,09
15	Ángulo de soporte estructural	1	u	L 1 1/2" x 1 1/2" x 3/16"	A36	\$ 16,64	\$ 16,64
16	Motor trifásico	1	u	1/2 HP @ 1200 rpm	NA	\$ 198,02	\$ 198,02
17	Variador de frecuencia	1	u	1/2 HP	NA	\$ 296,41	\$ 296,41
18	Paño	4	u	Φ 200		\$ 15,68	\$ 62,72
19	Sistema de AAPP y drenaje de AANN	1	u	NA	NA	\$ 20,70	\$ 20,70
20	Varios	1	u	NA	NA	\$ 80,00	\$ 80,00
						TOTAL	\$ 1.032,93

5.5.2. Tiempo de alquiler de máquinas herramientas

Se detallará todos los costos relacionados a la utilización de las máquinas herramientas y equipos con los cuales se construirá los distintos elementos de la máquina pulidora de probetas, para después ensamblar.

Tabla 5.5 Tiempo de alquiler de máquinas herramientas.

N°	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	TORNO	FRESADORA	SMAW	TIG	CIZALLA	TALADRO	PRENSA	PINTURA
			Tiempo en horas							
1	Disco Base	1	3	0	0	0	0	1	0	0
2	Disco Porta paño	1	2	0	0	0	0	0,5	0	0
3	Eje motriz	1	3,5	2	0	0	0	0	0	0
4	Base Superior del Eje Motriz	1	3	1,5	0	0	0	0,5	0,5	0
5	Base Inferior del Eje Motriz	1	3	1,5	0	0	0	0,5	0,5	0
6	Polea conducida	1	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0
7	Polea conductora	1	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0
8	Bandeja	1	0	0	0	1	1	1	0	0
9	Estructura metálica	1	0	0	4	0	0	0,5	0	1
10	Sistema de templado de banda	1	0	0	2	0	0	1	0	0
11	Tapas paneladas de tool	1	0	0	0	0	1	0,5	0	1
	TOTAL DE HORAS		15,5	6	6	1	2	5,5	1	2

5.5.3. Costos de maquinado

Se refiere al costo que genera el alquiler de las máquinas herramientas antes mencionadas destinadas a la fabricación y maquinado de las distintas piezas que posteriormente se utilizará en la máquina pulidora de probetas con paño, dichos costos se los representa en la tabla 5.6:

Tabla 5.6 Costos de maquinado.

ITEM	DESCRIPCIÓN	COSTO/hora	Tiempo (Horas)	TOTAL (USD)
1	Torno	\$ 8,00	15,5	\$ 124,00
2	Fresadora	\$ 6,00	6	\$ 36,00
3	Taladro	\$ 3,50	5,5	\$ 19,25
4	Amoladora	\$ 3,00	3	\$ 9,00
5	Soldadora SMAW (Shield Metal Arc Welding)	\$ 5,00	6	\$ 30,00
6	Soldadora TIG (tungsten inert gas)	\$ 40,00	1	\$ 40,00
7	Prensa	\$ 2,50	2	\$ 5,00
8	Cizalla	\$ 2,50	2	\$ 5,00
9	Compresor y equipo de pintura	\$ 4,00	1	\$ 4,00
COSTO MÁQUINAS				\$ 272,25

5.5.4. Costo de mano de obra directa

La mano de obra es un costo que se genera al utilizar las máquinas antes mencionadas, el mismo que se calculará en función del tiempo empleado de cada una.

Tabla 5.7 Costo de mano de obra directa.

ITEM	DESCRIPCIÓN	COSTO/hora	Tiempo (Horas)	TOTAL (USD)
1	Torno	\$ 3,00	15,5	\$ 46,50
2	Fresadora	\$ 4,00	6	\$ 24,00
3	Taladro	\$ 1,50	5,5	\$ 8,25
4	Amoladora	\$ 1,50	3	\$ 4,50
5	Soldadora SMAW	\$ 3,00	6	\$ 18,00
6	Soldadora TIG	\$ 4,00	1	\$ 4,00
7	Prensa	\$ 2,00	2	\$ 4,00
8	Cizalla	\$ 2,00	2	\$ 4,00
9	Compresor y equipo de pintura	\$ 4,00	1	\$ 4,00
10	Instalación eléctrica	\$ 5,00	5	\$ 25,00
COSTO DE MANO DE OBRA				\$ 142,25

5.5.5. Costo de montaje

Es el costo generado por la mano de obra que se ocupará en el ensamble de los componentes previamente construidos y comprados para obtener la máquina pulidora de probetas, dicho costo se representará en la tabla 5.8:

Tabla 5.8 Costo de montaje.

