

UNIVERSIDAD TECNICA DE COTOPAXI



CARRERA DE CIENCIAS DE LA INGENIERIA Y APLICADAS

ESPECIALIDAD: ELECTROMECAÁNICA

TEMA:

**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y FUNCIONAMIENTO DE UN
PROTOTIPO DE MÁQUINA PROCESADORA DE MATERIAL
ORGÁNICO, CON 2HP DE POTENCIA, PARA OBTENER 1TONELADA
DE PRODUCCIÓN DIARIA.**

**PROYECTO DE TESIS PREVIO A LA OBTENCION DEL TITULO DE
INGENIERÍA EN ELECTROMECAÁNICA**

AUTORES:

IBUJÉS ZAMBONINO WILLIAM FERNANDO

MASAPANTA TAPE DIEGO JAVIER.

DIRECTOR:

ING. HÉCTOR RAÚL REINOSO PEÑAHERRERA

LATAACUNGA – ECUADOR

2010.

CERTIFICACION

Yo Sr. Juan Villacis portador de la cedula de ciudadanía # 050759825-4

En calidad de DIRECTOR de la granja comunitaria del Barrio Boliche De La Parroquia San Juan De Pastocalle, CERTIFICO que el día 5 de Abril del 2010; los señores Ibujés Zambonino William Fernando y Masapanta Taipe Diego Javier, egresados de la UNIVERSIDAD TECNICA DE COTOPAXI de la Carrera De Ciencias De La Ingenieria Y Aplicadas, Ingenieria Electromecánica, hacen la entrega formal del prototipo de máquina procesadora de material organico con 2 Hp de potencia, además cabe destacar que el prototipo se encuentra funcionando a plena capacidad para beneficio de nuestra comunidad.

Los interesados pueden hacer uso de este documento como a bien tuvieren

Att:


Sr. Juan Villacis.

DIRECTOR

AUTORÍA

Los autores certifican que la investigación, redacción, análisis y propuesta del presente trabajo son de su exclusiva autoría.



Ibujés Zambonino William Fernando

C.I: 050266167 – 1



Masapanta Taipe Diego Javier

C.I: 050249685 - 4

CERTIFICACIÓN

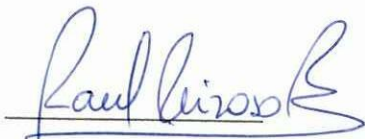
**HONORABLE CONSEJO ACADÉMICO DE LA UNIVERSIDAD
TÉCNICA DE COTOPAXI.**

De mi consideración:

Cumpliendo con lo estipulado en el capítulo IV, (art. 9 literal f), del reglamento del curso profesional de la Universidad Técnica de Cotopaxi, informo que los postulantes Ibujés Zambonino William Fernando y Masapanta Taipe Diego Javier, han desarrollado su tesis de grado de acuerdo al planteamiento formulado en el plan de tesis con el tema: **“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y FUNCIONAMIENTO DE UN PROTOTIPO DE MÁQUINA PROCESADORA DE MATERIAL ORGÁNICO, CON 2HP DE POTENCIA, PARA OBTENER 1TONELADA DE PRODUCCIÓN DIARIA”**, cumpliendo con sus objetivos propuestos.

En virtud de lo antes expuesto considero que la presente tesis se encuentra habilitada para presentarse al acto de la defensa correspondiente.

Latacunga, 21 de Abril del 2010



Ing. Raúl Reinoso.

Director de Tesis.

AGRADECIMIENTO

Mi mayor y más sincero agradecimiento a la **UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI** por haberme formado como profesional consiente del entorno laboral y la grave necesidad de desarrollo social que nos rodea; a todos los docentes que generaron en nosotros el amor por la superación y la ayuda social, en especial al Ing. Raúl Reinoso quien nos brindo su guía con paciencia y esmero; además de todas las personas que siempre tuvieron una palabra de aliento y un consejo sincero.

William.

Hago llegar un profundo agradecimiento a quienes constituyen la **UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI** y en especial a todos mis profesores que en mi camino de formación académica me proporcionaron sus conocimientos, en lo personal al Ing. Raúl Reinoso quien nos brindo sus valiosos consejos y también apporto con sus ideas para el desarrollo de este trabajo.

Diego.

DEDICATORIA

A mi esposa Paola y nuestra pequeña Fernanda, por darme todo su amor y apoyo en todos los momentos importantes de mi vida, a mis padres quienes les debo la vida y los inicios sólidos de mi formación personal y profesional.

William.

Expreso mi gratitud y esta tesis se la dedico primero a Dios por entregarme la vida, la salud y fuerza para poder cumplir con este objetivo.

A mis amados padres Edgar y Judith que gracias a su apoyo diario e incondicional me han impulsado a seguir adelante en los momentos más críticos de mi vida; a mis hermanos Ismael, Alexandra y mi sobrino Josué que me han ofrecido todo su cariño, su confianza y ayuda en la solución de mis problemas.

A mi pequeño hijo Johann quien es la principal razón de mí existir, gracias por entregarme todo tu amor y dejarme experimentar lo hermoso de ser papá, también de proveerme el ánimo y tenacidad para la culminación de este documento; a Norma por ser una mujer extraordinaria y tan especial en mi corazón que ha estado conmigo en los buenos y malos momentos brindándome su amor y afecto; por último a todos mis amigos y seres queridos que confiaron en mí.

Diego.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CONTENIDO	Págs.
PORTADA.....	i
AUTORIA.....	ii
CERTIFICACIÓN.....	iii
AGRADECIMIENTOS.....	iv
DEDICATORIA.....	v
INDICE.....	vi
RESUMEN.....	xxi
SUMMARY.....	xxiii

CAPITULO I

MARCO TEORICO

1.1.- DESARROLLO.....	1
1.2.- FUNDAMENTOS DE DISEÑO.....	2
1.2.1.- Definiciones de diseño.....	2
1.2.2.- Criterios generales de diseño.....	2
1.2.3.- Definición y clasificación de máquinas.....	4
➤ Definición.....	4
➤ Clasificación de las máquinas.....	4

1.3.- DISEÑO MECÁNICO	5
1.3.1.- Definiciones	5
1.3.2.- Definición de Mecánica	5
1.3.3.- Dinámica	6
1.3.3.1 Cinemática de un cuerpo rígido	6
➤ Movimiento rectilíneo.....	7
➤ Movimiento circular.....	9
1.3.3.2 Cinética de un cuerpo rígido	10
➤ Primera ley de Newton del movimiento	10
➤ Segunda ley de Newton del movimiento	10
➤ Tercera ley de Newton del movimiento	11
➤ Trabajo	11
➤ Energía	11
➤ Potencia	12
➤ Trabajo rotacional y energía cinética.....	13
➤ Relación entre trabajo y energía cinética rotacional	14
1.3.4.- Estática.....	16
➤ Definiciones	16
1.3.4.1.- Fuerzas y momentos de giro	17
➤ Componentes de una fuerza	17
➤ Momento de giro o torque.....	17
➤ Momento de giro y equilibrio	18
➤ Equilibrio	19
➤ Par de fuerzas	20

1.4.- DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS.....	20
1.4.1.- Ecuaciones básicas aplicadas en ingeniería	21
➤ Área de polígonos	21
➤ Volumen de cuerpos sólidos	22
➤ Densidad.....	23
1.4.2.- Análisis de tensiones.....	24
➤ Tensiones directas	24
➤ Tensión por esfuerzo de corte directo.....	24
➤ Tensión por esfuerzo de corte por torsión	25
➤ Tensión por flexión en piezas de secciones no circulares.....	25
➤ Concentración de tensiones.....	26
➤ Reducción de resistencia y sensibilidad debida a ranuras	27
➤ Teorías de falla de un material.....	27
1.4.3.- Diseño de ejes	29
1.4.3.1.-Fuerzas producidas por elementos mecánicos.....	30
➤ Deflexiones en el eje.....	30
➤ Cargas intermedias sobre apoyos simples.....	31
➤ Cargas en el centro sobre apoyos simples.....	31
➤ Concentración de tensiones en el eje	32
➤ Tensiones en el eje que generan fatiga.....	33
1.4.3.2.-Selección del diámetro del eje cuando trabaja en flexión y torsión	
.....	35
➤ Teoría de falla del esfuerzo cortante máximo.....	35

1.4.4.- Selección de rodamientos.....	37
1.4.4.1.-Clasificación de rodamientos.....	37
➤ Cojinetes radiales	38
➤ Cojinetes axiales	38
1.4.4.2.-Procedimiento de selección de rodamientos.....	39
➤ Dimensionamiento	39
➤ Determinación del tiempo de vida del rodamiento	40
➤ Selección del tipo de rodamiento.....	41
1.4.5.- Selección de elementos de unión.....	41
1.4.5.1.-Medios mecánicos de unión reversible.....	41
➤ Materiales de fabricación de pernos y tornillos	42
➤ Designación numérica de pernos	42
1.4.5.2.-Proceso de selección de elementos de unión.....	44
➤ Distancia mínima entre elementos de unión	44
➤ Cálculo del diámetro de los elementos de unión.....	46
1.4.6.- Diseño de cuchillas o útiles de corte.....	48
➤ Definición de corte.....	48
➤ Ángulo de corte.....	49
➤ Ángulo de ataque	50
➤ Materiales para cuchillas y sus dimensiones.....	50

1.4.7.- Diseño de discos giratorios o volantes.....	51
➤ Definición de volante.....	51
➤ Energía almacenada por el volante	52
➤ Grado de irregularidad o coeficiente de fluctuación.....	54
➤ Dimensionamiento del volante.....	55
1.4.8.- Sistemas de transmisión de potencia.....	58
1.4.8.1.-Sistema de transmisión de potencia por bandas.....	58
➤ Bandas en V o correas trapeciales.....	58
➤ Relación de transmisión.....	59
1.4.8.2.-Selección del tipo de banda	60
➤ Cálculo de longitud de las correas	60
➤ Cálculo de tensiones sobre la polea	61
1.4.9.- Diseño de bastidores para máquinas	63
1.5.- DISEÑO NEUMÁTICO.....	64
1.5.1.- Neumática: Definición, ventajas y desventajas	65
➤ Definición de neumática	65
➤ Ventajas.....	65
➤ Desventajas	66
1.5.2.- Principios básicos de neumática	66
➤ Presión.....	66

1.5.3.- Selección y dimensionamiento de elementos neumáticos 67

 1.5.3.1.- Actuadores o cilindros neumáticos 67

 ➤ Selección y dimensionamiento de actuadores..... 68

 ➤ Cálculo de fuerza 68

 ➤ Consumo de aire en cilindros neumáticos..... 70

 ➤ Cálculo de caudal 70

1.5.4.- Circuitos neumáticos 71

 1.5.4.1.-Elementos de información u órganos de mando..... 71

 ➤ Generalidades..... 72

 ➤ Clasificación..... 72

 ➤ Nomenclatura 73

 1.5.4.2.-Accionamiento de circuitos de mando neumáticos..... 74

CAPITULO II

ANALISIS DE RESULTADOS

2.1.- INTRODUCCIÓN 76

2.2.- ANALISIS SITUACIONAL 78

2.3.- ANALISIS DE RESULTADOS..... 79

2.4.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 92

➤ Conclusiones.....	92
➤ Recomendaciones.....	93

CAPITULO III

CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS

3.1.- INTRODUCCIÓN	95
3.2.- PARÁMETROS DE DISEÑO.....	96
3.3.- PROPUESTA	98
3.4.- CALCULOS Y ANALISIS DE DISEÑO	99
3.4.1.- Definición del área y fuerza de corte	99
3.4.2.- Diseño del Disco de Corte	102
➤ Análisis de tensiones en el disco.....	102
➤ Volumen del disco	104
➤ Valor de masa del volante	105
➤ Aceleración del disco.....	108
3.4.3.- Diseño de las Cuchillas de Corte	109
➤ Determinación del esfuerzo cortante máximo	109
➤ Selección del espesor de la cuchilla.....	111
➤ Capacidad de producción de la máquina	113
3.4.4.- Diseño del Sistema de Martillos	114
3.4.4.1.- Análisis de Volumen, Peso, Selección de materiales y dimensiones	114
➤ Martillos.....	115

➤ Bocines o Separadores	117
➤ Cálculo de ejes de Soporte	118
➤ Análisis de Fuerzas sobre los Soportes	119
➤ Placas de soporte para los ejes de los Martillos	124
3.4.5.- Diseño del Eje de Transmisión	127
3.4.6.- Selección de Rodamientos	137
➤ Tiempo de vida del rodamiento	138
3.4.7.- Diseño del Sistema de Transmisión de Potencia	139
➤ Selección de Bandas y Poleas	139
➤ Potencia de Diseño.....	140
➤ Selección del tipo de banda	140
➤ Selección de diámetros de Poleas	140
➤ Relación de velocidad.....	140
➤ Valores de Diámetros definitivos para el Prototipo	141
➤ Longitud de Banda	141
➤ Cálculo de tensiones sobre las poleas	143
3.4.8.- Selección de las Chavetas	144
3.4.9.- Diseño de la Cámara de Corte.....	146
3.4.10.- Diseño del Bastidor.....	148
3.5.- DISEÑO DEL SISTEMA NEUMÁTICO	150
➤ Cálculo de Fuerza en los Actuadores.....	151
➤ Circuito Neumático	152

3.6.- CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO	153
3.6.1.- Maquinaria y Tecnología Disponible.....	153
➤ Maquinaria	153
➤ Instrumentos de medida	154
➤ Herramientas de taller	154
3.6.2.- Etapas de Construcción.....	155
➤ Construcción del eje de transmisión	155
➤ Construcción del disco de corte	155
➤ Construcción de cuchillas	156
➤ Construcción de martillos	156
➤ Construcción de bocines	157
➤ Construcción de las placas de soporte para martillos	157
➤ Construcción de la cámara de corte y tapa.....	159
➤ Construcción del bastidor.....	159
➤ Construcción de la criba.....	159
➤ Construcción del cerrojo y perilla.....	160
➤ Construcción de la rampa y asiento de botoneras	161
➤ Construcción del soporte de motor	162
➤ Construcción de tolvas	162
➤ Construcción de la cámara de compactación	162
➤ Construcción de la placa de compactación	164
➤ Montaje de elementos	164
3.6.3.- Conexión Eléctrica	167

3.6.4.- Conexión Neumática	167
----------------------------------	-----

ÍNDICE DE GRAFICOS Y FIGURAS

GRAFICO	Págs.
Gráfico N° 1: Descomposición de fuerzas – regla del paralelogramo	18
Gráfico N° 2: Torque o momento de giro	18
Gráfico N° 3: Torque o momento de giro para un eje.....	19
Gráfico N° 4: Par de fuerzas y equilibrio rotacional.....	21
Gráfico N° 5: Tipos de cojinetes de rodamiento	38
Gráfico N° 6: Distancias sugeridas para ubicación de pernos	46
Gráfico N° 7: Angulo de corte para cuchillas	49
Gráfico N° 8: Angulo de ataque para diferentes usos	50
Gráfico N° 9: Representación matemática de funcionamiento de un volante.....	52
Gráfico N° 10: Tipos de bandas	60
Gráfico N° 11: Momento tursor y fuerzas que actúan sobre una polea	62
Gráfico N° 12: Cilindro de doble efecto movimiento positivo o de salida.....	69
Gráfico N° 13: Cilindro de doble efecto movimiento de retorno.....	69
Gráfico N° 14: Accionamiento indirecto de un cilindro de doble efecto.....	72
Gráfico N° 15: Símbolos de válvulas de 3V/2P normalmente cerradas o abiertas	73
Gráfico N° 16: Distribuidor neumático de 5V/2P	74
Gráfico N° 17: Accionamiento para válvulas neumáticas	75
Gráfico N° 18: Análisis de resultados – pregunta 1	80
Gráfico N° 19: Análisis de resultados – pregunta N°2.....	81

Gráfico N° 20: Análisis de resultados – pregunta N°3	82
Gráfico N° 21: Análisis de resultados – pregunta N°4	83
Gráfico N° 22: Análisis de resultados – pregunta N°5 - precio.....	84
Gráfico N° 23: Análisis de resultados – pregunta N°5 - calidad.....	84
Gráfico N° 24: Análisis de resultados – pregunta N°5 - marca.....	85
Gráfico N° 25: Análisis de resultados – pregunta N°6 – soporte técnico.....	86
Gráfico N° 26: Análisis de resultados – pregunta N°6 - garantía.....	86
Gráfico N° 27: Análisis de resultados – pregunta N°6 –tecnología	87
Gráfico N° 28: Análisis de resultados – pregunta N°7.....	88
Gráfico N° 29: Análisis de resultados – pregunta N°8.....	89
Gráfico N° 30: Análisis de resultados – pregunta N°9.....	90
Gráfico N° 31: Análisis de resultados – pregunta N°10.....	91
Gráfico N° 32: Prototipo de máquina procesadora de material orgánico	99
Gráfico N° 33: Área de corte del material orgánico.....	100
Gráfico N° 34: Ubicación de la fuerza de corte	101
Gráfico N° 35: Ubicación de la carga máxima que afecta al disco.....	103
Gráfico N° 36: Carga máxima sobre los pernos de la cuchilla	110
Gráfico N° 37: Sección de la cuchilla que soporta la carga.....	112
Gráfico N° 38: Dimensiones y forma de los martillos de trituración.....	115
Gráfico N° 39: Sección del martillo sometida a contacto.....	116
Gráfico N° 40 : Carga generada por los martillos sobre los soportes.....	119
Gráfico N° 41: Fuerzas que actúan sobre el plano YZ.....	120
Gráfico N° 42: Fuerzas que actúan sobre el plano XZ.....	121
Gráfico N° 43: Diagrama de corte en el plano XZ.....	122
Gráfico N° 44: Diagrama de momento máximo	123
Gráfico N° 45: Placa soporte para el sistema de martillos.....	125

Gráfico N° 46: Sección sometida a la acción de los ejes	126
Gráfico N° 47: Fuerzas aplicadas al eje de transmisión.....	128
Gráfico N° 48: Fuerzas aplicadas sobre el plano XZ.....	129
Gráfico N° 49: Fuerzas aplicadas sobre el plano YZ.....	130
Gráfico N° 50: Gráfico de cortante y momento para el eje de transmisión	132
Gráfico N° 51: Momento torsor para el plano YZ	133
Gráfico N° 52: Gráfico de momento torsor para el plano YX.....	133
Gráfico N° 53: Sección de las chavetas	145
Gráfico N° 54: Dimensiones del eje.....	146
Gráfico N° 55: Dimensiones del sistema de corte.....	147
Gráfico N° 56: Dimensiones y aspecto de la cámara de corte	148
Gráfico N° 57: Circuito neumático	153
Gráfico N° 58: Sistema de soporte.....	164
Gráfico N° 59: Sistema de corte y molido	165
Gráfico N° 60: Tolvas de alimentación.....	165
Gráfico N° 61: Cámara de compactación.....	166
Figura N° 1: Comprobación de dimensiones en el eje.....	156
Figura N° 2: Disco de corte antes del maquinado.....	157
Figura N° 3: Disco de corte y cuchillas	157
Figura N° 4: Martillos terminados	158
Figura N° 5: Trazado en placas de soporte	158
Figura N° 6: Placas para cámara de corte	159
Figura N° 7: Criba barolada y taladrada.....	160
Figura N° 8: Cerrojo y perilla instalados	161
Figura N° 9: Asiento de botoneras instalada.....	162
Figura N° 10: Asiento de tolvas y tolva de alfalfa instaladas	163

Figura N° 11: Tolva de salida de material.....	163
Figura N° 12: Montaje General.....	166

ÍNDICE DE TABLAS

GRAFICO	Págs.
Tabla N°1 Nomenclatura de válvulas direccionales	73
Tabla N°2 Sectorización de personas dentro de la granja.....	79

INDICE DE ANEXOS

ANEXO	Código
Clasificación de las Maquinas Herramientas.....	ANEXO A
Movimiento rectilíneo con aceleración lineal uniforme	ANEXO B.1
Movimiento circular con aceleración angular uniforme.....	ANEXO B.2
Densidad de algunas sustancias comunes kg/m ³	ANEXO C
Formulas para la deformación de vigas debido a flexión	ANEXO D
Factores de superficie, temperatura, carga y sensibilidad a la muesca que modifican el límite de resistencia a la fatiga.....	ANEXO E
Selección de rodamientos, factores de horas de vida y velocidad para rodamientos de bolas	ANEXO F
Designación de pernos por grado SAE, ASTM y METRICO.....	ANEXO G.1
Designación de pernos según el diámetro y el paso de hilos.....	ANEXO G.2
Coefficiente de fluctuación para volantes en diferentes aplicaciones.....	ANEXO H
Designación de bandas o correas trapeciales	ANEXO I

Válvulas direccionales	ANEXO J
Guía de encuesta para la investigación de campo.....	ANEXO K
Referencias comerciales de maquinaria agrícola para procesar material orgánico y henificación.....	ANEXO L.1
Referencias generales.....	ANEXO L.2
Referencias, planos de construcción y manual del usuario.....	ANEXO M

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO	Código.
Montaje general	UTC – PMO – MG.
Sistema de soporte	UTC – PMO – C100.
Sistema de corte y molido.....	UTC – PMO – C200.
Sistema de tolvas y alimentación.....	UTC – PMO – C300.
Sistema de compactación.....	UTC – PMO – C400.
Sistema de soporte – plano de taller	UTC – PMO – PT – C100.
Sistema de corte y molido – plano de taller.....	UTC – PMO – PT – C200.
Sistema de tolvas de alimentación – plano de taller.....	UTC – PMO – PT – C300.
Sistema de compactación – plano de taller.....	UTC – PMO – PT – C400.
Esquema del circuito eléctrico.....	UTC – PMO – CE.
Esquema del circuito neumático	UTC – PMO – CN.
CONCLUSIONES.....	168
RECOMENDACIONES.....	169
ANEXOS.....	170

GLOSARIO DE TERMINOS NUEVOS	227
BIBLIOGRAFÍA	238
➤ Citada.....	238
➤ Consultada.....	239
➤ Básica.....	239
➤ Electrónica.....	240

RESUMEN

En los actuales momentos el procesamiento y aprovechamiento de los recursos orgánicos vegetales, ha fortalecido la obtención de productos alimenticios de mayor calidad, con mínima presencia de productos químicos y adecuadas formas de almacenamiento.

Al tiempo que crece la demanda por estos productos aumenta también la necesidad de contar con maquinaria agrícola especializada que facilite la realización de estos procesos, esto se puede conseguir gracias al gran avance y desarrollo científico, además de parámetros de investigación, diseño y aplicación de sistemas mecánicos, eléctricos, electrónicos, neumáticos; entre otros que al ser combinados brindan una amplia gama de opciones que hacen posible cubrir las necesidades más apremiantes que se presentan conforme se desarrolla el nivel de vida de las personas.

Haciendo uso del conocimiento adquirido, de ciertos sistemas y avances antes mencionados; los autores, sintiéndose comprometidos a desarrollar soluciones para el bienestar de la colectividad han dedicado este trabajo de investigación para generar el diseño de un prototipo de maquina procesadora de material orgánico que permita al pequeño y mediano productor, mejorar el proceso de los “desechos” que generan sus granjas o parcelas y convertirlos en una alternativa de sustento diario y mejoramiento económico familiar.

El presente documento consta de tres capítulos en los cuales se detalla todo el proceso de investigación realizado.- El primer capítulo muestra todos los conceptos y fundamentos teóricos necesarios para la aplicación de la ingeniería y diseño; el segundo capítulo muestra los resultados obtenidos tras aplicar un estudio de análisis situacional a los beneficiarios del proyecto; mientras que el

tercer capítulo se basa en el diseño mismo del prototipo partiendo de las necesidades, parámetros a solventar, selección de materiales y diseño de elementos mecánicos y sistemas necesarios para el buen funcionamiento del mismo; finalmente se adjuntan anexos que contienen varias tablas e información importante para dilucidar cualquier duda sobre la construcción y operación del prototipo.

Luego; y tras haber probado prácticamente el prototipo, podemos indicar que se han podido alcanzar objetivos como:

- Diseñar y construir un prototipo de máquina, que mejore los niveles de producción de la granja, disminuya tiempo, esfuerzo físico y genere el ahorro de los recursos.
- Determinar formas más seguras y prácticas para la correcta utilización de este prototipo.
- Generar con este prototipo de máquina una forma de trabajo, accesible de fácil manejo y mantenimiento.
- Disponer de una manera tecnificada para la reutilización de los componentes orgánicos que genera la granja, evitando desechos y obteniendo beneficios que impulsen mejores condiciones de vida.

Por tanto también se ha verificado que la hipótesis planteada ha dado como resultado que:

El diseño, construcción y funcionamiento de un prototipo de máquina procesadora de material orgánico, con 2hp de potencia permite obtener una tonelada de material diario, facilitando el aprovechamiento de los desperdicios generados en la granja; brinda ventajas en el incremento de la producción, de los ingresos económicos y minimiza los tiempos de trabajo.

SUMMARY

In the present moments the processing and use of vegetable organic resources, has strengthened the opportunity to obtain nutritious products of high quality, with minimum exposition to chemical products and convenient storage forms.

At the time that the demand grows for these products it also increases the necessity to have specialized agricultural machinery that facilitates the development of these processes, this you can get thanks to the great advance and scientific development, as well as research parameters, design and application of mechanical, electric, electronic and pneumatic systems; among others that offer a wide range of options that make possible to fulfill the most urgent necessities that are presented according to de development of people's life.

Making use of the acquired knowledge, of certain systems and advances before mentioned; the authors, feeling committed to develop solutions for the well-being of the collective, has dedicated this research work to generate the design of a prototype of a processing machinery of organic material that allows to the small and medium producer, to improve the process of the "waste" that generate their farms or parcels and transform them into an alternative of everyday support and family economic improvement.

The present document have three chapters that contemplate all work realized in this investigation.- The first chapter show all concepts necessities for this work; The second chapter show the statistical results; mean the third chapter is basement in the design of the prototype, start whit the material selection design of mechanical elements and the necessary systems for the correct work of the machine; finally next to this document are include the annexes whit important

information for futures consults about the conduction or the operation of the machine.

After; is possible indicate that the objectives obtained are:

- To design and fabricate a prototype of machine, that improve the levels of production in the farm, decrease the time of work, physic effort and generate a decrease of resources
- To determinate safety forms and practices for the correct use of this prototype.
- To generate whit this machine an accessible form of work of easy operation and maintenance.
- To have a technological form for the reutilization of organic components that produce de farm, decreasing the waste of organic material and obtain benefits that increase the level and conditions of life.

For this reason was possible certificate that:

The design, construction and work of a prototype of processing organic material whit 2HP of power permit obtain one ton of material daily, permit the exploitation of the wastes generated in the farm; and the increase in the production, the economical income and decrease the times of work.

Yo, Marco Ramiro Escobar Tapia, Lic. En ciencias de la educación y profesor de Inglés en el colegio “Técnico Pastocalle”, con cedula de identidad #

CERTIFICO

Que he revisado y ayudado en la traducción del summary de los egresados **IBUJÉS ZAMBONINO WILLIAM FERNANDO** y **MASAPANTA TAIPE DIEGO JAVIER**, con el tema “**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y FUNCIONAMIENTO DE UN PROTOTIPO DE MÁQUINA PROCESADORA DE MATERIAL ORGÁNICO, CON 2HP DE POTENCIA, PARA OBTENER 1TONELADA DE PRODUCCIÓN DIARIA**”.

Los interesados pueden hacer uso de este documento como ha bien tuvieren conveniente.

Atentamente:



Lic. Marco Ramiro Escobar Tapia.

PROF. DE INGLES

CAPÍTULO I

MARCO TEORICO

1.1.- DESARROLLO

Con el desarrollo de este capítulo se analizarán, los fundamentos, procesos y enfoques técnicos de diseño esenciales, que servirán de guía y facilitarán la toma de decisiones en la realización física del prototipo de máquina procesadora de material orgánico motivo de esta investigación.

Además, se pretende establecer un criterio de ingeniería adecuado para evaluar y seleccionar de forma acertada, las mejores alternativas para conseguir que el prototipo mecánico planteado resulte funcional y competitivo tanto en sus tareas de trabajo, como en su costo de mercado.

Toda la información mostrada en este documento ha sido consultada, analizada, procesada y seleccionada en función de las necesidades de diseño conformes a cada uno de los componentes de este prototipo, que a su vez podrán ser aplicadas a procesos similares debido a la generalización de su desarrollo para diferentes aplicaciones dentro de la industria.

1.2.- FUNDAMENTOS DE DISEÑO

1.2.1.- Definiciones De Diseño.

CASTAÑO A. (www.visualsac.com; LIBRO DE DISEÑO DE MÁQUINAS; 27 – 04 – 2009; 10:44): Expone: “El diseño de ingeniería se puede definir como el proceso de aplicar las diversas técnicas y principios científicos con el objeto de definir un dispositivo, un proceso o un sistema con suficiente detalle para permitir su realización”

MICROSOFT ENCARTA 2008: “Diseño industrial, disciplina que trata de la concepción formal de los productos manufacturados. En consecuencia, debe ocuparse del aspecto estético, de su eficiencia funcional y de la adecuación productiva y comercial”.

LOS TESISISTAS; Definen el diseño como una labor creativa, destinada a la creación, y elaboración de productos, formas necesarias y útiles en el desarrollo diario de las actividades de las personas; sin descuidar el aspecto visual, funcional y comercial de los mismos.

1.2.2.- Criterios Generales de Diseño

Para el diseño de elementos mecánicos; se deben tomar en consideración varios factores que determinan la forma, las dimensiones y las características que tendrá dicho objeto, por ello algunas de las consideraciones más usuales y efectivas de diseño son:

- **Resistencia,** debido a que los elementos mecánicos trabajan bajo cargas producidas por tracción, compresión, torsión o cizallamiento, el determinar una resistencia mínima que facilite la selección del material garantizara igualdad o superioridad de la resistencia necesaria.

- **Utilidad**, este aspecto se ve relacionado al campo de aplicación de la máquina y su funcionamiento.
- **Costo inicial de operación y de mantenimiento bajos**, se refiere al valor monetario que será necesario para desarrollar: el diseño, la construcción, la producción y el mantenimiento del prototipo, no deberá ser excesivo y será recuperable en el menor tiempo posible.
- **Forma y tamaño**, se determinan partiendo de las necesidades de producción en cantidad, tiempo y de espacio requerido.
- **Peso**, es el resultado de una selección adecuada de materiales haciendo que el elemento sea ligero para el transporte, pero sólido para desarrollar la producción.
- **Control (mandos mecánicos y eléctricos)**, serán de fácil manipulación por parte del operario.
- **Lubricación**, debido a que los elementos mecánicos trabajan en continuo contacto tienden a producir calor, lo que se puede controlar mediante una película protectora de aceite o grasas que reduzcan el contacto directo entre estos.
- **Mantenimiento**, la máquina será desarrollada de forma que sus elementos sean de fácil reposición, a bajo costo y en poco tiempo; tanto en adquisición y sustitución.
- **Seguridad**, dado a que todo elemento mecánico trabaja sometido a cargas, esfuerzos y una resistencia mínima; se debe emplear un factor de seguridad el cual asegurara la vida útil (confiabilidad) del elemento y la integridad del o los usuarios.
- **Rendimiento**, el rendimiento fija el rango en que la máquina cumple o excede el nivel de producción.
- **Fácil fabricación**, entendiéndose que se seleccionaran los sistemas y métodos más adecuados para desarrollar esta tarea, dando mayor importancia al uso de componentes existentes en el mercado.
- **Fácil operación**, simplificar las actividades al manipular y controlar una máquina, permiten al operario prestar más atención al proceso de trabajo y adelantarse a la siguiente secuencia o acción que realizara la máquina.

- **Conservar la estética**, parte del diseño es presentar un producto útil, eficiente y de apariencia agradable; esto último se debe pensar, sin que esto afecte a la funcionalidad del prototipo.

1.2.3.- Definición y Clasificación De Máquinas

Definición.- MICROSOFT ENCARTA 2008, “El término proviene del latín, machina = máquina, conjunto de aparatos combinados para recibir cierta forma de energía y transformarla en otra más adecuada, o para producir un efecto determinado, dispositivo utilizado en ingeniería para cambiar la magnitud y dirección de aplicación de una fuerza”.

Mecaneso, http://www.iesmarenostrum.com/Departamentos/Tecnologia/mecaneso/mecanica_basica/; 12/06/2009; 14:30, expone: “Una máquina es un conjunto de piezas o elementos móviles y fijos, cuyo funcionamiento posibilita aprovechar, dirigir, regular o transformar energía o realizar un trabajo.”

LOS POSTULANTES expresan, máquina es el conjunto de piezas, elementos fijos y móviles, cuyo funcionamiento simultáneo, permite aprovechar, dirigir, regular o transformar energía para realizar un trabajo, consiguiendo facilitar las labores cotidianas.

Clasificación De Las Maquinas.- La clasificación de las máquinas se puede realizar en base a diversos criterios; pero los más adecuados para realizar una clasificación generalizada son: Por su complejidad, que se puede dividir en máquinas simples y compuestas, que a su vez se pueden clasificar por su movimiento de trabajo, su aplicación y por su fuente de alimentación; dichas clasificaciones no son excluyentes, sino más bien generalizadas, de modo que

para definir un cierto tipo de máquina será necesario hacer referencia a una variedad de diferentes aspectos; el anexo A muestra en forma más detallada la clasificación de las maquinas según lo antes citado.

1.3.- DISEÑO MECÁNICO

1.3.1.- Definiciones.- JOSEPH E. SHIGLEY, (**Diseño En Ingeniería Mecánica; Págs. 4,5; 1990**), dice: “El diseño mecánico es crear objetos y sistemas de naturaleza mecánica: máquinas, aparatos, estructuras, dispositivos e instrumentos”; “Diseñar es formular un plan para satisfacer una demanda humana”.

ROBERT L. MOTT, (Diseño De Elementos De Maquinas; Pág. 7; 2000), pronuncia: “El objetivo final del diseño mecánico es, desde luego, producir un dispositivo de utilidad que sea seguro, eficiente y práctico.

LOS TESISTAS. Manifiestan: El término de diseño mecánico se define como: proyectar, coordinar, seleccionar y organizar un conjunto de elementos fijos o móviles, para producir y crear un elemento útil, que satisfaga necesidades y parámetros determinados, con seguridad, eficiencia y comodidad.

1.3.2.- Definición de Mecánica

RUSSEL C. HIBBELER; (Mecánica Vectorial Para Ingenieros; Pág. 3; 2000), comenta: “La mecánica puede ser definida como la rama de la física que trata acerca del estado de reposo o movimiento de cuerpos que están sometidos a

la acción de fuerzas.- La mecánica del cuerpo rígido se divide en dos áreas: estática y dinámica. La estática trata con el equilibrio de los cuerpos, esto es. Aquellos que están en reposo o se mueven con velocidad constante; mientras que la dinámica trata con el movimiento acelerado de los cuerpos”.

JERRY D. WILSON, (Física; Pág. 32; 1996), expone: “La mecánica se divide por lo general en dos partes: cinemática y dinámica. La cinemática se interesa por la descripción del movimiento de los cuerpos sin considerar qué es lo que causa ese movimiento. La dinámica analiza las causas del movimiento”.

LOS POSTULANTES, Argumentan: La mecánica se divide en estática y dinámica, dichas ramas de la física, ayudan a entender y desarrollar el diseño, construcción y utilización de una gran cantidad de elementos y sistemas, que acoplados constituyen máquinas capaces de satisfacer las demandas del ser humano.

1.3.3.- Dinámica

De acuerdo con varios autores la Dinámica, se divide en; cinemática y cinética del cuerpo rígido y analiza las causas del movimiento y los cambios en este.

1.3.3.1.- Cinemática de un cuerpo rígido.

J. MARTIN, (Cinemática y Estática; Págs. 147; 1997), expone: “La cinemática del sólido rígido estudia el movimiento de los cuerpos cuando se tienen en consideración sus rotaciones. El estado cinemático de un sólido en un instante dado, queda completamente definido conociendo las velocidades y aceleraciones de sus puntos, medidas respecto de una determinada referencia”.

JERRY D. WILSON, (Pág. 32; 1996), manifiesta: “La cinemática se interesa por la descripción del movimiento de los objetos, sin considerar qué es lo que causa ese movimiento”.

LOS TESISISTAS, Pronuncian: La cinemática describe el movimiento de un cuerpo sólido - rígido en el espacio en función del tiempo.

Los principales movimientos que se consideran en mecánica son, el rectilíneo y el circular; a esto se puede acotar algunas variantes que se pueden encontrar dentro de estos:

- **Movimiento uniforme**, cuando se recorre en tiempos iguales distancias iguales.
- **Movimiento variado**, cuando se recorre en tiempos iguales espacios desiguales.
- **Movimiento acelerado**, cuando en tiempos iguales los espacios recorridos son cada vez mayores; es uniformemente acelerado cuando el aumento en el recorrido es constante.
- **Movimiento retardado**, cuando en tiempos iguales los espacios recorridos son cada vez menores, es uniformemente retardado cuando el retraso en el recorrido es constante.

Movimiento rectilíneo.- Se presenta cuando un objeto se traslada en línea recta, matemáticamente se expresa:

$$e = v \times t \qquad \text{Ec.1.1}$$

Donde:

e = Espacio recorrido [m]

v = Velocidad [m/s]

t = Tiempo del recorrido [s]

En caso de que el movimiento presente aceleración con velocidad inicial uniforme es decir, con un valor determinado; se expresa:

$$\mathbf{v} = \mathbf{v}_0 + \mathbf{a} \times \mathbf{t} \qquad \mathbf{Ec.1.2}$$

Donde:

v₀ = Velocidad inicial [m/s]

v = Velocidad [m/s]

a = Aceleración [m/s²]

t = Tiempo del recorrido [s]

Para expresar el movimiento rectilíneo cuando la aceleración con el objeto en reposo es igual a 0; o la retardación tiene una velocidad determinada se tiene:

$$\mathbf{v} = \mathbf{a} \times \mathbf{t} \qquad \mathbf{Ec.1.3}$$

Donde:

v = Velocidad [m/s]

a = Aceleración [m/s²]

t = Tiempo del recorrido [s]

Las relaciones de estas ecuaciones para diferentes casos se muestran en el anexo B.1

Movimiento circular.- Se presenta cuando un objeto se traslada siguiendo una línea curva o una órbita circular, teniendo velocidad y aceleración angular acelerada y retardada; el movimiento circular se desarrolla en dos dimensiones, por lo tanto se puede describir por sus componentes rectangulares; pero conviene analizarlo en términos de las magnitudes angulares; para representar el movimiento circular cuando la aceleración con el objeto en reposo es igual a 0; o la retardación tiene una velocidad determinada se tiene:

$$\omega = a \times t \quad \text{Ec.1.4}$$

Donde:

ω = Velocidad angular [rad/s]

a = Aceleración angular [rad/s²]

t = Tiempo del recorrido [s]

Cuando el movimiento circular presente aceleración o retardación con velocidad angular uniforme con un valor determinado; se representa por:

$$\omega = \omega_0 + a \times t \quad \text{Ec.1.5}$$

Donde:

ω_0 = Velocidad angular inicial de la rueda [rad/s]

ω = Velocidad angular final [rad/s]

a = Aceleración angular [rad/s²]

t = Tiempo del recorrido [s]

Similar al caso del movimiento rectilíneo, las relaciones entre estas funciones para diferentes casos se exponen en el anexo B.2.

1.3.3.2.- *Cinética de un cuerpo rígido.*

La cinética de un cuerpo rígido analiza las causas que producen el movimiento, teniendo entre estas: fuerza, energía y potencia; que se pueden analizar por las leyes mecánicas de Newton que se describen a continuación.