ESPECIALIDAD	CANTIDAD	TIEMPO	COSTO/HORA	TOTAL (USD)
Técnico Mecánico Industrial	2	8	\$ 3,50	\$ 56,00
Electromecánico	1	3	\$ 3,50	\$ 10,50
Ayudante mecánico	1	8	\$ 2,00	\$ 16,00
COSTO DE MONTAJE				\$ 82,50

5.5.6. Costo directo total

Éste costo se calculará sumando parcialmente todos los costos antes mencionados, se detallará en la tabla 5.9:

Tabla 5.9 Costo directo total.

COSTOS PARCIALES	USD
Costos de materia prima	\$ 1.032,93
Costo de Maquinado	\$ 272,25
Costo de Mano de Obra	\$ 142,25
Costo de Montaje	\$ 82,50
SUBTOTAL	\$ 1.529,93

5.5.7. Costos de materiales indirectos (gastos varios)

Son aquellos costos generados por la adquisición de materiales e insumos que se encuentran dentro de la fabricación de la maquina pulidora de probetas, y se los detallará en la tabla 5.10:

Tabla 5.10 Costos de materiales indirectos.

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Disco de desbaste	1	u	\$ 2,50	\$ 2,50
Thinner	0,5	Galones	\$ 6,00	\$ 3,00
Pintura	0,50	Litros	\$ 10,00	\$ 5,00
Guaipes	5	u	\$ 0,30	\$ 1,50
Lijas	5	u	\$ 0,50	\$ 2,50
Teflón	1	u	\$ 0,50	\$0,50
Movilización	1	-	\$ 40,00	\$40,00
COSTO TOTAL				\$ 55,00

5.5.8. Costo total

Para determinar el costo total de la construcción y puesta en marcha de la maquina pulidora de probetas, se realizará una sumatoria de los costos directos e indirectos, el cual proyectará el costo real del proyecto.

Tabla 5.11 Costo total.

TIPO DE COSTO	VALOR (USD)
Costos Directos	\$ 1.529,93
Costos Indirectos	\$ 55,00
COSTO TOTAL	\$ 1.584,93

5.5.9. Determinación de la rentabilidad del proyecto

5.5.9.1. Método de valoración del proyecto

GITMAN,(2010) expresa que los administradores financieros y los inversionistas siempre se enfrentan a oportunidades de ganar tasas de interés positivas sobre sus fondos, ya sea a través de la inversión en proyectos atractivos o en valores o depósitos que rinden intereses. Por lo tanto, el momento en que ocurren las salidas y entradas de efectivo, tiene consecuencias económicas importantes, que los administradores financieros reconocen explícitamente como valor temporal del dinero. El valor temporal se basa en la creencia de que un dólar hoy vale más que un dólar que se recibirá alguna fecha futura.

El valor futuro miden los flujos de efectivos al final de la vida de un proyecto y el valor presente mide los flujos de efectivos al inicio de la vida de un proyecto (tiempo cero).

La determinación de la rentabilidad del proyecto de tesis, consiste en efectuar una valoración de los resultados económicos de la puesta en marcha de la maquina pulidora de probetas, en este sentido la valoración se realizará de acuerdo al método de valoración de flujos descontados, por lo tanto es necesaria la descripción de los siguientes conceptos:

Flujo de caja.- Son los ingresos y egresos de dinero en una empresa por su actividad económica en un período determinado.

Valor Presente (VP).- Pagar hoy por un equipo, un vehículo, una propiedad, cobrar hoy un dinero, vender hoy un bien, etc. El valor presente se determina con la ecuación 5.1:

$$VP = \frac{VF}{(1+i)^n} \quad (5.1)$$

Dónde:

$VP =$ *valor presente (USD)*

$VF =$ *valor futuro (USD)*

$i =$ *tasa de interés (%)*

$n =$ *periodo de tiempo (USD)*

Valor Futuro (VF).- Vender algo dentro de cierto tiempo, pagar una deuda dentro de cierto tiempo, en general tener ingresos o egresos por una sola vez en tiempo futuro. El valor futuro se determina con la ecuación 5.2:

$$VF = VP * (1 + i)^n \quad (5.2)$$

Valor Actual Neto (VAN).- Según GITMAN, (2010, pág. 137) es un método de valoración de inversiones que puede definirse como la diferencia entre el valor actualizado de los cobros y de los pagos generados por una inversión. Proporciona una medida de la rentabilidad del proyecto analizado en valor absoluto, es decir expresa la diferencia entre el valor actualizado de las unidades monetarias cobradas y pagadas.

Los proyectos que tengan un VAN positivo, son los que generan más cobros que pagos ($VAN > 0$). La inversión se considera viable cuando su VAN es mayor que cero. Si el VAN es menor que cero la inversión sería rechazada, además se debe preferir a aquellas inversiones cuyo VAN sea mayor.