Primera ley de Newton del Movimiento.- La primera ley de Newton o llamada también ley de la inercia resume que un cuerpo permanece en reposo o en movimiento con velocidad constante si a este no se aplica una fuerza que cambie su estado.

$$\Sigma \mathbf{F} = \mathbf{0} \qquad \text{Ec.1.6}$$

Segunda ley de Newton del Movimiento.- La segunda ley de Newton o ley de causa y efecto se presenta cuando al aplicar una fuerza sobre un objeto su aceleración es directamente proporcional a la fuerza aplicada e inversamente proporcional a su masa; además que la dirección de la aceleración es la de la fuerza aplicada; teniendo.

$$\Sigma \mathbf{F} = \mathbf{m} \times \mathbf{a} \qquad \text{Ec.1.7}$$

Donde:

F = Fuerza [N]

m = masa [Kg]

a = aceleración [m/s^2]

Tercera ley de Newton del Movimiento.- Llamada también de acción y reacción resume que para toda fuerza o acción aplicada existe una fuerza igual y opuesta llamada también reacción.

Además de lo ya mencionado las relaciones entre trabajo, energía y potencia facilitarán la comprensión y análisis del movimiento.

Trabajo.- Mecánicamente descrito se refiere al movimiento de un objeto a través de una distancia, teniendo para esto la ecuación:

$$\mathbf{W} = \mathbf{F} \times \mathbf{d} \qquad \text{Ec.1.8}$$

Donde:

W = Trabajo [J]

F = Fuerza [N]

d = Distancia [m]

Energía.- La energía hace referencia a una magnitud poseída por objetos y sistemas, esta energía almacenada puede ser cinética o potencial; esta energía esta estrechamente relacionada con el trabajo y matemáticamente se define como:

$$\mathbf{E} = \frac{1}{2} \mathbf{m} \times \mathbf{v}^2 \qquad \text{Ec.1.9}$$

Donde:

E = Energía cinética [J]

m = Masa [kg]

v = Velocidad [m/s]

No obstante un cuerpo puede poseer energía potencial o almacenada cuando se ha realizado un trabajo sobre el; ya sea: comprimir un resorte o levantar un objeto lo que normalmente se denomina energía potencial gravitacional; pudiendo determinarla por:

$$U = m \times g \times h \quad \text{Ec.1.10}$$

Donde:

U = Energía potencial [J]

m = Masa [kg]

g = Gravedad [m/s^2]

h = Altura [m]

Potencia.- La potencia se resume como la rapidez con la que se puede desarrollar un trabajo; es decir que la potencia es una relación entre trabajo y tiempo; entonces la definición matemática de potencia viene dada por:

$$P = \frac{W}{t} \quad \text{Ec.1.11}$$

Donde:

P = Potencia [W]

W = Trabajo [J]

t = Tiempo [s]

Luego de revisar los aspectos básicos de la cinética se analizará en base a estos el trabajo rotacional y la relación que este tiene con la energía cinética debido al movimiento circular.

Trabajo Rotacional y Energía Cinética.- El desarrollo del trabajo rotacional es similar a su análogo lineal; entonces; si el trabajo lineal es igual a fuerza por distancia para una fuerza que actúa sobre una longitud dada de arco, tenemos una fuerza por longitud de arco donde este último es igual al radio por el ángulo θ y esto es igual al momento por el ángulo θ ; teniendo para el trabajo rotacional la siguiente ecuación:

$$W = T \times \theta \quad \text{Ec.1.12}$$

Donde:

W = Trabajo rotacional [N-m]

T = Momento [m-N]

θ = Desplazamiento angular [rad]

De este trabajo rotacional se podrá obtener la relación para determinar la potencia rotacional; esta expresión vendrá dada por:

$$P = \frac{W}{t} = T \times \left(\frac{\theta}{t}\right) = T \times \omega \quad \text{Ec.1.13}$$

Donde:

W = Trabajo rotacional [N-m]

T = Momento[m-N]

θ = Desplazamiento angular [rad]

t = Tiempo [s]

ω = Velocidad angular [rad]

Relación Entre Trabajo y Energía Cinética Rotacional

JERRY D. WILSON, (Pág. 273), explica;” La relación entre trabajo rotacional y energía cinética rotacional se puede obtener, partiendo de la ecuación para el trabajo rotacional”; pero antes; sabiendo que el torque o momento es el análogo rotacional de la fuerza en el movimiento lineal y un torque neto produce un movimiento rotacional, al aplicar esto a una partícula de masa m la magnitud del torque sobre esta partícula es:

$$\mathbf{T} = \mathbf{r} \times \mathbf{F} = \mathbf{m} \times \mathbf{r}^2 \times \boldsymbol{\alpha} \quad \text{Ec.1.14}$$

Donde:

\mathbf{T} = Momento [m-N]

\mathbf{r} = Radio [m]

\mathbf{F} = Fuerza [N]

\mathbf{m} = Masa [Kg]

$\boldsymbol{\alpha}$ = Aceleración angular [Rad/s²]

Y conociendo que para un cuerpo rígido las masas y distancias del eje de rotación son constantes se tiene que el valor del producto entre estas se llama momento de inercia, de donde se tendrá:

$$\mathbf{I} = \mathbf{m} \times \mathbf{r}^2 \quad \text{Ec.1.15}$$

Donde:

\mathbf{I} = Momento de inercia [m-N]

\mathbf{m} = masa [Kg]

\mathbf{r} = Radio [m]

Finalmente se tendrá que la relación entre trabajo y energía cinética rotacional será:

$$\mathbf{W} = \mathbf{T} \times \theta = \mathbf{I} \times \alpha \times \theta \quad \text{Ec.1.16}$$

Donde:

\mathbf{W} = Trabajo rotacional [N-m]

\mathbf{I} = Momento de inercia [m-N]

\mathbf{T} = Momento[m-N]

α = Aceleración angular [Rad/s²]

Para una aceleración angular constante se tiene;

$$\omega^2 = \omega_0^2 + 2 \alpha \theta \quad \text{Ec.1.17}$$

Donde:

ω = Velocidad angular final [rad/s]

ω_0 = Velocidad angular inicial [rad/s]

De donde la expresión matemática de relación entre trabajo rotacional y energía cinética rotacional será:

$$\mathbf{W} = \frac{1}{2} \mathbf{I} \times \omega^2 - \frac{1}{2} \mathbf{I} \times \omega_0^2 = \mathbf{Ec} - \mathbf{Ec}_0 = \Delta \mathbf{Ec} = \frac{1}{2} \mathbf{I} \times \omega^2 \quad \text{Ec.1.18}$$

Donde:

\mathbf{W} = Trabajo rotacional [N-m]

\mathbf{I} = Momento de inercia [m-N]

ω = Velocidad angular final [rad/s]

ω_0 = Velocidad angular inicial [rad/s]

E_c = Energía cinética final

E_{c_0} = Energía cinética inicial

1.3.4.- *Estática*

Definiciones

J. MARTÍN, (Pág. 209), manifiesta; “La estática es la parte de la mecánica que estudia las leyes de composición de las fuerzas y las condiciones de equilibrio de los cuerpos materiales.- El concepto de equilibrio de un cuerpo está siempre referido con respecto a una referencia la cual se considera fija en el espacio”.

JOSEPH E. SHIGLEY, (Pág. 37), pronuncia, Equilibrio; “La ley de movimiento de partículas indica que cualquier fuerza ejercida sobre una partícula de masa producirá una aceleración de la partícula. Si suponemos que todos los elementos que se estudiarán no presentan movimiento o, cuando menos, tienen una velocidad constante, entonces toda partícula tiene aceleración nula o cero. El término equilibrio estático se utiliza también para indicar que la partícula está en reposo”.

LOS TESISTAS, Consideran que; la Estática permite conocer las leyes que permiten componer y descomponer los sistemas de fuerzas aplicadas a un objeto sólido mientras que el Equilibrio se presenta cuando un objeto permanece nivelado o estable, evitando de esta manera la presencia de movimiento o variación en su aceleración.

1.3.4.1.- *Fuerzas y Momentos de Giro*

Componentes de una fuerza.- Una fuerza queda especificada si se conoce su punto de aplicación, cuando dos fuerzas actúan sobre este punto, la dirección, sentido y módulo de la resultante se determina con la regla del paralelogramo, Gráfico N°1.

Momento de giro o Torque.- La aplicación de una fuerza perpendicular a una determinada distancia de una línea de acción en un eje produce un cambio de movimiento y velocidad, a esto se le denomina momento de giro; cuando esta fuerza se aplica al centro de un eje no se tendrá cambio de movimiento o el momento será cero, además si existen varias fuerzas con magnitudes y distancias variables, el resultado será la suma de todos los momentos encontrados, se muestra en el Gráfico N°2:

Para su análisis matemático tenemos las siguientes expresiones:

$$T = F_1 \times C_1 + F_2 \times C_2 + F_3 \times C_3 \quad \text{Ec.1.19}$$

Donde:

T = Momento de giro o torque [m-N].

F = Fuerza [N].

C = Distancia o Brazo de palanca [m].

GRAFICO N°1

DESCOMPOSICIÓN DE FUERZAS - REGLA DEL PARALELOGRAMO

J. MARTÍN CINEMÁTICA Y ESTÁTICA.

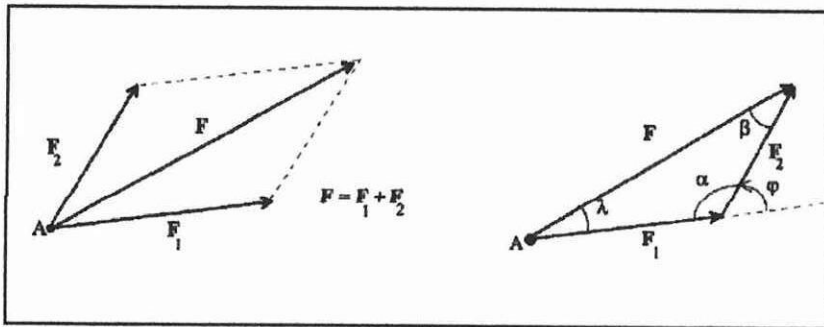
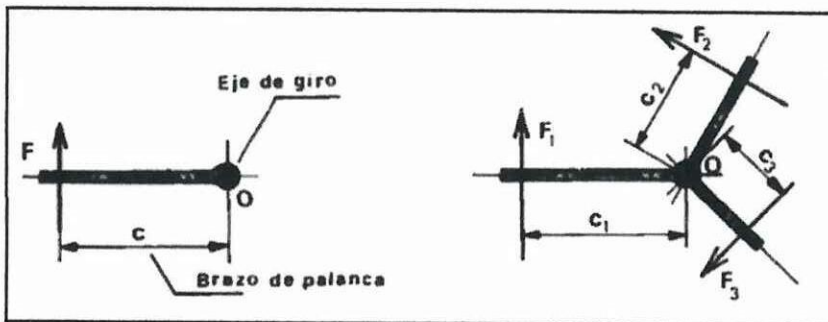


GRAFICO N°2

TORQUE O MOMENTO DE GIRO

NICOLÁS LARBURU, MÁQUINAS PRONTUARIO



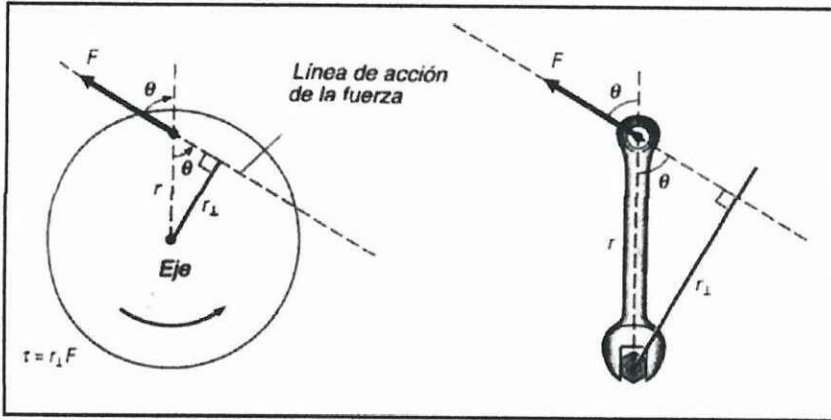
Momento de giro y Equilibrio.- El movimiento rotacional está presente en casi todas las actividades diarias tanto en el funcionamiento humano, el hogar o la industria; esto último hace que todas esas actividades presenten condiciones de equilibrio, por ejemplo:

Existen objetos que necesitan tener un movimiento como los neumáticos de un vehículo para cumplir su función y otros como un puente que contrario a los neumáticos necesita mantenerse fijo a soportes que compensen las cargas que se le aplican en cualquier parte de su longitud evitando que gire una aplicación se ve en el Gráfico N°3.

GRAFICO N°3

TORQUE O MOMENTO DE GIRO PARA UN EJE

JERRY D. WILSON; FÍSICA



Para un eje donde la fuerza se aplica en un punto cualquiera tenemos:

$$\mathbf{T} = \mathbf{r} \times \mathbf{F} = r \times F \text{ sen}\theta \quad \text{Ec.1.20}$$

Donde:

T = Momento de giro o torque [m-N]

F = Fuerza [N]

r = Distancia o Brazo de palanca [m]

θ = Ángulo entre el vector r y la fuerza F

Equilibrio.- De manera general, equilibrio significa que las cosas están niveladas o estables donde los momentos producen la condición que llamamos equilibrio traslacional y los momentos no equilibrados producen movimiento; es decir, que el equilibrio se consigue al nivelar las fuerzas y los momentos que actúan sobre un objeto o sistema, matemáticamente la condición para el equilibrio traslacional de un sistema se tiene:

$$\Sigma F_i = F_1 + F_2 + F_3 + \dots = 0 \quad \text{Ec.1.21}$$

Donde:

ΣF_i = Sumatoria de todas las fuerzas que actúan sobre un cuerpo o sistema (Condición de equilibrio traslacional).

Mientras que la condición de equilibrio rotacional de un cuerpo o sistema se representa por:

$$\Sigma T = 0 \qquad \text{Ec.1.22}$$

Donde:

ΣT = Sumatoria de momentos

De esto se tiene el equilibrio mecánico cuando se satisfacen las condiciones tanto de equilibrio traslacional como rotacional.

Par de fuerzas.- Se denomina par de fuerzas al sistema formado por dos fuerzas del mismo módulo con sentidos opuestos en rectas paralelas; Gráfico N°4.

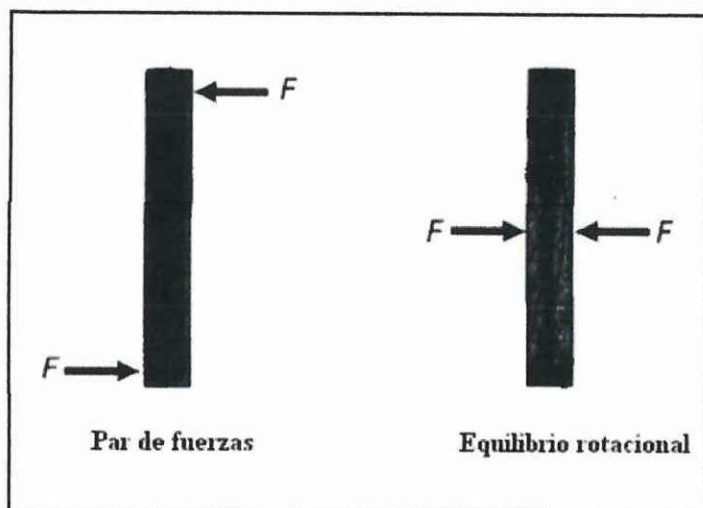
1.4.- DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS MECANICOS

En la fabricación de elementos mecánicos influyen varios factores como; el grado de oposición que tiene el material a ser mecanizado, el tiempo de trabajo, la cantidad de producción, los esfuerzos a vencer, entre otros; todas estas variables hacen que los mecanismos que se deban emplear presenten ciertas características que garanticen el desarrollo del trabajo sin contratiempos y de manera continua, por estas razones la presente sección hará referencia de los métodos de ingeniería más adecuados para diseñar y seleccionar de manera adecuada los elementos necesarios para la conformación de cualquier tipo de maquinaria.

GRAFICO N°4

PAR DE FUERZAS Y EQUILIBRIO ROTACIONAL

JERRY D. WILSON; FÍSICA



1.4.1.- Ecuaciones Básicas Aplicadas en Ingeniería.

A continuación se muestran varias ecuaciones de gran utilidad usadas en el campo de la ingeniería tanto para el cálculo de áreas, secciones y volúmenes de polígonos y sólidos geométricos, como para la determinación de su masa en función de la densidad del material utilizado en su construcción:

Área de Polígonos.- Los polígonos determinan las formas básicas de cualquier elemento mecánico que se desee construir; calcular adecuadamente el área de estas formas permite establecer de manera precisa la cantidad y costo del material que será necesario al construir un elemento mecánico; por lo general las formas básicas de cualquier elemento son:

Triángulo: $A = \frac{b \times h}{2}$ **Ec.1.23**

Cuadrado: $A = l^2$ **Ec.1.24**

Paralelogramo: $A = b \times h$ **Ec.1.25**

Circulo: $A = \pi \times r^2$ **Ec.1.26**

Corona circular: $A = \pi(R^2 - r^2)$ **Ec.1.27**

Donde:

$A = \text{Área [m}^2\text{]}.$

$b = \text{Base [m]}.$

$h = \text{Altura [m]}.$

$l = \text{Lado [m]}.$

$R = \text{Radio mayor [m]}.$

$r = \text{Radio menor [m]}.$

Volumen de cuerpos sólidos.- Los cuerpos sólidos representan de forma real cualquier elemento sea mecánico o no; el valor de volumen de estos facilitara hallar valores de su masa y peso al relacionarlos con la densidad que presente el material con el que serán elaborados, los cuerpos sólidos de mayor uso se muestran a continuación:

Pirámide: $V = \frac{h}{3} \times b$ **Ec.1.28**

Cubo: $V = l^3$ **Ec.1.29**

Prisma recto: $V = a \times b \times h$ **Ec.1.30**

Cilindro: $V = \pi \times h \times R^2$ **Ec.1.31**

Cilindro hueco: $V = \pi \times h(R^2 - r^2)$ **Ec.1.32**

Donde:

V = Volumen [m^3].

b = Base [m].

h = Altura [m].

l = Lado [m].

R = Radio mayor [m].

r = Radio menor [m].

a = Espesor [m]

Densidad.- La densidad o masa específica de un cuerpo se define como la relación entre la masa de un cuerpo y su volumen específico, esto se resume en la ecuación:

$$\delta = \frac{m}{V} \qquad \text{Ec.1.33}$$

Donde:

δ = Densidad $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$.

m = Masa [Kg].

V = Volumen [m^3].

En el anexo C se muestra una tabla con algunos valores referentes a densidades de varias sustancias.

1.4.2.- *Análisis de Tensiones*

ROBERT L. MOTT, P.E. (Pág. 61), manifiesta: “Todo enfoque de diseño que se presenta pretende asegurar que el nivel de tensión no rebase el punto de deformación en materiales dúctiles, lo cual asegura, de manera automática, que la parte no se fracturará bajo la acción de un a carga estática”.

JOSEPH E. SHIGLEY, CHARLES R. MISCHKE (Pág. 27), dice: “Uno de los primeros problemas que enfrenta el ingeniero diseñador es tener la certeza de que la resistencia de la parte que se diseño siempre sea mayor que el esfuerzo atribuido a cualquier carga que se le pueda aplicar”.

Tensiones Directas.- Existen dos tipos de tensiones normales; por tracción son positivas y por compresión son negativas; la magnitud de la tensión que genera una carga distribuida de manera uniforme a lo largo de la sección transversal de la pieza; se puede calcular por:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ec.1.34}$$

Donde:

$$\sigma = \text{Tensión} \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$$

$$F = \text{Fuerza} [\text{N}]$$

$$A = \text{Área} [\text{m}^2]$$

Tensión por Esfuerzo de Corte Directo.- Esta tensión se genera cuando la fuerza que se aplica tiende a cortar a través de la pieza; como cuando un perno es sometido a cortante sobre su sección, ya que se supone que hay una distribución de esfuerzo uniforme se tendrá:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \text{Ec.1.35}$$

Donde:

$$\tau = \text{Tensión} \left[\frac{N}{m^2} \right].$$

$$F = \text{Fuerza} [N].$$

$$A = \text{Área} [m^2].$$

Tensión de Esfuerzo de Corte por Torsión.- Cuando una pieza circular maciza se somete a la acción de un torque, la superficie exterior experimenta la mayor tensión de esfuerzo de corte por torsión; esto se puede determinar por medio de:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{T \times c}{J} \quad \text{Ec.1.36}$$

Donde:

$$\tau_{\text{máx}} = \text{Tensión} \left[\frac{N}{m^2} \right].$$

$$T = \text{Torque.}$$

$$c = \text{Radio de la flecha o eje.}$$

$$J = \text{Momento de inercia polar.}$$

Tensión por Flexión en Piezas de Secciones no Circulares.- Debido a que el comportamiento de piezas no circulares sometidas a torsión es totalmente distinto al de las piezas circulares se deberán emplear formulas diferentes para hallar estos valores, como en el caso de la tensión por esfuerzo de corte vertical y debida a que puede resultar difícil manejar la resolución de problemas concernientes al cálculo de estas tensiones por tener que evaluar el momento estático de las secciones y dado que en la mayoría de los casos se generaliza el uso de secciones

rectangulares, circulares y en forma de I se podrán aplicar las siguientes ecuaciones respectivamente:

$$\text{Para una sección rectangular} \quad \tau_{\text{máx}} = \frac{3V}{2A} \quad \text{Ec.1.37}$$

$$\text{Para una sección circular} \quad \tau_{\text{máx}} = \frac{4V}{3A} \quad \text{Ec.1.38}$$

$$\text{Para una sección en forma de I} \quad \tau_{\text{máx}} = \frac{V}{t \times h} \quad \text{Ec.1.39}$$

Donde:

$$\tau_{\text{máx}} = \text{Tensión} \left[\frac{N}{m^2} \right].$$

V = Valor de la carga máxima que soporta la sección [N].

A = Área de la sección [m²].

t = Espesor del alma en secciones de forma de I [m].

h = Altura del alma en secciones de forma de I [m].

Concentración de tensiones.- Debido a que es casi imposible diseñar elementos mecánicos sin someterlos a algún tipo de cambio geométrico o de sección y ya que en estas variaciones se producen la mayor concentración de tensiones las ecuaciones básicas para hallar los valores de tensión por compresión y tracción no son suficientes y se debe recurrir al uso de un factor de concentración para relacionar el esfuerzo máximo real en la discontinuidad con el esfuerzo nominal; estos factores se tienen por:

$$K_t = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{\sigma_0} \quad \text{Ec.1.40}$$

$$K_{ts} = \frac{\tau_{\text{máx}}}{\tau_0} \quad \text{Ec.1.41}$$

Donde:

$\tau_{\text{máx}}$ = Tensión máxima por cortante $\left[\frac{N}{m^2}\right]$.

$\sigma_{\text{máx}}$ = Tensión máxima normal $\left[\frac{N}{m^2}\right]$.

τ_0 = Tensión nominal por cortante $\left[\frac{N}{m^2}\right]$.

σ_0 = Tensión nominal normal $\left[\frac{N}{m^2}\right]$.

K_t = Factor de concentración para esfuerzos normales.

K_{ts} = Factor de concentración para esfuerzos por cortante.

Reducción de Resistencia y Sensibilidad Debida a Ranuras.- En los elementos ranurados se experimenta un debilitamiento del material por lo que se debe determinar un factor de reducción de la resistencia a la fatiga que por lo general se encuentra combinado con el factor de concentración de tensión normal y un factor correspondiente al material nominado de sensibilidad debida a ranuras; entonces conocido este ultimo el factor de reducción de resistencia se puede definir por:

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad \text{Ec.1.42}$$

Donde:

K_f = Factor de reducción de resistencia.

K_t = Factor de concentración de tensión.

q = Factor de sensibilidad debido a ranuras.

Teorías de Fallas de un Material.- Cuando se ejerce un tipo de fuerza sobre un elemento mecánico, y esto genere un estado de esfuerzo uniaxial, se pueden comparar directamente el esfuerzo y la resistencia para poder determinar un grado de seguridad o una futura falla del material, las teorías de falla son:

- Teoría del esfuerzo normal máximo.
- Teoría de la deformación normal máxima.
- Teoría del esfuerzo cortante máximo.
- Teorías de energías de deformación.

Donde la teoría del esfuerzo cortante máximo es la más aplicada en el diseño mecánico; **JOSEPH E. SHIGLEY, CHARLES R. MISCHKE (Pág. 272)**, dice: “La teoría del esfuerzo cortante máximo afirma que se inicia la fluencia siempre que en cualquier elemento el esfuerzo cortante máximo se vuelva igual al esfuerzo cortante máximo en una probeta a tensión, cuando ese espécimen empieza a ceder”; esta teoría anticipa que la fluencia ocurrirá siempre que:

$$\tau_{\text{máx}} \geq \frac{S_y}{2n} \quad \text{Ec.1.43}$$

Donde:

$\tau_{\text{máx}}$ = Tensión de corte.

S_y = Resistencia al punto de fluencia.

n = Factor de seguridad.

Mientras que la resistencia de fluencia en cortante o relación de fatiga estará dada por la ecuación:

$$s_{sy} \text{ o } S'n \geq 0.50 \times S_y = 0.5(0.7 \times S_{ut}) \quad \text{Ec.1.44}$$

Donde:

$s_{sy} \text{ o } S'n$ = Resistencia de fluencia en cortante.

S_y = Resistencia al punto de fluencia.

S_{ut} = Resistencia última al punto de fluencia.

1.4.3.- *Diseño de Ejes*

JOSEPH E. SHIGLEY, CHARLES R. MISCHKE (Pág. 788), dice: “Un eje móvil (o simplemente eje) es un elemento rotatorio generalmente de sección transversal circular (una barra eje), cuya función es transmitir movimiento y potencia. Constituye el elemento de rotación y oscilación de dispositivos como engranes, poleas, volantes, manivelas, ruedas, catarinas entre otros, y dirige la configuración geométrica de su movimiento. Un eje fijo es un elemento no giratorio o estático que no transmite movimiento y se utiliza sólo para sostener piezas rotatorias como ruedas, poleas, rodillos y otros elementos”.

ROBERT L. MOTT, P.E. (Pág. 283), pronuncia: “Una flecha o eje es el componente de los dispositivos mecánicos que transmite energía rotacional y potencia. Es parte integral de dispositivos o artefactos como reductores de velocidad tipo engrane, impulsores de banda o cadena, transportadores, bombas, ventiladores, agitadores y muchos tipos de equipo para automatización.

LOS TESISTAS Indican; Un eje es el componente mecánico que transmite energía rotacional y potencia durante el proceso de trabajo, a una velocidad de giro determinada, constituye el soporte de componentes como engranajes, poleas o ruedas dentadas para cadena tanto móviles como fijos que producen sobre el eje momentos de flexión por esfuerzo de corte que se deben analizar para la prevención de fallas.

Los factores más importantes a considerar para el diseño de ejes son:

- Determinar la velocidad de giro.
- Calcular la potencia o torque a transmitir.
- Determinar que elementos estarán montados en el eje y su ubicación.
- Determinar el lugar adecuado de los cojinetes que soportarán al eje.

- Definir la forma del eje y como transmitirá la potencia.
- Calcular las fuerzas radiales y axiales.
- Analizar los puntos críticos del eje como los cambios de diámetro, y puntos de concentración de tensión.
- Especificar las dimensiones finales de cada sección del eje.
- Selección del material con que se va a fabricar el eje.

El diseño de la forma y dimensiones de un eje o flecha se desarrolla luego de analizar por lo menos en forma parcial todos los elementos que se fijarán sobre este; sin embargo todos estos elementos producen sobre el eje condiciones que generan esfuerzo o tensión.

1.4.3.1.- Fuerzas Producidas Por Elementos Mecánicos

Deflexiones en el Eje.- Por ser un eje el soporte de casi todos los elementos mecánicos implicados en la transmisión de movimiento y potencia, estos ejercen fuerzas que producen momentos de flexión, mismos que se tomarán en cuenta para el diseño del eje que será útil a los requerimientos del diseñador y del fabricante.

Un elemento mecánico sea en este caso un eje, se considera rígido cuando no se deforma, flexiona o tuerce demasiado al aplicarle una carga exterior; mientras que si el desplazamiento debido a la carga es grande se dice que el elemento es flexible; para determinar el valor de deformación debida a la flexión que este sufre por la acción de cargas externas se utilizan de forma más común las ecuaciones referidas a la aplicación de cargas intermedias y en el centro sobre apoyos simples; siendo estas:

Cargas intermedias sobre apoyos simples.- En el caso de cargas intermedias para determinar las reacciones sobre los apoyos se utiliza la ecuación **Ec.1.21**; además que para determinar los momentos que producen estas fuerzas se usará la ecuación **Ec.1.19**; debido a que se deberá generar una fuerza que equilibre el sistema y esta será aplicada en los apoyos.

Luego para determinar el gráfico de cortante y de momento, que mostrará el lugar más expuesto a la carga crítica se hará referencia a los valores obtenidos de cada uno de los momentos que produzcan las fuerzas aplicadas.

Cargas en el centro sobre apoyos simples.- En este caso para hallar el valor de las reacciones sobre los apoyos se puede utilizar la ecuación:

$$RA = RB = \frac{W}{2} \quad \text{Ec.1.45}$$

Donde:

RA = Reacción sobre el apoyo a.

RB = Reacción sobre el apoyo b.

W = Carga aplicada

Luego para hallar el momento que producen estas cargas se deberá utilizar la siguiente expresión:

$$M = \frac{W}{2} (L - X) \quad \text{Ec.1.46}$$

Donde:

M = Momento.

L = Longitud donde se aplica la carga.

W = Carga aplicada.

X = Distancia media donde se ubica la carga.

Luego para hallar los valores que se usarán para trazar el diagrama de cortante se resolverá la ecuación:

$$V = \frac{W}{2} - X \quad \text{Ec.1.47}$$

Donde:

V = Cortante.

W = Carga aplicada.

X = Distancia media donde se ubica la carga.

Más casos de deflexión en vigas se muestran en el anexo D.

Concentración de Tensiones en el Eje.- La concentración de tensiones sobre el eje se presenta en todos los cambios que se realicen sobre la forma geométrica de este, entendiéndose por cambios, el fabricar chaveteros, chaflanes, ranuras para anillos de sujeción, entre otros que puedan causar una disminución de la resistencia del eje, para esto se deben tener presentes valores preliminares de diseño que faciliten la determinación de un valor adecuado para que el diseño sea seguro estos valores se podrán determinar según lo expuesto en la sección de análisis de tensiones.

Tensiones en el Eje que Generan Fatiga.- Son cargas que se aplican de manera transversal al eje, las condiciones para fabricar y operar el eje se tomarán en cuenta cuando se especifique la tensión de diseño, para esto se puede utilizar un valor de límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico; para hallar este valor se deberá hacer uso de factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga; teniendo:

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times S'_n \quad \text{Ec.1.48}$$

Para lo cual se podrá determinar cada uno de estos factores como sigue:

Factor de superficie.- Se determina por:

$$k_a = a \times S_{ut}^b \quad \text{Ec.1.49}$$

Donde:

a = Factor por acabado superficial cuyo valor se ve en el anexo E.

S_{ut} = Carga aplicada.

b = Exponente cuyo valor es mostrado en el anexo E.

Factor de tamaño.- Determinado por:

$$k_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.1133} [\text{plg}] \quad \text{Ec.1.50}$$

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} [\text{mm}] \quad \text{Ec.1.51}$$

Donde:

d = Diámetro en pulgadas o milímetros según corresponda.

Factor de carga.- Que será igual a:

$$k_c = 0.923 \text{ o } 1 \quad \text{Carga axial} \quad \text{Ec.1.52}$$

$$k_c = 1 \quad \text{Para flexión} \quad \text{Ec.1.53}$$

$$k_c = 0.577 \quad \text{Torsión y cortante} \quad \text{Ec.1.54}$$

Factor de temperatura.- Se determina por:

$$k_d = \frac{S_t}{S_{rt}} \quad \text{Ec.1.55}$$

Aunque se puede hacer uso de la tabla efecto de la temperatura de operación del anexo E.

Factor de efectos diversos.- Que por lo general se determina por:

$$k_e = \frac{1}{K_f} \quad \text{Ec.1.56}$$

Donde:

Kf = Factor de concentración de esfuerzos por fatiga.

Factor de concentración de esfuerzos por fatiga.- Este valor se determina debido a los esfuerzos que se producen por la presencia de muescas en el elemento, se determina por la ecuación **Ec.1.42**:

Relación de fatiga.- Como la mostrada en la ecuación Ec.1.44

Factor de diseño: Es un valor muy importante a considerar, por ser utilizado para obtener un resultado adecuado en las primeras aproximaciones de los resultados obtenidos de los cálculos desarrollados.

ROBERT L. MOTT, P.E. (Págs. 154 - 298), pronuncia: “Bajo condiciones industriales típicas se sugiere el factor de diseño de $N = 3$. Si la aplicación es en extremo suave, tal vez se justifique un valor tan bajo como $N = 2$. Bajo condiciones de choque o impacto debe emplearse $N = 4$ o más alto y se recomienda llevar a cabo pruebas exhaustivas”.

1.4.3.2.- Selección del Diámetro del Eje cuando trabaja en Flexión y Torsión

Un eje en Flexión y Torsión es aquel que soporta cargas verticales en una o varias partes de su longitud producidas por engranajes, poleas o volantes y la carga de torsión que genera la transmisión de potencia.

Para esto y haciendo uso de los factores antes mencionados se deberá hacer uso de una teoría de falla para relacionar estos valores y determinar el diámetro del eje.

Teoría de Falla del Esfuerzo Cortante Máximo.- Una teoría de falla ayudará para expresar el esfuerzo en términos de las cargas, de las dimensiones de eje y de un esfuerzo admisible según la resistencia del material y el factor de seguridad; la teoría más aplicada es la del esfuerzo cortante máximo, donde; si tanto los esfuerzos de flexión como de torsión tienen componentes estables y variables la teoría del esfuerzo cortante máximo conduce a las ecuaciones:

Para carga estática $d = \left[\frac{32n}{\pi S_y} (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$ Ec.1.57

Para corrección de valores con carga variable

$$d = \left[\frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{K_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 \right] + \left[\left(\frac{T_{max}}{S_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$
 Ec.1.58

Donde:

d = diámetro.

n = Factor de seguridad.

K_f = Factor de concentración del esfuerzo en la fatiga.

S_y = Resistencia al punto de fluencia.

S_{ut} = Resistencia última.

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

M_a = Momento máximo.

$T_{máx}$ = Momento torsor máximo.

M = Momento.

T = Momento torsor.

Una vez determinadas las características de resistencia y el diámetro del eje es necesario poder seleccionar de manera adecuada el tipo de cojinetes que se emplearán para el soporte del eje y sus elementos; para esto, la siguiente sección hará referencia de cómo realizar esta selección y bajo qué circunstancias.

1.4.4.- Selección de Rodamientos

MARKS. (Manual Del Ingeniero Mecánico; Pág. 8 – 143), manifiesta: “Los cojinetes de contacto por rodadura (rodamientos) se diseñan para soportar y ubicar los árboles o piezas rotatorias de las máquinas. Transfieren las cargas entre los elementos rotatorios y los estacionarios y permiten la rotación relativamente libre con un mínimo de fricción.”

N. LARBURU. (Maquinas Prontuario; Pág. 293; 2003), expone: “Los cojinetes de rodamientos pueden ser radiales o axiales; se componen de elementos de rodadura que son aros o arandelas provistos de una o más superficies de rodadura que sirven para que los cuerpos rodantes, que son bolas y rodillos de varios tipos, se deslicen sobre aquellas superficies sin rozamiento aparente”.

LOS POSTULANTES Pronuncian: Un rodamiento es un elemento capaz de soportar cargas radiales, axiales o combinadas producto de la transmisión de potencia sobre un eje por elementos en rotación, dotando al eje de una libertad de movimiento con un grado mínimo de fricción.

Los cojinetes de contacto por rodadura o rodamientos constan de bolas o rodillos como elementos rodantes, ubicados entre un anillo exterior y otro interior, utilizan jaulas o separadores para evitar el contacto y la fricción entre los elementos rodantes; estas partes se pueden observar en el Gráfico N°5.

1.4.4.1.- Clasificación de Rodamientos

Los variados procesos y trabajos en donde los rodamientos son requeridos permiten clasificarlos de la manera que sigue:

- Cojinetes radiales.
- Cojinetes axiales.

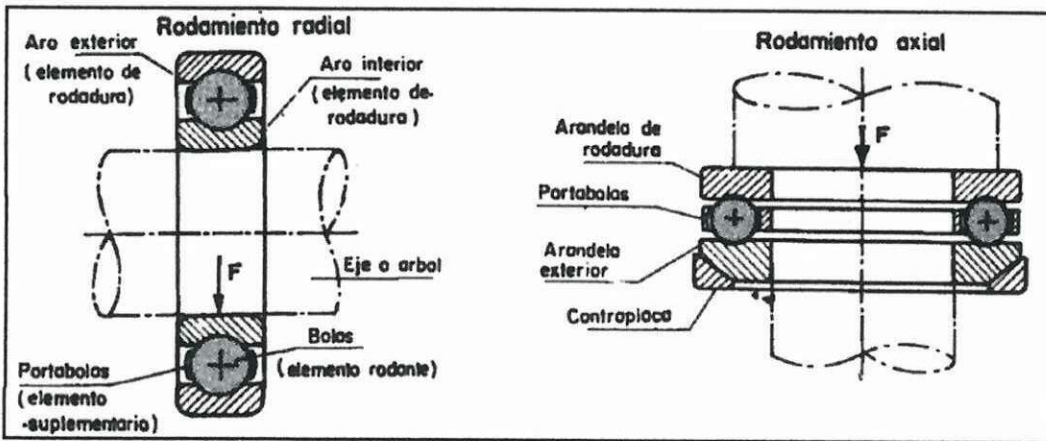
Cojinetes Radiales: Utilizados para cargas radiales y axiales, un ejemplo son:

- **Rodamientos a bolas con rótula, con agujeros cilíndricos,** soportan cargas radiales y facilitan la alineación de los árboles.
- **Rodamientos a bolas rígidos; camino de rodadura profundo,** soportan cargas radiales y axiales.

GRÁFICO N°5

TIPOS DE COJINETES DE RODAMIENTO

NICOLÁS LARBURU, MÁQUINAS PRONTUARIO



Cojinetes Axiales: Estos cojinetes son utilizados únicamente con cargas axiales, los más usados son:

- **Rodamientos axiales de simple efecto,** soportan cargas axiales en un solo sentido, está compuesto por dos elementos de rodadura.

- **Rodamientos axiales de doble efecto**, soportan cargas axiales en los dos sentidos, estos tienen tres elementos de rodadura.

1.4.4.2.- *Procedimiento de Selección de Rodamientos*

MARKS. (Pág. 8 - 145), hace la siguiente referencia sobre la selección de rodamientos: “La selección del tipo de cojinete de elementos rodantes depende de muchos factores, como la carga, velocidad, sensibilidad al desalineamiento, limitaciones de espacio y necesidad de la ubicación precisa del eje. Sin embargo, para determinar si se debe seleccionar un cojinete de bolas o de rodillos, se aplican las siguientes reglas generales”:

- Los cojinetes de bolas funcionan en contacto puntual teórico, por tanto se desempeñan favorablemente con velocidades elevadas y cargas reducidas.
- Los cojinetes de rodillos son más costosos, funcionan en contacto lineal y por esto soportan cargas más fuertes además de las de choque; estos se ven limitados en la velocidad.