La fórmula del Valor Actual Neto, se muestra a en la ecuación 5.3:

$$V.A.N. = -A + \sum_{s=1}^n \frac{Q_s}{(1+i)^s} \Rightarrow V.A.N. = -A + \frac{Q_1}{(1+i)^1} + \frac{Q_2}{(1+i)^2} + \dots + \frac{Q_n}{(1+i)^n} \quad (5.3)$$

Dónde:

$A =$ Desembolso inicial

$Q_s =$ Flujo de caja en el momento "s"

$n =$ periodo de tiempo que dura la inversión.

$i =$ Tasa de interés.

Tasa Interna de Retorno (TIR).- Según GITMAN, (2010, pág. 137) es la tasa que garantiza que la inversión se recupera a través del tiempo. Es un índice que mide la rentabilidad de un proyecto de inversión. Matemáticamente, la TIR es la tasa que hace que todos los flujos de caja, ingreso y egresos trasladados al período cero, tengan un valor algebraico de cero.

$$\text{Valor presente neto VNP} = 0 = \text{Ingresos} - \text{Egresos}$$

Se denomina TIR, al tipo de interés, r , que hace su valor neto igual a cero. La fórmula de la TIR es como sigue:

$$0 = -A + \frac{Q_1}{(1+r)^1} + \frac{Q_2}{(1+r)^2} + \dots + \frac{Q_n}{(1+r)^n} \quad (5.4)$$

Dónde:

$A =$ Desembolso inicial

$Q_s =$ Flujo de caja en el momento "s"

$n =$ Número de años que dura la inversión

$r =$ TIR

Según GITMAN, (2010, pág. 137-139), para la evaluar un proyecto es necesario conocer la TIR del mismo, en razón de que si la TIR obtenida es inferior a la representativa del mercado, lo más probable es que no se recomiende la ejecución del proyecto. En los casos en que se utiliza el método de la TIR para le evaluación de un proyecto de inversión, los criterios para definir su viabilidad serían:

- a) El proyecto se considera viable, sí la TIR obtenida del análisis de los flujos de caja trasladados al presente, es mayor a la tasa representativa del mercado (interés del banco central del Ecuador).
- b) Si la TIR obtenida es igual a la mínima predeterminada, es indiferente económicamente realizar o no el proyecto. En este caso la decisión de inversión se sustentaría en otros factores no económicos.
- c) Si la TIR obtenida es menor a la tasa mínima predeterminada, el proyecto debe rechazarse por ser inconveniente económicamente.

5.5.9.2. Valoración del proyecto para los estudiantes

El proyecto de tesis de construcción de una máquina pulidora de probetas, es efectuada con fines académicos, la máquina será entregada a la Universidad Politécnica Salesiana, la misma que formará parte de los equipos de laboratorio de metalografía.

El valor de inversión de los estudiantes, constituyen el costo de construcción de la máquina pulidora (egreso) y el costo de recuperación constituye el valor que reembolsará la Universidad a los estudiantes a razón de materiales utilizados en el proyecto.

Con estos antecedentes, se determinará el VAN y TIR del proyecto de tesis:

Tabla 5.12 Flujo de caja de los estudiantes.

ANÁLISIS ESTUDIANTES		
AÑO	0	1
INVERSION	\$ (1,584.93)	
RECUPERACIÓN		\$ 1,032.93
FLUJO DE CAJA NETO	\$ (1,584.93)	\$ 1,032.93

Tabla 5.13 Determinación del VAN y TIR.

TIR	-35%
VP	\$ 1,584.93
VAN	(\$ 0.00)

Interpretación:

TIR.- La tasa de rentabilidad del proyecto es negativa debido a que se recuperará USD 1.032,93 dólares, los cuales representan el 65% del costo invertido para la construcción de la máquina pulidora de probetas.

VAN.- El valor actual neto del proyecto es cero, debido a que el valor de la recuperación de la inversión (USD 1.032,93) se actualiza a la TIR negativa (-35%) dando como resultado el valor de la inversión (USD 1.584,93).

5.5.9.3. Valoración del proyecto para la Universidad

La evaluación de la rentabilidad para la Universidad, contempla el costo de adquisición (reembolso de costo de materiales a los estudiantes) y el ingreso que generará la máquina mediante el uso en el laboratorio de metalografía, por tanto el flujo de la universidad se determinó de la siguiente manera:

Egreso: USD 1.032,93

Ingreso: USD 1.611,33 *anual*

Descripción de la determinación del ingreso de la Universidad.- Con la finalidad de determinar el valor del ingreso anual que generará el uso de la máquina pulidora de probetas, se efectuó lo siguiente:

1. Ingreso por semestre de la Universidad por estudiantes en la materia de Ciencias de Materiales II

De acuerdo al número de créditos y el costo de crédito promedio de los tres últimos semestres de la materia de Ciencia de Materiales II.

Tabla 5.14 Determinación del ingreso.

DETERMINACIÓN DEL INGRESO CIENCIAS MATERIALES:	
COSTO CRÉDITO (PROMEDIO 3 ÚLTIMOS PERÍODOS)	\$ 37,09
NUMERO CRÉDITO CIENCIA DE MATERIALES 2	6
INGRESO UNIVERSIDAD CIENCIAS DE MATERIALES 2 POR ESTUDIANTE	\$ 222,56

2. Ingreso por semestre generado por el uso de laboratorio de metalografía

De manera empírica se considera que el uso de laboratorio constituye el 30% del ingreso de la Universidad generado en la materia de Ciencias de Materiales II, el mismo que equivale a USD 66.77 dólares.

Tabla 5.15 Ponderación del ingreso.

USO DEL INGRESO		
DISTRIBUCIÓN DE GASTOS	PORCENTAJE	COSTO
COSTOS PROFESOR	60%	\$ 133.54
GASTOS ADMINISTRATIVOS UNIVERSIDAD	10%	\$ 22.26
COSTOS USO LABORATORIO	30%	\$ 66.77
		\$ 222.56

3. Ingreso por semestre generado por la máquina pulidora de probetas

De acuerdo al equipamiento del laboratorio de metalografía, se considera que la máquina pulidora de probetas representará el 20% del laboratorio y por tanto el ingreso que genera respecto del laboratorio es de USD 13.35 dólares ($USD 66.77 * 20\%$).

Tabla 5.16 Determinación de costo.

COSTO USO DE LABORATORIO DE METALOGRAFÍA		
MÁQUINAS EXISTENTES	PORCENTAJE DE USO	COSTO UNITARIO
LIJADORA	20%	\$ 13,35
MÁQUINA UNIVERSIDAD	20%	\$ 13,35
HORNO DE TEMPLE	10%	\$ 6,68
MICROSCOPIO	30%	\$ 20,03
MÁQUINA PROYECTO TESIS	20%	\$ 13,35
	TOTAL	\$ 66,77

4. Ingreso anual de la máquina de proyecto de tesis

Es el resultado de multiplicar el ingreso por semestre generado por la máquina pulidora de probetas por el número de estudiantes promedio de los últimos tres semestres (60,35 personas) y por dos (número de semestres en un año).

Tabla 5.17 Ingreso por máquina.

INGRESO POR MAQUINA PROYECTO TESIS	
INGRESO POR SEMESTRE MAQUINA PROYECTO TESIS	\$ 805.67
INGRESO POR AÑO MAQUINA PROYECTO TESIS	\$ 1,611.33

Con estos antecedentes, se determinó el VAN y TIR del proyecto de tesis de la universidad, considerando de manera conservador un ingreso constante en los próximos cinco años y un costo de mantenimiento anual de *USD* 100,00.

Tabla 5.18 Flujo de caja.

ANÁLISIS UNIVERSIDAD						
AÑO	0	1	2	3	4	5
INVERSIÓN	\$ (1.032,93)					
RECUPERACIÓN		\$ 1.611,33	\$ 1.611,33	\$ 1.611,33	\$ 1.611,33	\$ 1.611,33
MANTENIMIENTO ANUAL		\$ (100,00)	\$ (100,00)	\$ (100,00)	\$ (100,00)	\$ (100,00)
FLUJO DE CAJA NETO	\$ (1.032,93)	\$ 1.511,33	\$ 1.511,33	\$ 1.511,33	\$ 1.511,33	\$ 1.511,33

Tabla 5.19 Cálculo del VAN y TIR.

TIR	145%
VP	\$ 1,032.93
VAN	\$ 0.00

Interpretación:

TIR.- La tasa de rentabilidad del proyecto es del 145%, debido a que los ingresos futuros que generará la máquina pulidora a la universidad serán mucho mayores a su costo de adquisición, inclusive el mismo será recuperable en el primer año de uso de la máquina.

VAN.- El valor actual neto de este proyecto para los estudiantes es cero, debido a que el flujo de caja neto actualizado a la TIR (145%) dando como resultado el valor de la inversión (USD 1.032,93).

5.5.9.4. Costo de oportunidad de la Universidad

El costo de oportunidad para la universidad constituye su decisión de elección de inversión en el proyecto de tesis de adquisición de la máquina pulidora de probetas o en otro proyecto a su elección.

A continuación se presenta la evaluación de la rentabilidad del proyecto considerando la rentabilidad que la Universidad obtendría con la tasa de interés pasiva en lugar de la TIR del proyecto.