Dimensionamiento.- El dimensionamiento de rodamientos se realiza en base a dos solicitaciones; para carga estática y solicitación para carga dinámica, de esto último se tiene que, por ser la solicitación para carga dinámica la más utilizada en diseño mecánico se deberá hacer uso de un método de cálculo normalizado (DIN/ISO281) que parta del análisis de fatiga del material para obtener los valores preliminares de carga, factor de esfuerzos, factor de velocidad entre otros que facilitarán la selección adecuada del o los rodamientos que se deban utilizar.

Para esto se puede hacer uso de la fórmula reducida de vida:

$$f_l = \frac{c}{p} f_n \quad \text{Ec.1.59}$$

Donde:

C = Capacidad de carga dinámica; puede ser deducida o dada por el fabricante.

f_L = Factor de esfuerzos dinámicos; puede ser deducido o dado por el fabricante.

f_n = Factor de velocidad de giro; dada por el fabricante

P = Carga dinámica equivalente

Determinación del Tiempo de Vida del Rodamiento.- Luego del resultado obtenido al aplicar la anterior fórmula se podrá determinar el tiempo de vida en horas que tendrá el rodamiento; usualmente la relación de estos valores se muestra en los catálogos de selección de rodamientos, según estudios realizados por cada uno de los fabricantes independientemente de la marca elegida; varios de los valores para factores de esfuerzo, tiempo de vida en horas y velocidad de trabajo mencionados se muestran en el anexo F y han sido tomados del CATALOGO WL 41 520/3 SB DE RODAMIENTOS FAC.

Además se puede relacionar el tiempo de vida dado por el fabricante con un estimado de horas de trabajo por un determinado tiempo de trabajo diario, para hallar el valor de vida en años que los elementos pudiesen tener en condiciones de montaje y mantenimiento adecuado; para esto se tiene la relación:

$$VA = \frac{Lh}{Hd \cdot 365} \quad \text{Ec.1.60}$$

Donde:

VA = Tiempo de vida útil del rodamiento en años.

Hd = Horas de trabajo diarias.

365 = Días de trabajo al año.

Lh = Vida nominal del rodamiento en horas.

Selección del Tipo de Rodamiento.- Conocidos ya los valores sobre los cuales trabajaran el o los rodamientos, se deberá recurrir a catálogos que tengan vigencia en el mercado local, para determinar el tipo de rodamiento que se adapte a las necesidades de diseño, tanto para factores de carga como de dimensiones y de ubicación en el montaje; estos catálogos muestran métodos de montaje, desmontaje, lubricación, mantenimiento y accesorios que se pueden emplear en el uso de estos elementos.

1.4.5.- Selección de Elementos de Unión

Sabiendo de antemano que no todos los elementos constitutivos de una máquina tienen el mismo sistema o medio de sujeción entre sí, esta sección está destinada a analizar la unión de estos elementos por medios mecánicos reversibles o no destructivos, que se hacen con la ayuda de pernos, tornillos y roblones conocidos como afianzadores.

1.4.5.1.- Medios Mecánicos de Unión Reversible

ROBERT L. MOTT, P.E. (Pág. 739), pronuncia: “Un afianzador es cualquier dispositivo que se utilice para conectar o unir dos o más componentes.

Un perno es un afianzador provisto de cuerda que se diseña de manera que pase a través de orificios en las piezas que se enlazan y se asegure al apretar una tuerca desde el extremo opuesto a la cabeza del perno.- Un tornillo es un afianzador que

se diseña para ser insertado a través de un orificio provisto de una cuerda en una pieza que se va a enlazar a otra”.

LOS TESISISTAS Manifiestan: Los afianzadores o elementos de unión son componentes mecánicos con características propias de resistencia, que hacen posible la unión de los mecanismos o piezas constitutivas de una máquina entre si o entre estos y el bastidor o estructura principal.

Materiales de Fabricación de Pernos y Tornillos.- La mayoría de pernos y tornillos están fabricados de acero, por la alta resistencia, buena ductilidad y facilidad para el maquinado que presenta este material, no obstante los aceros empleados presentan diferentes resistencias lo que se utiliza para determinar el grado de resistencia que tendrá el perno, esta resistencia en general se especifica por tres tipos distintos de esta:

- Resistencia al esfuerzo de tracción
- Resistencia a la deformación
- Resistencia de prueba o limite de deformación permanente está entre 0.90 y 0.95 veces la resistencia a punto cedente.

Además para algunos casos donde se exige resistencia a la corrosión, capacidad de conductividad térmica y eléctrica, poco peso, aceptables rangos de resistencia y acabado atractivo se usan latón, cobre, bronce, níquel, aceros inoxidables y materiales sintéticos como el nylon o plásticos.

Designación Numérica de Pernos.- Según el material del cual está fabricado un perno este tendrá un código numérico que lo identifique entre estos grados los utilizados y que hacen referencia entre si son:

GRADO SAE: Utiliza números de grado que varían entre 1 y 8 donde el grado aumenta conforme aumenta el valor designado.

GRADO ASTM: Para pernos y tornillos métricos utiliza un código que va de 4.6 a 12.9, el primer dígito es de aproximadamente 0.01 veces la resistencia al esfuerzo de tracción del material en Mpa., el último dígito es la relación aproximada de la resistencia a punto cedente del material con la resistencia al esfuerzo de tracción.

Las conexiones estructurales por lo general trabajan al corte, por tanto la ASTM considera que una menor longitud de roscado o cuerda proporciona un área de espiga mayor en los pernos, todos los pernos tienen grabado el logotipo del fabricante además del grado en la cabeza del perno

En el anexo G.1 se muestra una tabla que resume la designación de los pernos y tornillos en los grados SAE, ASTM y Métrico.

A esto se suma que para cada tornillo se dispone de por lo menos dos pasos, la serie de cuerda fina y cuerda gruesa; para los pernos en pulgadas los diámetros pequeños se designan con números que van del 0 al 12 y los mayores con fracciones de pulgada seguidos del número de hilos de cuerda por pulgada y por último la designación de paso fino o grueso ejemplo:

10-24 UNC

Pernos con cuerda gruesa

10-32 UNF

Pernos con cuerda fina

En el caso de los pernos métricos la designación se hace con una letra M que muestra que se trata de un perno métrico, seguida del diámetro básico más grande y después el paso en milímetros; ejemplo:

M12 x 1.25

Pernos con cuerda fina

M12 x 0.25

Pernos con cuerda gruesa

Algunas tablas que se pueden consultar para conocimiento de estas designaciones están disponibles en el anexo G.2.

1.4.5.2.- Proceso de Selección de Elementos de Unión.- La determinación prudente del diámetro, longitud, ubicación y resistencia de elementos de unión como pernos y tornillos, depende de criterios como disposiciones constructivas, sollicitación por aplastamiento, cortadura, tracción y combinadas; dado esto se presenta un proceso que facilitará la elección adecuada de un perno o tornillo ante las condiciones mencionadas.

Para montar un juego de pernos sobre las placas que estarán sujetas por estos haremos referencia de disposiciones constructivas según lo expuesto por **N.LARBURU, (Pág. 208)**, que proporcionaran la distancia entre centros de los agujeros que acogerán los pernos y la distancia de los centros con respecto a los bordes de la pieza a unir.

Distancia mínima entre elementos de unión.- La distancia entre centros S se determinará conociendo el diámetro que se perforara en la pieza para la ubicación del perno y el espesor de la placa a unir, el cálculo se recomienda realizarlo bajo la aplicación de las siguientes ecuaciones:

Para determinar la distancia mínima para tornillos:

$$S \geq 3.5 \times a$$

Ec.1.61

Donde:

S = Distancia mínima entre centros para tornillos.

a = Diámetro del agujero.

Para determinar la distancia máximo entre uniones de fuerza:

$$S \leq 10 \times a \text{ (tracción) y } S \leq 7 \times a \text{ (compresión)}$$

Ec.1.62

Donde:

S = Distancia máxima entre centros para tornillos.

a = Diámetro del agujero.

Para placas que requieran mas de dos filas de pernos en dirección del esfuerzo el valor de S en esa dirección será $S' \approx 2.S$.

Las distancias máximas entre los centros de los agujeros y los bordes de la pieza serán determinados por:

Valor máximo a cualquier borde:

$$t \leq 3 \times a, \text{ o bien } t \leq e$$

Ec.1.63

Donde:

t = Distancia máxima a cualquier borde.

a = Diámetro del agujero.

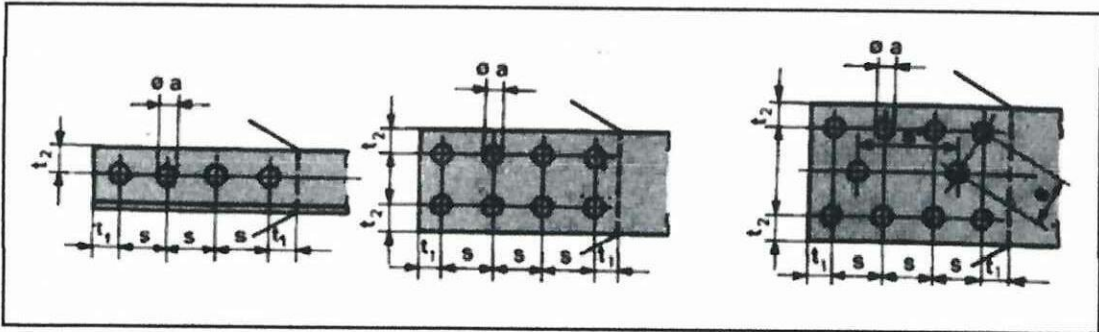
e = Espesor de la placa o pieza a sujetar.

Estas ecuaciones se entienden de mejor manera al revisar el Gráfico N°6.

GRÁFICO N°6

DISTANCIAS SUGERIDAS PARA UBICACIÓN DE PERNOS

NICOLÁS LARBURU, MÁQUINAS PRONTUARIO



Cálculo del Diámetro de Los Elementos de Unión.- El diámetro de los pernos o elementos de unión se puede realizar de varias maneras y según algunos parámetros de diseño; entre los cuales el diseño en base a la fatiga por aplicación de cargas es el más adecuado en casos donde se deberá trabajar con cargas elevadas y de aplicación variable, para lo cual se podrá aplicar la teoría de esfuerzo cortante máximo mencionado en la ecuación Ec.1.44.

Luego se determina el valor de esfuerzo cortante máximo permisible para los elementos bajo un factor de diseño, teniendo la ecuación:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{\sigma}{n} \tag{Ec.1.64}$$

Donde:

$\tau_{\text{máx}}$ = Esfuerzo cortante máximo.

σ = Esfuerzo cortante permisible que por lo general es de $1.036 \times 10^8 \frac{N}{m^2}$.

n = Factor de seguridad = 3

Ahora para determinar el diámetro del perno, hacemos uso del fuerza máximo por cortante, que relaciona el valor de la fuerza que se ha de aplicar y el área del elemento, donde se tiene la ecuación:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{F_c}{A} \quad \text{Ec.1.65}$$

Si se despeja el área se tendrá:

$$A = \frac{F_c}{\tau_{\text{máx}}} \quad \text{Ec.1.66}$$

Donde:

$\tau_{\text{máx}}$ = Esfuerzo cortante máximo.

F_c = Fuerza de corte.

A = Área del perno.

El área encontrada se puede aplicar en la ecuación para determinar el diámetro de una circunferencia, quedando la ecuación:

$$D = \left(\frac{A \times 4}{\pi} \right)^{1/2} \quad \text{Ec.1.67}$$

Donde:

D = Diámetro del elemento.

A = Área del perno.

La determinación adecuada de los elementos de unión garantizará la fijación y sujeción tanto de elementos de trabajo como de estos a la estructura de soporte.

1.4.6 Diseño de Cuchillas o Útiles de Corte

Definición de corte

N LARBURU (Pág. 443), Manifiesta: “La operación de corte consiste en hacer que se deslicen dos porciones de un cuerpo, que son separadas por la acción de las cuchillas; las cuchillas provocan el alargamiento de las fibras de la chapa hasta que se produce la rotura, iniciada por una incisión seguida de la cortadura o arrancado de las fibras”.

Una característica de un juego de cuchillas es que sus aristas cortantes son vivas, y el juego entre estas muy reducido para asegurar un corte limpio.

Para llevar a cabo el diseño de las cuchillas de corte tendremos como referencia principal la teoría de esfuerzo cortante máximo antes mencionado, tomando en consideración que para ello se deberán conocer los valores de resistencia última al punto cedente, el valor de relación por fatiga y el valor del esfuerzo al punto cedente; y para determinar esto se utilizará la ecuación Ec.1.42 y la que enseguida se muestra:

$$S_{sy} = 0.5(0.7 \times SUT) \quad \text{Ec.1.68}$$

Donde:

S_{ut} = Resistencia última al punto de fluencia.

S_{sy} = Resistencia de fluencia en cortante.

Para luego al aplicar la teoría del esfuerzo cortante máximo obtener:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{S_{sy}}{n} \quad \text{Ec.1.69}$$

Donde:

$\tau_{\text{máx}}$ = Esfuerzo cortante máximo.

S_{sy} = Esfuerzo cortante máximo permisible.

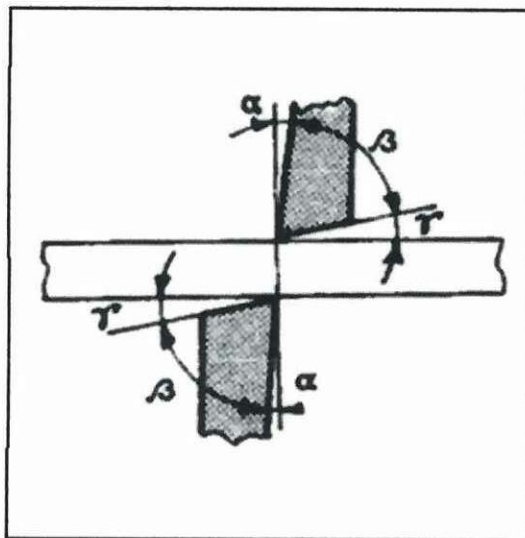
n = Factor de seguridad recomendado 3

Angulo de corte.- Se forma por las dos caras de la cuchilla con la arista cortante como vértice, este ángulo se determina de acuerdo con el material de las cuchillas y el del material sujeto al corte; por lo general se tiene que para formarlo el valor de α varía entre 1.5 a 3° y el de β varía entre 75 a 80° como se muestra en el Gráfico N°7.

GRÁFICO N°7

ANGULO DE CORTE PARA CUCHILLAS

NICOLÁS LARBURU, MÁQUINAS PRONTUARIO



Angulo de Ataque.- Este ángulo de ataque δ está formado por las aristas cortantes; si este ángulo es de 0° será necesario un esfuerzo cortante grande, pero este esfuerzo se reduce a medida que el ángulo de ataque crece dentro de límites determinados como los que se muestran a continuación:

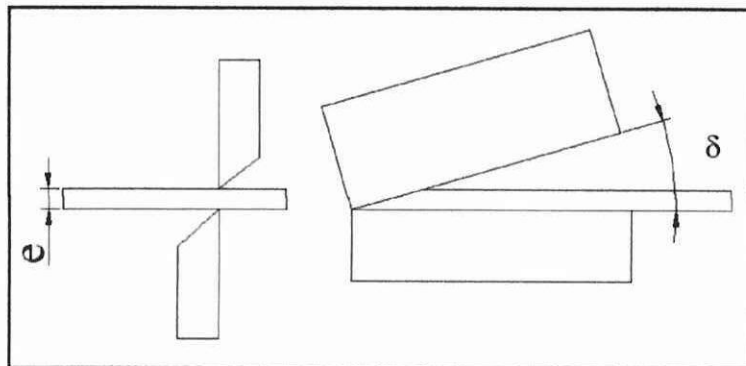
- Para cizallas mecánicas de cuchillas largas δ va de 2 a 6°
- Para cizallas mecánicas de cuchillas cortas δ va de 5 a 10°
- Para cizallas mecánicas de cuchillas muy cortas δ va de 15 a 20°
- Para cizallas accionadas a mano δ va de 10 a 15°

En el Gráfico N°8 se representa gráficamente el ángulo de ataque.

GRÁFICO N°8

ANGULO DE ATAQUE PARA DIFERENTES USOS

NICOLÁS LARBURU, MÁQUINAS PRONTUARIO.



Materiales para Cuchillas y sus Dimensiones.- Para la fabricación de cuchillas que cortarán metales blandos se utilizan aceros al carbono duro o aceros para herramientas; para el corte de materiales de acero semiduro se utilizarán aceros rápidos y para materiales muy duros y templados se fabricarán las cuchillas con aceros de metal duro.

En cuanto a las dimensiones, el espesor de la cuchilla se puede determinar utilizando:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{F}{A} \quad \text{Ec.1.70}$$

Donde:

$\tau_{\text{máx}}$ = Esfuerzo cortante máximo.

F = Fuerza transmitida a cada perno.

A = Área de la cuchilla que soporta la carga.

El ancho de la cuchilla se desarrolla luego de haber obtenido el espesor; por:

$$A = 6 \text{ a } 8 \times e \quad \text{Ec.1.71}$$

Donde:

A = Ancho de la cuchilla.

e = Espesor de la cuchilla.

Luego de desarrollar lo antes mencionado se tendrá un diseño de cuchillas útil para los propósitos de corte necesarios por el diseñador.

1.4.7.- Diseño de Discos Giratorios o Volantes

Definición de Volante

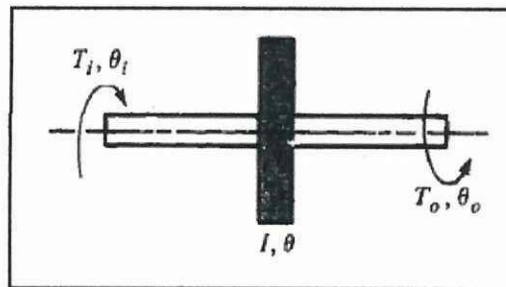
JOSEPH E. SHIGLEY, CHARLES R. MISCHKE (Pág. 709), dice: “Un volante es un dispositivo rotatorio que almacena energía cinética por efecto de inercia. Absorbe energía mecánica cuando se incrementa su velocidad angular, y libera energía al disminuir su velocidad de rotación.”

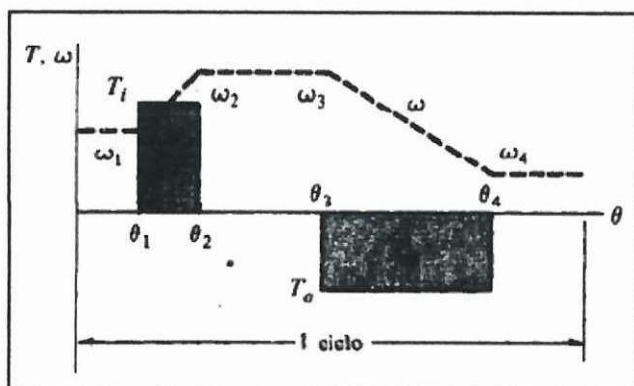
LOS POSTULANTES Manifiestan, Los volantes se utilizan para mantener una uniformidad de velocidades en el eje de una máquina es decir, permite mantener uniformidad en el trabajo de un eje sometido a rotación por un motor.

Energía Almacenada por el Volante.- debido a que los motores trabajan en ciclos, positivos y negativos; el trabajo se presenta como en el Gráfico N°9, donde un motor somete a un volante a un momento constante T_1 desde θ_1 a θ_2 , sección que se puede considerar como momento rotacional positivo o de arranque graficado hacia arriba, dando esto una aceleración que aumenta la velocidad de ω_1 a ω_2 , luego se tiene una sección de momento nulo que va de θ_2 a θ_3 con aceleración cero, teniendo que $\omega_3 = \omega_2$, a esto se le aplica una carga o momento torsional final de salida con magnitud constante, que va de θ_3 a θ_4 , produciendo una disminución en la velocidad del eje representado por la sección ω_3 a ω_4 , esta disminución esta graficada contraria a la de la sección inicial denominándose momento de salida o momento negativo T_o .