La tasa de interés pasiva, se utiliza debido a que será la rentabilidad que la Universidad recibirá al mantener su dinero en una cuenta de ahorros en lugar de utilizarlo en la adquisición de la máquina pulidora de probetas. De acuerdo a la consulta realizada en el Banco Central del Ecuador, la tasa de interés pasiva a diciembre del 2014 es 5.18%.

Con esta consideración la evaluación del proyecto sería como sigue:

Tabla 5.20 Flujo de caja con interés pasivo.

ANÁLISIS UNIVERSIDAD						
AÑO	0	1	2	3	4	5
INVERSION	\$ (1,032.93)					
RECUPERACIÓN		\$ 1,611.33	\$ 1,611.33	\$ 1,611.33	\$ 1,611.33	\$ 1,611.33
MANTENIMIENTO ANUAL		\$ (100.00)	\$ (100.00)	\$ (100.00)	\$ (100.00)	\$ (100.00)
FLUJO DE CAJA NETO	\$ (1,032.93)	\$ 1,511.33	\$ 1,511.33	\$ 1,511.33	\$ 1,511.33	\$ 1,511.33

Tabla 5.21 Determinación del VAN y TIR.

TASA INTERES PASIVA	5.18%
VP	\$ 5,208.15
VAN	\$ 4,175.22

Interpretación:

VAN.- El flujo de caja neto actualizado a la tasa de interés pasiva del 5.18% (rentabilidad requerida al menos la de una institución bancaria) genera una VAN de USD 4.175,22 dólares lo que significa el valor absoluto de efectivo que recuperará la Universidad.

5.6. Conclusión

La determinación de los recursos económicos necesarios para la construcción de una máquina pulidora de probetas con paño, se efectuó mediante el análisis de costos los cuales permitieron analizar la viabilidad del proyecto de tesis para los estudiantes de la Universidad Politécnica Salesiana.

Partiendo del costo total necesario para la construcción de la máquina pulidora de probetas con paño, se efectuó un análisis de la rentabilidad del proyecto de tesis de acuerdo al método de flujos de caja descontados, considerando dos escenarios; el primero es la rentabilidad para los estudiantes el cual no generará ingresos futuros por cuanto tiene fines académicos y la máquina será entregada para uso de la Universidad Politécnica Salesiana y el segundo escenario considera el cálculo de ingresos que la máquina generará mediante su uso en el laboratorio de Metalografía de la Universidad Politécnica Salesiana. Bajo el primer escenario el proyecto no genera rentabilidad, debido a que los estudiantes al entregar la máquina a la Universidad recuperarán el 65% de los costos de construcción y en el segundo escenario, considerando la inversión de la Universidad el 65% de los costos de la construcción de la máquina, los ingresos que generará mediante su uso en el laboratorio de metalografía y el mantenimiento anual en los próximos cinco años, la adquisición de la máquina pulidora de probetas con paño tiene una rentabilidad del 145% para la Universidad Politécnica Salesiana, lo que resulta una opción rentable y confiable.

CONCLUSIONES

Al finalizar el presente proyecto se concluye que:

- En la fabricación de la máquina pulidora de probetas se utilizó materiales existentes en el mercado nacional, y repuestos consumibles de fácil adquisición con la finalidad de prolongar su vida útil.
- Para obtener las revoluciones de pulido deseadas, se disminuye la frecuencia en un 75% ocasionando un recalentamiento del motor, mismo que estará refrigerado con un ventilador adicional.
- Se incrementa la capacidad del laboratorio de la Universidad Politécnica Salesiana reduciendo el cuello de botella que se genera en el procedimiento de pulido, obteniendo un mayor número de probetas preparadas para un posterior análisis metalográfico.
- La pulidora brinda seguridad al operador, dado que la mayoría de sus componentes móviles se encuentran en la parte interna de la máquina disminuyendo sustancialmente la probabilidad de algún accidente por parte de algún operador.
- La inversión realizada por la Universidad Politécnica Salesiana será recuperada en 1 año según la tasa interna de retorno calculada del 145%, es decir el proyecto resulta viable para la Institución.
- El diseño estructural de la máquina garantiza una máquina robusta y tiene un sistema de regatones en las patas para nivelar la maquina y absorber la vibración ocasionada por el motor eléctrico.