GRÁFICO N°9

**REPRESENTACIÓN MATEMÁTICA DE FUNCIONAMIENTO DE UN VOLANTE;
JOSEPH E. SHIGLEY, DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA.**





De esto se tiene que si el trabajo de salida del volante es mayor que el de entrada se necesita mayor cantidad de energía que la entregada por la fuente para mover la carga y como consecuencia ω_4 será menor que ω_1 ; en cambio, si el trabajo de salida es menor que el de entrada las velocidades son iguales porque la ganancia y pérdida de energía son iguales suponiendo que no hay pérdidas por fricción; y por último ω_4 será mayor que ω_1 si el trabajo de entrada es mayor que el de salida; por lo tanto para determinar la cantidad de energía del volante se puede recurrir a expresiones en función a la energía cinética; teniendo la siguiente ecuación:

$$\Delta W = I\omega (\omega_{\max} - \omega_{\min}) \quad \text{Ec.1.72}$$

Donde:

ΔW = Variación de la energía cinética del volante.

I = Momento de inercia del volante.

ω = Velocidad angular media.

ω_{\max} = Velocidad angular máxima.

ω_{\min} = Velocidad angular mínima.

Para hallar la velocidad angular media se procede a desarrollar lo siguiente:

$$\omega = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} \quad \text{Ec.1.73}$$

Donde:

ω = Velocidad angular media.

ω_{\max} = Velocidad angular máxima.

ω_{\min} = Velocidad angular mínima.

Grado de Irregularidad o Coeficiente de Fluctuación.- Este grado de irregularidad muestra valores de amplitud con que varía la velocidad angular respecto a la velocidad angular media; entre mayor es el valor del coeficiente el funcionamiento de la máquina es más irregular; en el diseño de un volante este valor es determinante para realizar el dimensionamiento del mismo y se obtiene por la ecuación:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega} \quad \text{Ec.1.74}$$

Donde:

δ = Coeficiente de fluctuación.

ω = Velocidad angular media.

ω_{\max} = Velocidad angular máxima.

ω_{\min} = Velocidad angular mínima.

Otro factor que se debe tomar en cuenta es la recuperación de la velocidad cuando el volante es empleado en tareas de arrastre o corte intermitente; para esto es necesario que se haga con el menor grado de vibración posible, por lo que la velocidad no puede ser menor de un 5% de la inicial pudiendo hallarse este valor mediante la siguiente expresión:

$$W_{fmin} = Wi - (5\% \times Wi) \quad \text{Ec.1.75}$$

Donde:

W_{fmin} = Velocidad final mínima admitida.

Wi = Velocidad inicial de diseño.

5% = Porcentaje permitido de reducción de velocidad.

Si se observa, que cuanto mayor es el momento de inercia para una variación determinada del trabajo, el grado de irregularidad es menor y se obtiene un funcionamiento más uniforme dado que $\omega_{m\acute{a}x} - \omega_{m\acute{i}n}$ se reduce; entonces se podrá desarrollar la ecuación:

$$\Delta W = I\omega^2\delta \quad \text{Ec.1.76}$$

Donde:

ΔW = Variación de la energía cinética del volante.

I = Momento de inercia del volante.

ω = Velocidad angular media.

δ = Coeficiente de fluctuación.

Algunos valores de coeficientes de fluctuación para diferentes aplicaciones se muestran en el anexo H.

Dimensionamiento del Volante.- Establecido el coeficiente de fluctuación según la aplicación necesaria se podrá dimensionar el volante, calculando el momento de inercia que este tendrá, dependiendo de su forma constructiva y teniendo en cuenta el diámetro en el que se considera concentrada la masa; se tomará la relación para un disco sólido:

$$I = \frac{1}{2} m \times R^2 \quad \text{Ec.1.77}$$

Donde:

I = Momento de inercia del volante.

m = Masa del volante [Kg].

R = Radio medio [m].

El momento de inercia del volante en función de las componentes de su masa se representa por:

$$I = \frac{G}{g} \times R^2 \quad \text{Ec.1.78}$$

Donde:

I = Momento de inercia del volante [m-N].

G = Peso del volante [Kg].

g = Gravedad [m/s²]

R = Radio medio [m].

Reemplazando este valor en la ecuación **Ec.1.76** se tendrá:

$$\Delta W = \frac{G}{g} \times R^2 \times \omega^2 \times \delta \quad \text{Ec.1.79}$$

Sabiendo además que la velocidad tangencial se tiene también por $\omega.R$, se podrá variar la ecuación anterior por:

$$\Delta W = \frac{G}{g} \times v^2 \times \delta \quad \text{Ec.1.80}$$

De esto se hace posible encontrar el peso del volante al cambiar a la ecuación:

$$G = \frac{\Delta W \times g}{V^2 \times \delta} \quad \text{Ec.1.81}$$

Determinado el peso, el volumen se obtiene de dividir la densidad del material destinado para la fabricación del volante por el peso, teniendo para esto la siguiente expresión:

$$V = \frac{\gamma}{G} \quad \text{Ec.1.82}$$

Donde:

V = Volumen del volante [m³].

G = Peso del volante [Kg].

γ = Densidad o peso específico del material [Kg/m³].

Luego de haber hallado el volumen, el espesor se podrá determinar desarrollando la ecuación que sigue:

$$e = \frac{V}{\pi \times (R-r)} \quad \text{Ec.1.83}$$

Donde:

e = Espesor del volante [m].

V = Volumen del volante [m³].

R = Radio exterior [m].

r = Radio interior [m].

Con lo que se podrá dimensionar el volante partiendo de la variación de energía que este experimenta en el proceso de trabajo.

1.4.8.- *Sistemas de transmisión de Potencia*

En general, cualquier tipo de maquinaria necesita de un sistema que permita la transmisión de movimiento y potencia desde un motor hacia el eje principal de la máquina mismo que será causante de su funcionamiento; para lograrlo se han diseñado varios sistemas mecánicos, de los cuales los más utilizados son los sistemas de accionamiento por bandas, cadenas, ruedas dentadas, entre otros.

Debido a que el sistema de transmisión por bandas presenta características como, facilidad en la aplicación a distancias cortas a un bajo costo, amplio rango de relación de transmisión, trabajo silencioso y considerable grado de potencia transmisible; será este sistema el que se adoptará, para dotar al prototipo objeto de esta investigación del movimiento y potencia necesarios para su funcionamiento.

Por lo antes mencionado, se desarrollara la presente sección del documento *haciendo referencia a la conformación de este sistema.*

1.4.8.1.- *Sistema De Transmisión De Potencia Por Bandas*

Bandas en V o Correas Trapeciales.- Las bandas trapeciales se utilizan en aplicaciones con distancia relativamente corta, con velocidades elevadas y poleas acanaladas conforme la forma de la banda, por esto necesitan estar conformadas de manera que sean resistentes al rozamiento; la composición general de estas bandas es una estructura de hilos vegetales o algodón vulcanizados en una masa de caucho resistente al rozamiento; su forma de cuña es importante ya que de esta manera las caras laterales son las que presionan sobre las poleas y producen el arrastre de estas, por su composición flexible reducen las vibraciones y las fuerzas de choque entre los ejes; las secciones transversales de las correas se designan por medio de letras; para referencia de estas secciones se puede revisar el anexo I.1

Existen cuatro tipos de bandas más utilizados las bandas planas, bandas redondas, bandas trapeciales o trapezoidales y las bandas sincronizadas o dentadas que se ilustran en el Gráfico N°10.

Relación de Transmisión.- Las transmisiones por bandas además de transmitir movimiento y fuerza se usan para aumentar o reducir la velocidad entre las poleas conductora y conducida; cuando esto se expresa numéricamente se tiene una relación de transmisión i esta relación se podrá determinar por la siguiente ecuación si se trata de una relación de incremento de velocidad:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad \text{Ec.1.84}$$

Donde:

i = Relación de transmisión.

ω_1 = Velocidad angular de la polea conductora de diámetro mayor.

ω_2 = Velocidad angular de la polea conducida de diámetro menor.

D_1 = Diámetro de la polea conductora.





D_2 = Diámetro de la polea conducida.

Si se tratara de una relación de reducción de velocidad la ecuación anterior se invierte siendo en este caso la polea conductora la de menor diámetro; estas relaciones presentan ciertos límites, que en poleas trapeciales llegan a relaciones de 1:12, de ser necesaria la transmisión de potencias mayores se podrá aumentar el número de poleas usadas.

GRAFICO N°10

TIPOS DE BANDAS

JOSEPH E. SHIGLEY, DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TIPO DE BANDA	FIGURA	JUNTA	INTERVALO DE TAMAÑOS	DISTANCIA ENTRE CENTROS
Plana		Si	$t = \begin{cases} 0.03 \text{ a } 0.20 \text{ in} \\ 0.75 \text{ a } 5 \text{ mm} \end{cases}$	No hay limite superior
Redonda		Si	$d = \frac{1}{8} \text{ a } \frac{3}{4} \text{ in}$	No hay limite superior
Trapezoidal o en V		Ninguna	$b = \begin{cases} 0.31 \text{ a } 0.91 \text{ in} \\ 8 \text{ a } 19 \text{ mm} \end{cases}$	Limitada
Reguladora		Ninguna	$p = 2 \text{ mm y mayor}$	Limitada

1.4.8.2.- Selección del Tipo de Banda.

La selección del tipo de banda se realiza considerando las condiciones en las cuales estas van a trabajar; como con un motor eléctrico de baja o alta potencia, un motor de combustión interna entre otras; esta selección se puede realizar directamente de los catálogos de los diferentes fabricantes debido a que estos presentan diferentes tablas y procedimientos que facilitan el trabajo con determinado producto.

Cálculo de Longitud de las Correas.- La longitud de la correa está dada en función del diámetro de las poleas conductora y conducida, para esto se tiene la ecuación:

$$L = 2 \times C + 1.57 (D - d) + \frac{(D-d)^2}{4 \times C} \quad \text{Ec.1.85}$$

Donde:

L = Longitud de la banda [m].

C = Distancia entre centros [m].

D = Diámetro mayor [m].

d = Diámetro menor [m].

Luego al haber determinado el tipo de banda, los diámetros de las poleas y la longitud de la correa, se podrá hallar el valor de la distancia real entre centros teniendo para esto la ecuación:

$$C = \frac{[L - 1.57(D+d) - (D-d)^2 / 1.57(L-R)]}{2} \quad \text{Ec.1.86}$$

Donde:

L = Longitud de la banda [m].

C = Distancia entre centros [m].

D = Diámetro mayor [m].

d = Diámetro menor [m].

Cálculo de tensiones sobre la polea.- Para determinar el valor de la tensión sobre la polea se debe considerar el momento torsor de entrada que se aplica a la polea conductora como se muestra en el Gráfico N°11 y viene dado por:

$$M = (F1 - F2) \times r \quad \text{Ec.1.87}$$

Donde:

M = Momento o par torsor [m-N].

F1 = Fuerza del lado tenso [N].

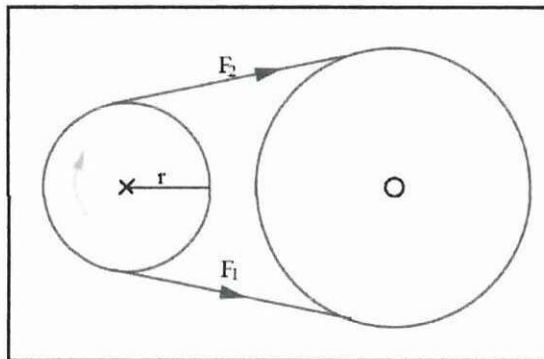
F2 = Fuerza del lado flojo [N].

r = Radio de la polea [m].

GRAFICO N°11

MOMENTO TORSOR Y FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE UNA POLEA

FUENTE: AUTORES



Luego la tensión $T = (F1 - F2)$ vendrá dada por:

$$(F1 - F2) = \frac{M}{r} \quad \text{Ec.1.88}$$

Después, sabiendo que la relación de las tensiones es constante debido al rozamiento entre la banda y la polea esta relación se puede determinar por la expresión:

$$\frac{F1}{F2} = e^{Vf\beta} \quad \text{Ec.1.89}$$

Donde:

v = Factor propio de bandas = 3.07

f = Coeficiente de fricción = $0.54 - 43 / (100 + v_0)$

v_0 = Velocidad inicial en metros por minuto = $D \times \omega / 2$.

β = Angulo de contacto en radianes = $(180 - 57.3 (D - d) / c) \times \pi / 180$.

F_1 = Tensión mayor dada en el sentido de giro.

F_2 = Tensión menor dada en sentido contrario al giro.

Al haber hallado todos estos valores la magnitud de la tensión será la suma de las fuerzas aplicadas teniendo:

$$F_1 + F_2 = T \qquad \text{Ec.1.90}$$

Donde:

T = Tensión resultante [N].

F_1 = Fuerza del lado tenso [N].

F_2 = Fuerza del lado flojo [N].

1.4.9.- *Diseño de Bastidores para Máquinas*

El análisis de diseño de un bastidor o armazón para máquinas se presenta necesario debido a que se debe conocer de qué manera, dónde y cómo se van a ensamblar, montar y alojar los diferentes elementos que conformarán la máquina misma.

Para el diseño adecuado de un bastidor se considera en este documento los siguientes aspectos:

- El bastidor deberá estar acorde a las necesidades de ubicación de los elementos constitutivos de la maquina.
- Deberá dar protección tanto a los elementos internos como a los operarios de una determinada maquina.
- Deberán utilizarse materiales que garanticen su rigidez pero no exageren el peso final de la máquina.
- Se deberá cuidar que su aspecto estético no se vea afectado; es decir que deberá ser funcional, estético y agradable a la vista.

1.5 DISEÑO NEUMÁTICO

Los sistemas neumáticos se utilizan en la actualidad para las más variadas aplicaciones y en casi todos los campos de desarrollo humano debido a las múltiples ventajas que representa la implementación de estos sistemas contra los pocos inconvenientes que se pueden encontrar; entre las actividades más importantes tenemos: farmacéutica, agrícola, metalmecánica, alimenticia, aeronáutica, naval y aeroespacial, durante el desarrollo de esta sección se analizarán los principios básicos necesarios para la determinación y dimensionamiento adecuado de los elementos que constituyen un sistema neumático, todo esto enfocado a la utilización de Aire Comprimido.

1.5.1.- NEUMÁTICA: DEFINICIÓN, VENTAJAS Y DESVENTAJAS

Definición de neumática

MANUAL DE MECÁNICA INDUSTRIAL, NEUMÁTICA E HIDRÁULICA II; Define neumática como “La técnica de aplicación y utilización racional del aire comprimido”.

MANUAL DE HIDRÁULICA Y NEUMÁTICA; “La hidráulica y la neumática son parte de la Mecánica de Fluidos, que se encargan del diseño y mantención de los sistemas hidráulicos y/o neumáticos empleados por la industria en general, con el fin de automatizar los procesos productivos, crear nuevos elementos o mejorar los ya existentes”.

LOS TESISTAS; Exponen que neumática es una parte de la mecánica de fluidos que estudia las aplicaciones del aire comprimido u otros gases para generar una fuerza motriz que realice un determinado trabajo o presente un determinado efecto.

Ventajas.- Los sistemas de transmisión de energía neumática se utilizan por ser una garantía de seguridad, calidad y fiabilidad entre las mayores ventajas se tienen:

- El aire es de fácil captación y abunda en la tierra.
- El aire no posee propiedades explosivas.
- Los actuadores trabajan a velocidades relativamente altas y fácilmente regulables.
- Trabajar con aire evita dañar los componentes debido a golpes de ariete.
- Las sobrecargas no constituyen situaciones peligrosas.

- Es un tipo de energía limpia y se obtienen cambios de sentido instantáneos.

Desventajas.- A pesar de que la neumática es un sistema de transmisión de mucha confiabilidad y gran versatilidad, existen algunas consideraciones que se deben tener presentes:

- Se puede tener pérdidas de carga considerables en circuitos muy extensos.
- Se necesitan instalaciones especiales para recuperar el aire usado.
- La presión de trabajo es limitada al aplicar grandes fuerzas.
- La descarga del aire a la atmósfera genera altos niveles de ruido.

1.5.2 Principios básicos de neumática

Presión: Es la fuerza aplicada por unidad de superficie; el cociente de dividir una fuerza aplicada a todos los elementos de una superficie se denomina presión absoluta, mientras que la presión a la que están sometidos normalmente todos los cuerpos es la presión atmosférica, esta tiene un valor de 1.033Kg/cm^2 ; la ecuación para determinar la presión se detalla a continuación:

$$P = \frac{F}{A} \quad \text{Ec.1.91}$$

Donde:

P = Presión [Kg/cm^2]

F = Fuerza [Kg]

A = Área [cm^2]

La diferencia entre presión absoluta y atmosférica se denomina presión relativa generalmente denominada presión manométrica, en neumática se trabaja con presiones manométricas; y se determinan por:

$$P_m = P_{abs} - P_{atm} \quad \text{Ec.1.92}$$

Donde:

P_m = Presión relativa [Kg/cm²]

P_{abs} = Presión absoluta [Kg/cm²]

P_{atm} = Presión atmosférica [Kg/cm²]

1.5.3.- Selección y dimensionamiento de elementos neumáticos.- Es indispensable seleccionar y dimensionar los elementos que conformarán un circuito neumático en base al trabajo a realizar evitando el sobre dimensionamiento o la falta de capacidad de trabajo, con esto se reducen los costos a los estrictamente necesarios, se facilita la instalación y funcionamiento del circuito por el hecho de utilizar solo los elementos imprescindibles para el efecto buscado.

1.5.3.1.- Actuadores o Cilindros Neumáticos.- Los cilindros son elementos que transforman la energía neumática en movimiento rectilíneo, por sus características de accionamiento y retorno se clasifican en:

- **Cilindros de simple efecto.-** Se accionan mediante aire comprimido y su retorno se logra por medio de muelles, resortes u otras causas externas.
- **Cilindros de doble efecto.-** En estos cilindros el aire actúa tanto en el accionamiento como en el retorno.

Selección y Dimensionamiento de Actuadores.- Para seleccionar y dimensionar un actuador neumático se requiere conocer la carga o efecto útil para poder desarrollar los siguientes cálculos básicos de fuerza y consumo de aire comprimido.

Los cálculos de dimensionamiento de cilindros mostrados en el presente documento se centrarán en los cilindros de doble efecto por ser los más utilizados en los procesos de trabajo neumáticos.

Cálculo de Fuerza.- La fuerza desarrollada por un cilindro depende del diámetro del émbolo y de la presión del aire de alimentación, teniendo para esto la ecuación:

$$F_t = P \times A \quad \text{Ec.1.93}$$

Donde:

F_t = Fuerza teórica [Kgf].

P = Presión [Kg/cm²].

A = Área del émbolo [cm²].

La fuerza necesaria para la salida o movimiento positivo del cilindro se determina por el área del pistón; como se muestra en el Gráfico N° 12:

$$F_n = P \times A - F_r \quad \text{Ec.1.94}$$

Donde:

F_n = Fuerza necesaria para la salida del cilindro [Kgf].

F_r = Fuerza de roce (10% de la fuerza teórica) [Kgf].