RECOMENDACIONES

- Antes de iniciar el proceso de pulido es importante leer el manual de operación y familiarizarse con los movimientos adecuados de pulido.
- El proceso de corte se debe realizar con abundante refrigerante (agua) para evitar deteriorar la micro estructura del grano ocasionado por el incremento de la temperatura en la superficie a estudiar.
- Es importante seguir el manual de mantenimiento para prolongar la vida útil de la máquina y obtener una pulidora fiable ante el operador.
- Humedecer con alúmina o agua la felpa de pulido antes de iniciar el procedimiento, y así evitar la rotura del mismo.
- En el proceso de pulido no aplicar demasiada fuerza a la recomendada en el capítulo III; además refrigerar la probeta con abundante agua para disminuir la temperatura ocasionada por la fricción entre la felpa y la muestra en estudio.
- Después de cada etapa de pulido lavar la probeta con abundante agua y así eliminar las partículas en suspensión ocasionada por la fricción y continuar con la siguiente etapa y velocidad de pulido.

REFERENCIAS

ACEROS BOEHLER DEL ECUADOR S.A. (2007). *Manual de aceros especiales*. Quito.

Aceros Otero. (2011 de Septiembre de 2011). *Aceros Otero*. Recuperado el 14 de Diciembre de 2014, de http://www.acerosotero.cl/pdf/fichas/plancha_acero_carbono_astma36.pdf

ASTM INTERNATIONAL. (2011). *Standard Guide for Preparation of Metallographic Specimens*. United States: astm.

Astudillo Lala, A. E. (24 de Mayo de 2011). Proyecto de tecnología. Quito, Ecuador.

Avila, J. d. (26 de Enero de 2008). *Departamento de tecnología*. Recuperado el 04 de Mayo de 2014, de <http://www.tecnologia.maestrojuandeavila.es/temas/mec/mec.htm>

Badiola, V. (2004). *IMAC: Ingeniería Mecánica Aplicada y Computacional*. Recuperado el 09 de Mayo de 2014, de http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/DyCDM/DyCDM_Cap6.pdf

Brunssen de Occidente S.A. (2005). *Productos auxiliares para industrias*. Recuperado el 08 de Mayo de 2014, de <http://www.comercioindustrial.net/productos.php?id=htrans&mt=bandas>

Budynas, R. G. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: Mc Graw Hill.

Budynas, R. G. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: Mc Graw Hill.

Buehler. (2013). Evanston: Illinois.

C.A, I. B. (2013). *Catálogo de Materiales*.

Calvo, M. (19 de Julio de 2011). *Mauros Blog(Dinámica y Elementos de Maquinas)*. Recuperado el 09 de Mayo de 2014, de <http://mauro-calvo.blogspot.com/>

CEJAROSU. (2005). *MecanEso*. Recuperado el 08 de Mayo de 2014, de http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/operadores/ope_polea.htm

Cejarosu. (2005). *Polipasto*. Recuperado el 08 de Mayo de 2014, de http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/mecanismos/mec_polipasto.htm

Chapman, S. (2000). *Máquinas Eléctricas*. Mc Graw Hill.

Construcciones e ingeniería. (04 de Junio de 2009). *Resistencia de pernos*. Recuperado el 11 de Diciembre de 2014, de http://www.k2construcciones.com/documentos/especificaciones_pernos.pdf

Cortizo José, F. J. (2004). *Elementos de máquinas, Teoría y problemas*.

DIPAC. (05 de Mayo de 2011). *Productos de acero DIPAC*. Recuperado el 15 de Diciembre de 2014, de <http://www.dipacmanta.com>

Direct Industry. (2014). *Direct Industry*. Recuperado el 08 de Mayo de 2014, de <http://www.directindustry.es/prod/carlisle-power-transmission-dayco/correas-transmision-dentadas-doble-cara-5607-848343.html>

Donal R. Askeland, P. P. (2012). *Ciencia e ingeniería de materiales*. México, D.F.: Impresos Vacha.

Figuras, T. y. (05 de Junio de 2014). Apendice B.

González, H. (2011). *Ensayo Palancas*. Recuperado el 08 de Mayo de 2014, de www.buenastareas.com/ensayos/palancas/1659517.html

Groover, M. P. (2007). *Fundamentos de manufactura moderna*. Mexico D.F.: McGraw-Hill Interamericana.

Grupo Arntz Optibelt. (2002). *Manual Técnico para transmisiones por correas trapeciales*.

Gutiérrez, A. J. (2010). *Transmision por correas y poleas*. Recuperado el 08 de Mayo de 2014, de <https://sites.google.com/site/358maquinas/transmision-por-correas-y-poleas>

jchacon. (13 de Octubre de 2007). Microsoft Word - AISI 4140.doc.

Kalpakjian. (2008). *Manufactura, Ingeniería y Tecnología*. Mexico: Pearson.

Larburu, N. (2001). *Máquinas Prontuario*. Madrid: Paraninfo.

M Correa, J. R. (2004). Factores que afectan el Acabado Superficial en los procesos de mecanizado. 1.

Martin, J., & Garcia, P. (2009). *Automatismos Industriales*. Editex.

Neely, J. E. (2002). *Metalurgia y Materiales Industriales*. México: Limusa.

PACE Technologies. (6 de Mayo de 2005). *INTRODUCTION TO METALLOGRAPHY*. Obtenido de PACE Technologies:
<http://www.metallographic.com/Technical/Metallography.pdf>

Portal ESO. (s.f). Recuperado el 09 de Mayo de 2014, de http://www.portaleso.com/portaleso/trabajos/tecnologia/mecanica/elementos_de_maquinas/rodadura.htm

Portal para investigadores y profesionales. (2001). *El Prisma*. Recuperado el 04 de Mayo de 2014, de http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieria_mecanica/transmisioncorrea/

Provecuador. (2012). *Bandas Transportadoras y de Transmisión, Cangilones, Equipos Magnéticos y más*. Recuperado el 08 de Mayo de 2014, de <http://www.provecuador.com.ec/bandas-transmision.html>

Quijorna, A. J. (2007). *Elementos de Máquinas*. La Mancha: Universidad de Castilla .

Real, J. S. (1988). *La Física de la Bicicleta*. Madrid: Ediciones de la Torre.

Rodriguez, J., Rico, J., Maria, R., Ordoñez, E., & Velasco, J. (2004). *Elementos de Máquinas Teoría y Problemas*. Oviedo: Universidad de Oviedo.

Salvador Escoda S.A. (2014). *El blog del instalador*. Obtenido de <http://www.elblogdelinstalador.com/variadores-de-frecuencia-reguladores-de-velocidad-otra-de-alternativa-para-el-ahorro-energetico/>

Sanchez, F., Perez, A., Sancho, J., & Rodriguez, P. *Mantenimiento Mecánico de Maquinas*.

Segui, W. T. (2000). *Diseño de estructuras de acero con LRFD*. México: International Thompson Editores S.A.

Serggio. (28 de Diciembre de 2011). OCW_correas y fuerzas.

SKF. (2006). *Catálogo General*. Suecia.

SKF. (1989). *Catálogo General de Rodamientos SKF*. Torino: Industria Artistica Nazionale.

SKF, G. (2014). *SKF*. Recuperado el 09 de Mayo de 2014, de <http://www.skf.com/es/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/selection-of-bearing-type/loads/index.html>

Suministros Industriales COMATRANS. (22 de Abril de 2013). *COMATRANAS*. Recuperado el 14 de Diciembre de 2014, de <http://www.comatrans.es/imagenes/articulos/Poleas%20SPA.pdf>

Suministros Técnicos S.A. (28 de Febrero de 2011). *SUMITEC*. Recuperado el 14 de Diciembre de 2014, de www.sumiteccr.com

Tecnimetal. (2006). *Tecnimetal Técnica de Medida y Metalografía S.A.* Recuperado el 16 de 05 de 2014, de <http://www.durometrosymicrodurometros.com/presi%20PULIDORAS.htm>

Universidad del País Vasco. (24 de Mayo de 2007). *Portal del Campus Álava*. Recuperado el Mayo de 2014, de http://www.vc.ehu.es/Dtecnico/tema16_01.htm

Villareal, M. (20 de Marzo de 2013). *ELEMENTOSDEMAQUINAS-MV*. Recuperado el Mayo de 2014, de <http://elementosdemaquinas-mv.blogspot.com/>

Winston, A. (2002). *Física General*. Madrid: Harla.

ANEXOS

ANEXO A

A. INSTALACIÓN, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Introducción

Se realizará un manual de operación indicando los pasos a seguir para manipular la máquina y obtener un pulido de probeta adecuado; además se listará un manual de mantenimiento con el fin de prolongar la vida útil de la máquina.

Instalación

La máquina se va a instalar en el laboratorio de metalografía de la Universidad Politécnica Salesiana, el cual asentará sobre un piso de hormigón mediante regatones de caucho para disminuir las vibraciones ocasionadas por el motor eléctrico.

Operación

En la tabla A.1 se listará las recomendaciones a seguir antes de poner en marcha la máquina.

Tabla A.1 Manual de operación.

MANUAL DE OPERACIÓN	
ITEM	PROCEDIMIENTO
1	Verificar que la máquina esté conectada a una alimentación trifásica 220V
2	Verificar que no exista un deterioro del cable de alimentación
3	Inspeccionar y accionar el breaker de protección de la máquina (Debe estar en ON).
4	Comprobar que todos los elementos que constituyen la máquina estén correctamente ajustados y alineados.
5	Comprobar la tensión correcta de la banda.
6	Comprobar que el sistema eléctrico y de control se encuentren correctamente conectados.
7	Verificar mediante una inspección visual que el paño de pulido esté en perfectas condiciones, sin sólidos y partículas de polvo.
8	Verificar que no existan fugas de agua en el sistema de acometida y drenaje que puedan ocasionar un corto circuito con el sistema eléctrico.
9	Operar la máquina con precaución

Ajuste de la máquina para pulir

En la tabla A.2 se detalla los paso a seguir para obtener un pulido adecuado.