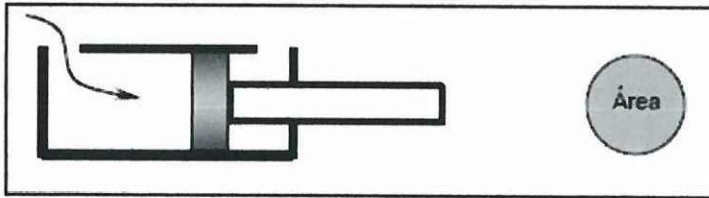
$A = \text{Área del émbolo [cm}^2\text{]}.$

$P = \text{Presión [Kg/cm}^2\text{]}.$

GRAFICO N°12

CILINDRO DE DOBLE EFECTO; MOVIMIENTO POSITIVO O DE SALIDA

FUENTE: AUTORES

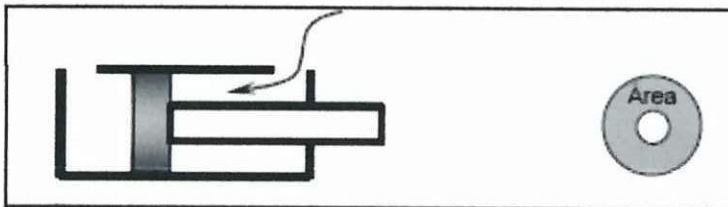


Mientras que la fuerza necesaria para el retorno del cilindro se determina por el área mostrada en el gráfico N°13:

GRAFICO N°13

CILINDRO DE DOBLE EFECTO; MOVIMIENTO DE RETORNO

FUENTE: AUTORES



$$F_n = P \times A_2 - F_r$$

Ec.1.95

Donde:

$F_n = \text{Fuerza necesaria para la salida del cilindro [Kgf]}.$

$F_r = \text{Fuerza de roce (10\% de la fuerza teórica) [Kgf]}.$

$A_2 = \text{Área del émbolo menos el área del vástago [cm}^2\text{]}.$

$P = \text{Presión [Kg/cm}^2\text{]}.$

Consumo de aire en cilindros neumáticos.- El cálculo del consumo de aire parte de la obtención del volumen del cilindro a utilizar; matemáticamente tenemos la siguiente expresión para un cilindro de doble efecto:

$$V_{cil} = \frac{\pi \times (2D^2 - d^2)}{4} \times L \quad \text{Ec.1.96}$$

Donde:

V_{cil} = Volumen del cilindro [cm³].

L = Longitud del cilindro [cm].

Luego, para determinar el volumen de aire se tiene la siguiente ecuación:

$$V_{aire} = \frac{P_{abs} \times V_{cil}}{P_{atm}} \quad \text{Ec.1.97}$$

Donde:

V_{cil} = Volumen del cilindro [cm³].

V_{aire} = Volumen del aire [cm³].

P_{abs} = Presión absoluta [Kg/cm²].

P_{atm} = Presión atmosférica [Kg/cm²].

En este punto se debe señalar que el volumen de aire obtenido es el correspondiente a un ciclo de trabajo del cilindro; por lo tanto para determinar cual es el volumen por minuto se deberá multiplicar este valor por la cantidad de ciclos realizados en este tiempo.

Cálculo de Caudal.- Según el **MANUAL DE MECÁNICA INDUSTRIAL, NEUMÁTICA E HIDRÁULICA II**; se define caudal como “La cantidad de

fluido que pasa por una determinada sección de un conducto por unidad de tiempo”.

El caudal se obtendrá por la ecuación:

$$Q = \frac{V}{t} \quad \text{Ec.1.98}$$

Donde:

Q = Caudal [l/min].

V = Volumen [l].

t = Tiempo [min].

1.5.4 Circuitos neumáticos.- Un circuito neumático se considera como un sistema de control para desarrollar actividades como el accionamiento, paro u retroceso de los elementos actuadores (cilindros) en los procesos neumáticos; el Gráfico N°14 muestra el esquema básico de un circuito neumático para mando de cilindros de doble efecto.

1.5.4.1.- Elementos de información u órganos de mando

Los elementos de información y órganos de mando controlan las fases de trabajo de máquinas, útiles y dispositivos, estos reciben el nombre de válvulas o distribuidores y tienen la misión de:

- ❖ Mandar o regular la marcha o paro de un cilindro.
- ❖ Regular presiones y caudal.
- ❖ Dirigir el aire en la dirección previamente establecida.

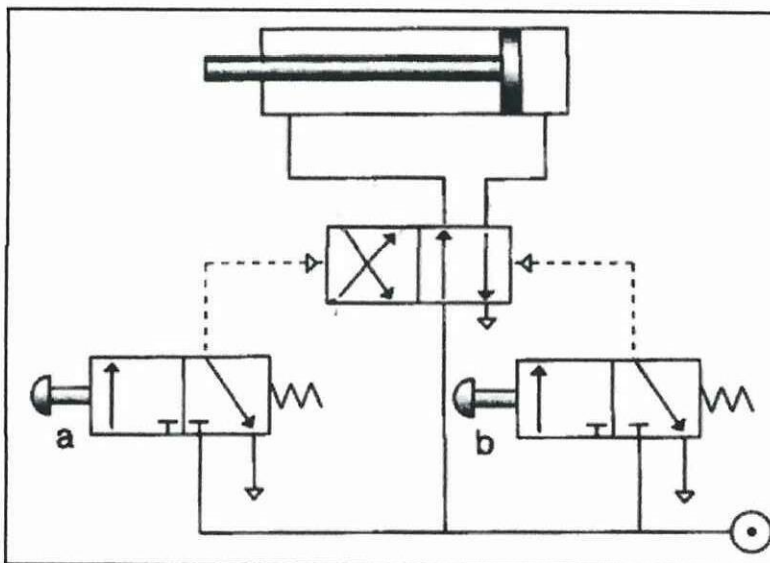
Generalidades.- Las válvulas se subdividen en cinco grupos:

- Válvulas distribuidoras o de vías.
- Válvulas de bloqueo.
- Válvulas de presión.
- Válvulas de caudal.
- Válvulas de cierre.

GRAFICO N°14

ACCIONAMIENTO INDIRECTO DE UN CILINDRO DE DOBLE EFECTO

MANUAL DE MECÁNICA INDUSTRIAL, NEUMÁTICA E HIDRÁULICA II



Donde las válvulas distribuidoras o de vías son las más utilizadas, estos elementos se pueden revisar en detalle en el anexo J.

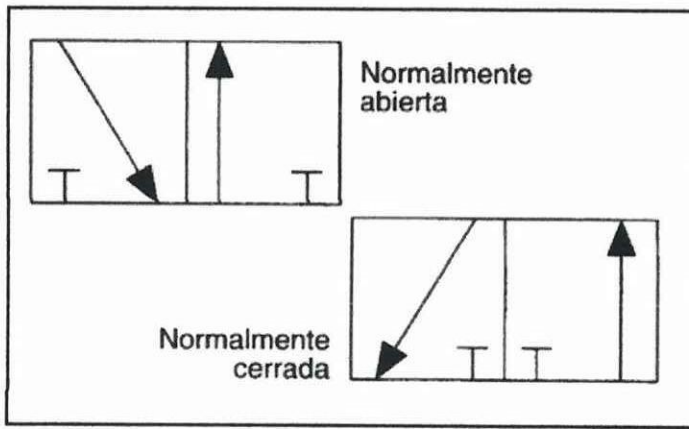
Clasificación: Se efectúa en base a los orificios (vías) de entrada y salida del aire y el número de posiciones dos y tres, la aplicación de cada una de estas se dará en función de las operaciones a realizar.

Ejemplo: Una válvula que tenga tres vías y dos posiciones será una válvula V3/2 donde el primer número indica el número de vías y el segundo el número de posiciones en el Gráfico N°15 se muestra un ejemplo de válvula V3/2.

GRAFICO N°15

SIMBOLOS DE VÁLVULAS DE 3V/2P NORMALMENTE CERRADAS O ABIERTAS

MANUAL DE MECÁNICA INDUSTRIAL, NEUMÁTICA E HIDRÁULICA II



Nomenclatura: Para representar la dirección del fluido y el trabajo de una válvula se utilizan números o letras que muestran los puntos de conexión a tuberías, salidas, escapes y escapes o alivios datos que se pueden revisar en la Tabla N° 1 que se muestra enseguida.

TABLA N°1

NOMENCLATURA DE VALVULAS DIRECCIONALES

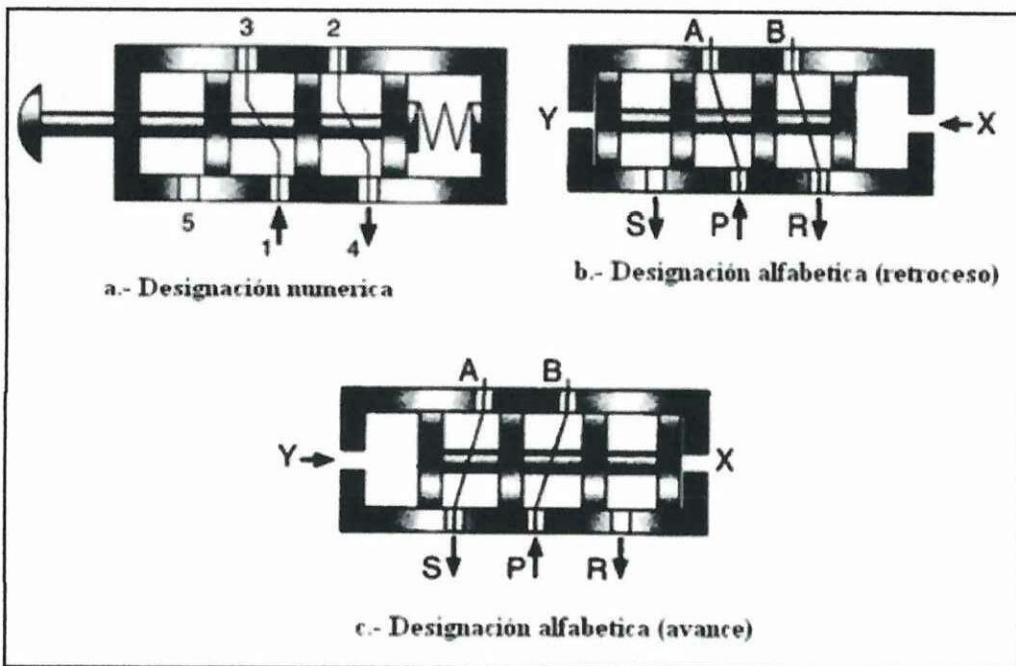
	NUMERO	DESCRIPCION	LETRAS
	1	Alimentación de presión	P
PARES	2 A 10	Salidas o vías de utilización	A, B, C, D
IMPARES	3 A 7	Escapes o alivios	Q, R, S, T
	12, 14, 16	Pilotajes	X, Y, Z
NEGATIVOS	-2, -4 etc.	Fugas	

Una aplicación de los datos antes señalados se muestran en el Gráfico N°16.

GRAFICO N°16

DISTRIBUIDOR NEUMÁTICO DE 5V/2P

MANUAL DE MECÁNICA INDUSTRIAL, NEUMÁTICA E HIDRÁULICA II



1.5.4.2.- Accionamiento de Circuitos de Mando Neumáticos

El accionamiento de un circuito parte del accionamiento de la válvula principal del circuito pudiendo ser los accionadores mecánicos o manuales estos se muestran en el Gráfico N°17.

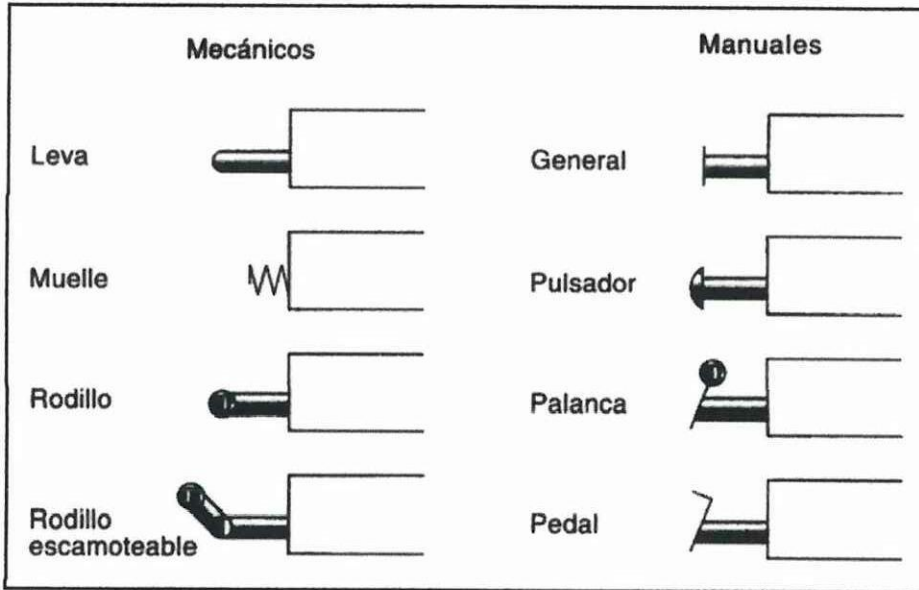
Dependiendo de la complejidad del proceso los circuitos de mando más comunes son:

- Mandos directos.
- Mandos indirectos.
- Mandos con distribuidor diferencial.
- Mandos desde puntos distintos.

GRAFICO N°17

ACCIONAMIENTO PARA VALVULAS NEUMATICAS

MANUAL DE MECÁNICA INDUSTRIAL, NEUMÁTICA E HIDRÁULICA II



Estos mandos se pueden aplicar a cilindros de simple y doble efecto; para determinar que tipo de mando se ha de utilizar se tendrá que valorar esencialmente la complejidad del proceso, basándose directamente en las funciones que se deban desarrollar para la ejecución de una determinada maniobra, secuencia o programa; de lo que también dependerá el aumento en la cantidad de elementos auxiliares que utilizará el sistema.

CAPÍTULO II

ANALISIS DE RESULTADOS

2.1 .- INTRODUCCIÓN

La presente investigación muestra la factibilidad para llevar a cabo el diseño y construcción de un prototipo de maquina procesadora de material orgánico debido a la gran importancia que tiene hoy en día la elaboración de productos nuevos tras el aprovechamiento de todos los recursos considerados desechos que se pueden aplicar a diferentes procesos; razón por lo cual este prototipo ayudar en el incremento de la producción, mejora la calidad y variedad de productos que se pueden aprovechar en el desarrollo de las actividades cotidianas de la granja, reduce el tiempo y esfuerzo requeridos en estas labores y permite disminuir al máximo la inversión de recursos tanto económicos como humanos.

Los métodos, técnicas e instrumentos utilizados fueron:

Investigación de campo.- Desarrollada con anterioridad en la granja; de esto se encontró y valoró las necesidades que debían resolverse y sus posibles soluciones.

Investigación descriptiva.- Aplicando este tipo de investigación se pudo analizar cuales son las características básicas del trabajo, inversión de recursos y manejo de los mismos teniendo como situación concreta, una mala practica de lo antes mencionado que dieron un panorama más claro para poder sistematizar y ordenar los criterios supuestos y existentes para poder plantear con mayor certeza los medios y procedimientos necesarios para el desarrollo del diseño y construcción del prototipo.

Por la tipología de este trabajo, también se hizo uso de la siguiente metodología:

Método histórico – lógico: Que fue necesaria para recopilar información técnica de máquinas similares que han sido diseñadas o construidas en épocas anteriores y que brindarán una base técnica para el diseño y selección de sistemas mecánicos del prototipo propuesto; esto se puede apreciar mas detalladamente en el anexo L.1.

Método analítico – sintético: Que para el proceso de Diseño mecánico se emplea la síntesis ayudando a conceptualizar el funcionamiento general del prototipo y mediante el análisis estudiar capa componente o pieza por separado seleccionar cada una de sus funciones y material adecuado a sus tareas.

Método inductivo – deductivo: Que usado en la concepción del modelo permite explicar y resolver las condiciones de funcionamiento, utilizando la inducción y deducción matemáticas aplicadas a cada parámetro y necesidad de diseño.

Método experimental: Este método se aprovecho tanto para diseñar el prototipo, efectuar las pruebas de funcionamiento y determinar en que porcentaje la máquina cumple con los niveles de capacidad propuestos.

Además las técnicas usadas para la recolección de datos fueron:

Percepción: Con lo que se pudo palpar la realidad, tanto del entorno laboral como la del entorno social y mostro una profunda necesidad de mejorar sus formas y procesos de trabajo que conlleven al incremento de su nivel de bienestar.

Encuesta: Utilizada para compilar la información que proporcionarán las personas que forman parte del proceso de trabajo de la granja, la guía de encuesta que se aplicará a las personas beneficiarias de la granja se encuentra disponible en el anexo K:

Luego; con este capítulo se establecen las principales razones que han motivado la investigación y desarrollo del tema propuesto, además que permitirá tener una mejor perspectiva del entorno productivo y el potencial de desarrollo que poseen las comunidades campesinas de la provincia de Cotopaxi y en especial del cantón Latacunga.

Además se mostrarán los resultados obtenidos del trabajo realizado con la parte interesada, mismos que permiten y obligan el desarrollo de este estudio.

Quedarán también establecidos los objetivos que se deberán cumplir al término de este trabajo, siendo seleccionados en función de las necesidades encontradas en el sector y en consideración de la seguridad que deberá tenerse al manipular el prototipo.

2.2.- ANÁLISIS SITUACIONAL

Los suelos de nuestro entorno han sufrido un grave deterioro en su composición, calidad y cantidad de nutrientes lo que ha dado como resultado que bastas extensiones de campos estén desérticos, erosionados y con bajos niveles de rendimiento en producción, todo esto debido al abuso en la utilización de diferentes productos químicos que existen en el mercado para la fertilización y el control de plagas, dañando así el ecosistema.- La recuperación de estos campos se podrá llevar a efecto si concienciamos nuestras acciones a la aplicación de abonos orgánicos ricos en nutrientes que regeneran las condiciones naturales de los suelos que reciben sus beneficios .

El compost es un tipo de abono que se prepara con diferentes materiales orgánicos, los cuales los podemos encontrar en nuestra misma parcela o comunidad para la fabricación de diferentes compuestos, que tratados adecuadamente logran reactivar las condiciones naturales de los suelos de cultivo, encontrándose como la mejor alternativa para el mantenimiento de zonas agrícolas degeneradas por la sobre producción a la que son sujetas, sin contar que dichos compuestos sirven además para generar pesticidas que colaboran al control de plagas.

A las composteras también las llaman aboneras, y los dos nombres son correctos; sólo que composta viene del inglés "compost" que significa compuesto de, y se

refiere al efecto de estercolar, abonar o engrasar la tierra mientras que abonera, viene del español y se refiere al cajón donde están los materiales orgánicos o al producto final destinado para aportar sus nutrientes a la tierra de cultivo, hay quienes dicen que son dos cosas diferentes, pero es un mismo tipo de trabajo que se puede hacer de varias formas.

Una de las formas tradicionales de obtener el abono, es triturando el material en forma manual, de manera que resulta una labor extenuante y genera problemas de condición física entre las cuales se presentan; molestias en zonas lumbares y extremidades superiores, además de la exposición constante a la radiación solar.

El proceso aplicado al material orgánico se lo podrá ejecutar mecánicamente, debido a que es un procedimiento caracterizado por: la disminución de tiempo, bajo costo, fácil operación, fácil mantenimiento y gran capacidad de producción, con que se mejorara las condiciones de trabajo disminuyendo los riesgos a los que puedan estar expuestas las personas involucradas en la operación del proceso, con la instalación de algunos mecanismos conocidos es factible diseñar una máquina adecuada que realice tal actividad. Los recursos humanos, técnicos, financieros, materiales, y de información constructiva existen en nuestro medio dado esto y por la antes señalado los postulantes afirmamos que el presente proyecto es totalmente viable.

2.3.- ANÁLISIS DE RESULTADOS

En esta sección se muestran de manera clara y precisa los resultados obtenidos en el proceso de investigación a continuación las diversas tablas:

1.- ¿Conoce Ud. maquinaria que sirva para la reutilización de productos orgánicos de desecho?

CUADRO INTERPRETATIVO - PREGUNTA N°1

RESPUESTA	F	%
SI	12	10
NO	110	90
TOTAL	122	100

GRAFICO N°18

ANALISIS DE RESULTADOS - PREGUNTA N°1

FUENTE: AUTORES



Análisis.- Debido a que la mayor parte de las personas encuestadas desconocen la existencia de maquinaria útil en el reproceso de desechos orgánicos la implementación de un prototipo de esta índole resultará un paso innovador en el desarrollo y crecimiento de esta granja.

2.- ¿Con qué frecuencia obtiene usted una cantidad considerable de abono compost, utilizando las maneras tradicionales para su obtención?