Tabla A.2 Manual de operación y pulido adecuado.

ITEMS PARA OBTENER UN PULIDO ADECUADO			
ESTADO	ITEM	DESCRIPCIÓN	REFRIGERANTE
DESBASTE	1	Desbastar la probeta en una lijadora de banda (figura 2-5), realizando movimiento ascendentes y descendentes hasta que todas las rayas vayan en una sola dirección, realizar esta operación con abundante agua.	AGUA
	2	Limpiar la probeta perfectamente con agua.	
	3	Girar la probeta 90° y realizar nuevamente el ítem 1	
	4	Limpiar la probeta perfectamente con agua.	
	5	Cambiar a un papel de lija mas fino, y repetir el ítem 1, 2, 3, 4.	
	6	El proceso de desbaste termina cuando las líneas o rayas estén alienadas a 90° y el acabado superficial esté lo más fino posible.	
PULIDO FINAL	7	Verificar que exista agua para evitar recalentar la probeta y el deterioro del paño o felpa.	AGUA
	8	Fijar 450 rev/min y a medida que avanzamos en el proceso disminuir hasta 150 re/min para evitar el calentamiento de la probeta	NA
	9	Cubrir el paño o felpa con alumina finamente dividida.	NA
	10	Ubicar la probeta sobre el disco giratorio y mover lentamente en dirección opuesta al sentido de giro, y girar 15° alternadamente.	NA
	11	Cuando la muestra tiene un acabado tipo espejo, debe limpiarse con abundante agua.	AGUA
	12	Realizar nuevamente el ítem 8 y 10	AGUA
	13	El proceso termina cuando la probeta no presenta ninguna línea o raya, y tiene un acabo tipo espejo.	AGUA

Mantenimiento general

Para obtener un perfecto funcionamiento de la máquina pulidora de probetas se deberá realizar un plan de mantenimiento adecuado, y se debe prestar mayor atención a los elementos que puedan presentar un desgaste.

En la tabla A.3 se detallará la frecuencia de mantenimiento y las actividades que se deben realizar.

Tabla A.3 MANUAL DE MANTENIMIENTO

ITEM	ELEMENTO	DATOS TÉCNICOS	FRECUENCIA				
			DIARIO	MENSUAL	TRIMESTRAL	SEMESTRAL	ANUAL
1	Motor eléctrico siemens	0,5 HP , 60 Hz , 220 YY / 440Y	Inspeccionar visualmente el estado físico	Realizar un ajuste de borneras y limpieza con limpia contactos	Cambio de terminales, y limpieza general del equipo	Inspección del estado de rodamientos	Revisión del estado de componentes internos, y barnizado del bobinado
2	Variador de frecuencia	0,5 HP , 200 V	Inspeccionar visualmente el estado físico	Realizar un ajuste de borneras y limpieza con limpia contactos	Cambio de terminales, y limpieza general del equipo	-	-
3	Sistema de control y mando	NA	-	-	-	-	Inspección visual, ajuste de terminales y borneras.
4	Estructura Metálica	A36	-	Inspección visual del estado físico	Reajuste de todos los elementos	Inspección visual del estado de soldadura	Pintura general de la estructura

5	Eje motriz	AISI 4140	-	-	-	-	Revisar que no exista deterioro o deformación ocurrida por algún golpe o indicios de corrosión.
6	Disco giratorio (macho y hembra)	Prodax - duraluminio	-	-	-	Revisar que no exista deterioro o deformación ocurrida por algún golpe o indicios de corrosión.	-
7	Manzanas porta rodamientos	Nylon 6A (Duralón)	-	-	-	Revisar que no exista deterioro o deformación ocurrida por algún golpe o indicios de corrosión.	

8	Rodamiento 1 y 2	SKF o NTN 6205	-	-	-	Limpiar polvo y partículas extrañas, cambio de grasa	Cambio
9	Banda trapezoidal	SPA	-	Inspección de tensión adecuada			Cambio
10	Rodamiento 3	SKF o NTN 6203	-	-	-	Limpiar polvo y partículas extrañas, cambio de grasa	Cambio
11	Paño o felpa	NA	Inspección visual del estado físico	Cambio	-	-	-
12	Poleas	Aluminio	-	Inspección visual del estado físico	-	-	-
13	Sistema de acometida y drenaje de agua	PVC	-	Verificar que no exista fuga, o deterioro del estado de tuberías	-	-	-

ANEXO B
(PLANOS GENERALES)