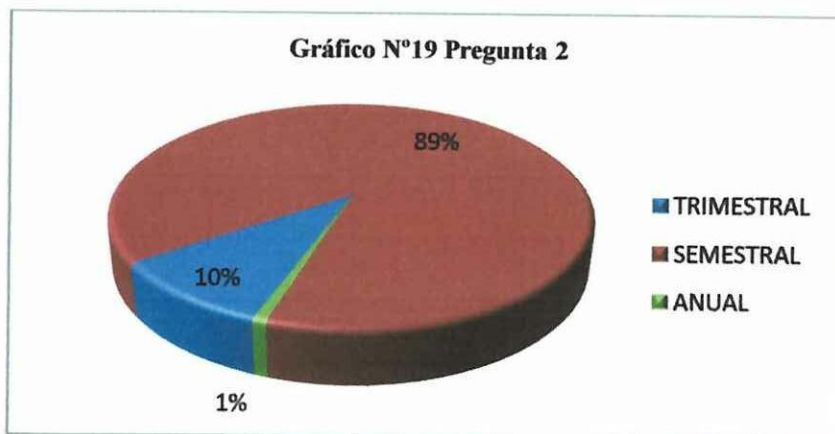
CUADRO INTERPRETATIVO - PREGUNTA N°2

RESPUESTA	F	%
TRIMESTRAL	70	89
SEMESTRAL	51	10
ANUAL	1	1
TOTAL	122	100

GRAFICO N°19

ANALISIS DE RESULTADOS - PREGUNTA N°2

FUENTE: AUTORES



Análisis.- De los valores conocidos el mayor porcentaje de la población genera productos orgánicos de manera tradicional en un lapso de tres meses lo que conlleva a la adquisición de productos industrializados, con la implementación del prototipo la obtención de estos productos se la realizará en tiempos reducidos, lo que evitará la compra de abonos industrializados.

3.- ¿Cuál es la marca de los productos que usted adquiere para la alimentación de sus animales?

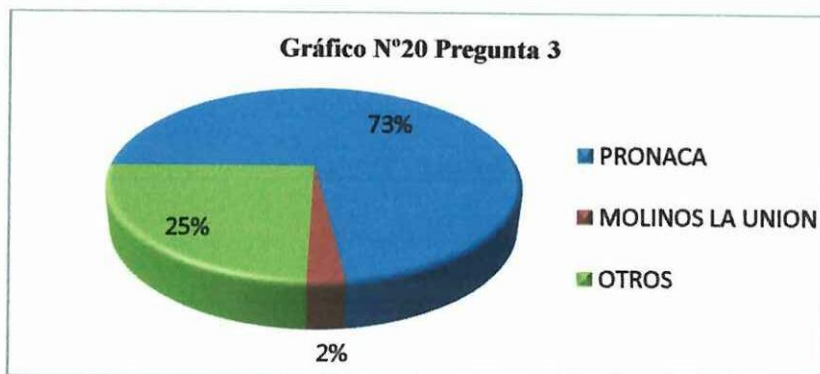
CUADRO INTERPRETATIVO - PREGUNTA N°3

RESPUESTA	F	%
PRONACA	89	73
MOLINOS LA UNION	3	2
OTROS	30	25
TOTAL	122	100

GRAFICO N°20

ANALISIS DE RESULTADOS - PREGUNTA N°3

FUENTE: AUTORES



Análisis.- De esto se puede hacer referencia que los productos alimenticios para especies animales preferidos son de marca PRONACA; debido a la carencia de fuentes propias de suministro; para lo cual, la construcción de una máquina que facilite esta labor se revelaría muy útil en la elaboración de reservas alimentarias que disminuyan la frecuencia de adquisición de productos industrializados, generando un importante ahorro de tiempo como de dinero.

4.- ¿Cree usted que sea viable el procesamiento de productos para la alimentación de sus animales en su propio sector y domicilio?

CUADRO INTERPRETATIVO - PREGUNTA N°4

RESPUESTA	F	%
SI	121	99
NO	1	1
TOTAL	122	100

GRAFICO N°21

ANALISIS DE RESULTADOS - PREGUNTA N°4

FUENTE: AUTORES



Análisis.- Por el alto resultado porcentual obtenido, se considera que el procesamiento de productos dentro de la zona donde se desarrolla la actividad agrícola es viable y tendrá gran acogida por parte del sector beneficiario.

5.- ¿Cuál sería su criterio para elegir entre procesar o adquirir abonos para el cultivo de sus parcelas?

CUADRO INTERPRETATIVO - PREGUNTA N°5 - PRECIO

RESPUESTA	F	%
SI	111	93
NO	11	7
TOTAL	122	100

GRAFICO N°22

ANALISIS DE RESULTADOS - PREGUNTA N°5 - PRECIO

FUENTE: AUTORES



Análisis.- De los resultados obtenidos se concluye que el prototipo necesita ser de bajo costo tanto en su construcción como en su operación y mantenimiento.

CUADRO INTERPRETATIVO - PREGUNTA N°5 - CALIDAD

RESPUESTA	F	%
SI	116	98
NO	6	2
TOTAL	122	100

GRAFICO N°23

ANALISIS DE RESULTADOS - PREGUNTA N°5 - CALIDAD

FUENTE: AUTORES



Análisis.- Haciendo eco de los resultados hallados se puede determinar que la calidad es un punto muy importante de los productos que se destinan al mercado debido a que de esto depende el éxito y la permanencia de una marca o empresa, es decir que será de suma prioridad que el producto obtenido con este prototipo cumpla con este requerimiento.

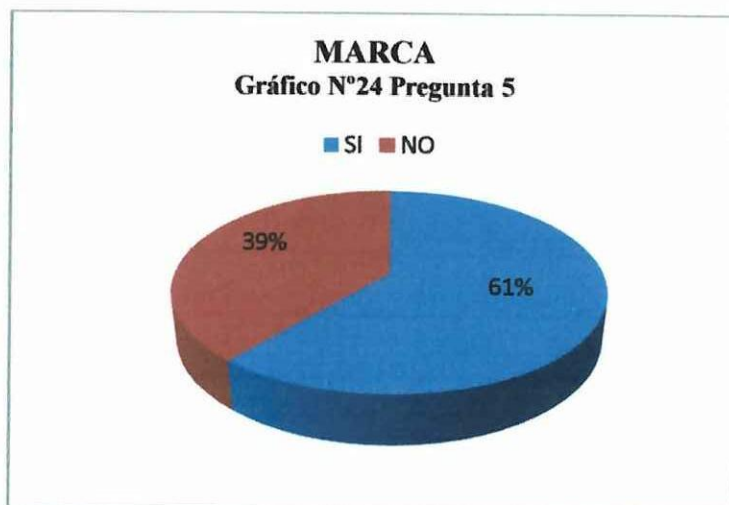
CUADRO INTERPRETATIVO - PREGUNTA N°5 - MARCA

RESPUESTA	F	%
SI	69	61
NO	53	39
TOTAL	122	100

GRAFICO N°24

ANALISIS DE RESULTADOS - PREGUNTA N°5 - MARCA

FUENTE: AUTORES



Análisis.- Basándonos en lo mostrado se llega a la conclusión de que la marca y el prestigio de un producto influyen mucho en la elección de los consumidores y es otro parámetro que se deberá cubrir con el trabajo del prototipo.

6.- ¿Considera usted que los productos que utiliza deben mantener características como las que a continuación se presentan?

- Soporte técnico Garantía Tecnología.

CUADRO INTERPRETATIVO - PREGUNTA N°6 – SOPORTE TÉCNICO

RESPUESTA	F	%
SI	91	81
NO	31	19
TOTAL	122	100

GRAFICO N°25

ANALISIS DE RESULTADOS - PREGUNTA N°6 – SOPORTE TÉCNICO

FUENTE: AUTORES



Análisis.- Basándonos en lo mostrado se puede asegurar que el soporte técnico que se debe entregar al consumidor o beneficiario es de suma importancia debido a que es el respaldo con el que el cuenta para su satisfacción plena tanto con el proceso como con los resultados que de este se obtengan.

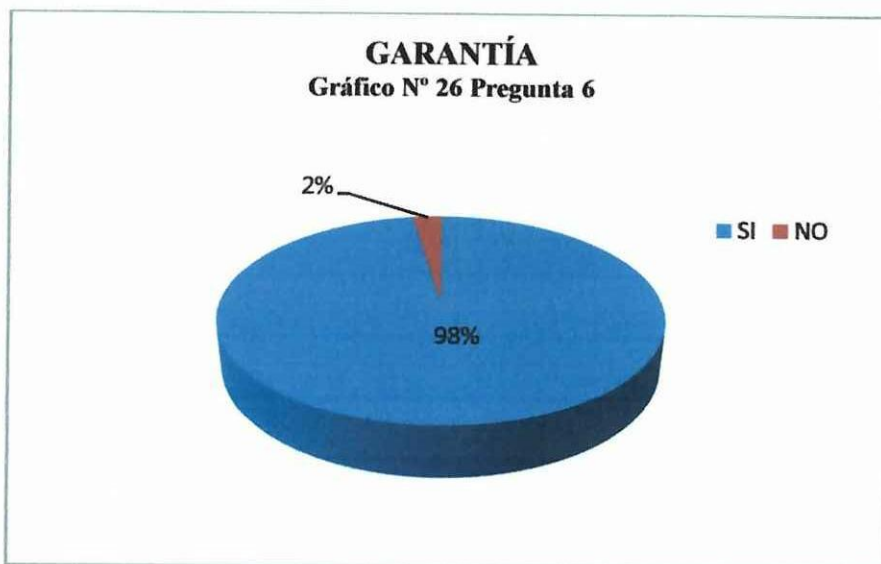
CUADRO INTERPRETATIVO - PREGUNTA N°6 – GARANTÍA

RESPUESTA	F	%
SI	119	98
NO	3	2
TOTAL	122	100

GRAFICO N°26

ANALISIS DE RESULTADOS - PREGUNTA N°6 - GARANTÍA

FUENTE: AUTORES



Análisis.- De los resultados mostrados se concluye que la garantía es también un punto a considerar con mucho empeño debido a que este factor mejora su apreciación del prototipo y del producto obtenido con el.

CUADRO INTERPRETATIVO - PREGUNTA N°6 – TECNOLOGÍA

RESPUESTA	F	%
SI	108	87
NO	14	13
TOTAL	122	100

GRAFICO N°27

ANALISIS DE RESULTADOS - PREGUNTA N°6 - TECNOLOGÍA

FUENTE: AUTORES



Análisis.- De esto se puede determinar que la calidad de la tecnología aplicada a los procesos de producción influye de manera considerable en la decisión de adquirir o no un diseño como el propuesto; por tanto el modelo debería ser innovador en cuanto a tecnología aplicada y su utilización.

7.- ¿Le gustaría a usted desempeñar sus labores de campo de una manera tecnificada?

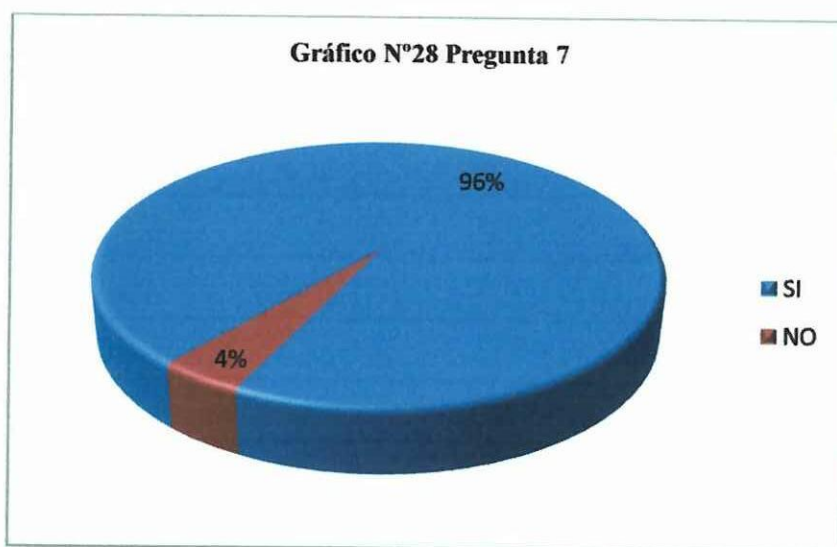
CUADRO INTERPRETATIVO - PREGUNTA N°7

RESPUESTA	F	%
SI	117	96
NO	5	4
TOTAL	122	100

GRAFICO N°28

ANALISIS DE RESULTADOS - PREGUNTA N°7

FUENTE: AUTORES



Análisis.- Los valores hallados muestran claramente que existe una predisposición por parte de las personas que trabajan en la granja, de dejar de realizar sus actividades de forma manual, para hacerlas de forma tecnificada, a mayor velocidad y con menor esfuerzo físico.

8.- ¿Estaría de acuerdo en almacenar sus propios productos en cantidades y condiciones adecuadas para mantener una reserva en tiempos de carestía?

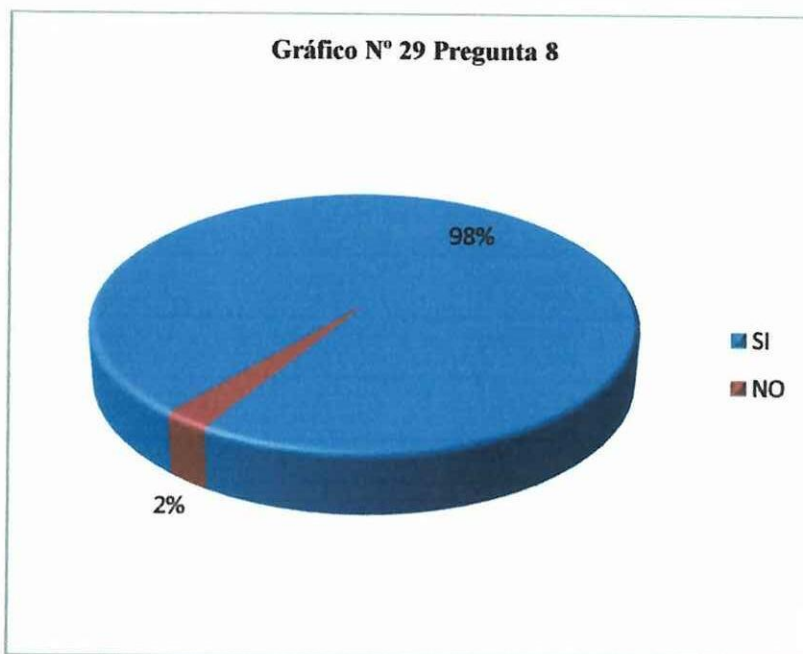
CUADRO INTERPRETATIVO - PREGUNTA N°8

RESPUESTA	F	%
SI	119	98
NO	3	2
TOTAL	122	100

GRAFICO N°29

ANALISIS DE RESULTADOS - PREGUNTA N°8

FUENTE: AUTORES



Análisis.- El valor que representa a las personas dispuestas a mantener una reserva de alimento para sus animales en tiempos de escases, señala claramente que este proceso es de gran interés.

2.4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones.- Luego de haber analizado los resultados obtenidos se considera pertinente mostrar las conclusiones que se han derivado de este análisis:

- Los personas que laboran y se benefician de los productos que se obtienen en la granja comunitaria del Barrio Boliche de la parroquia San Juan de Pastocalle, desconocen en un 90% de medios industriales que podrían facilitar el desarrollo de sus actividades, por cuanto, la implementación de un prototipo de maquinaria que reduzca el tiempo de producción y esfuerzo físico representaría un cambio favorable en sus métodos productivos.

- Considerando que tanto el precio, calidad de producto, soporte técnico y garantía son de suma importancia al momento de decidir entre producir o adquirir el alimento para sus animales, se concluye que el prototipo deberá cumplir con estos requerimientos para la satisfacción de sus usuarios.

- El diseño adecuado y la implementación de un prototipo de maquina procesadora de material orgánico dentro de las actividades productivas de la granja permitirá el cambio de medios manuales de trabajo a procesos agro-industriales más rápidos, que conllevan menores esfuerzos físicos y la complementación o sustitución de accesorios para la producción de alimentos, tanto para el almacenamiento como para la elaboración de abonos orgánicos para el tratamiento de cultivos.

- De manera general, la implementación de este prototipo hará posible el mejoramiento del nivel de vida de las personas que se benefician de las actividades desarrolladas en la granja, permitirá generar mayores ingresos debido a que será posible la comercialización de los productos obtenidos del uso de esta maquinaria.

Recomendaciones:

- Realizar un adecuado análisis de materiales y un minucioso diseño para obtener un resultado final libre de fallas.
- Utilizar siempre materiales, accesorios, y elementos existentes en el mercado, para tener un conocimiento más acertado tanto de los costos como de las características y tiempos de vida del prototipo y sus elementos.
- Establecer etapas de trabajo bien definidas, que permitan escoger la maquinaria y herramientas más convenientes.
- Montar todos los elementos conforme a los planos de referencia y en la secuencia correcta.
- Antes de arrancar el prototipo verificar que las conexiones eléctricas se hayan realizado de manera correcta.
- Ajustar todos los elementos de unión para evitar que algún elemento funcione fuera de su lugar.
- Verificar que la instalación neumática y la presión que se aplica al cilindro se encuentren debidamente probados y regulados, para evitar sobre cargas o bajas de presión.
- Seguir detalladamente el manual de usuario y mantenimiento.

CAPÍTULO III

CÁLCULO Y DISEÑO DE ELEMENTOS

3.1.- INTRODUCCIÓN

El sector agrícola Ecuatoriano cuenta con tecnología que puede garantizar los resultados de producción buscados; pero se presenta al manejar grandes masas de producción y altos capitales de inversión debido a que toda la maquinaria es importada de países que las fabrican en función de sus propias necesidades y que nosotros debemos adaptar a nuestra realidad.

De esta manera el desarrollo comunitario de producción agrícola de nuestro País se ha visto rezagado a la producción manual de sus productos; entre el tipo de maquinaria que se puede encontrar en el mercado nacional tenemos: molino – desintegrador, picadoras y empaquetadoras que funcionan como sistemas individuales lo que conduce a que la adopción de esta maquinaria sea casi imposible tanto por el costo como por el dimensionamiento con que son fabricados.

El anexo L.1 muestra algunos ejemplos de molinos, picadoras y henificadoras existentes en el mercado Ecuatoriano.

Después de haber investigado, analizado y evaluado los principios de funcionamiento, costos de adquisición, sistemas de control y procesos de mantenimiento de cada una de estas máquinas se toma la decisión de diseñar un prototipo de maquina procesadora de material orgánico que se adapte a la realidad productiva de la mayoría de granjas comunitarias ubicadas en nuestra provincia.

Para lo cual en el presente capítulo se desarrollaran los principales análisis de diseño, que permitirán definir el funcionamiento, dimensiones y forma del prototipo propuesto para esta investigación.

Además se establecerán parámetros como:

- Capacidad de producción.
- Tiempo de trabajo.
- Potencia necesaria.

Entre otros que nos servirán como punto de partida para el diseño de este prototipo.

3.2.- PARÁMETROS DE DISEÑO

Luego de haber conocido la baja calidad de producción en la granja comunitaria del Barrio Boliche de la Parroquia “San Juan de Pastocalle”; tanto para la producción de abonos orgánicos, procesamiento de granos secos para la obtención de alimentos balanceados y el empaquetamiento de alfalfa destinada al almacenamiento en forma de reserva para tiempos de sequia cuando el pasto escasea, y luego de haber realizado el análisis estadístico pertinente se considera como método más adecuado que el desarrollo de esta investigación se realice en base a los resultados obtenidos tras haber desarrollado la toma de datos, como se muestra en el capítulo anterior; teniendo:

- Incipiente nivel de producción en la granja debido al bajo aprovechamiento de la materia prima procesada (preguntas 1, 2 y 10 de la encuesta aplicada).
- Reducido porcentaje de efectividad en el trabajo debido a que se realiza de manera rudimentaria (preguntas 2, 7 y 9 de la encuesta aplicada).
- Falta de alimento para los animales en tiempos de sequía; factor que se presenta al no poseer maquinaria que permita el almacenamiento del mismo y el costo que representa la compra de alimentos de marcas comerciales (preguntas 2, 3, 4, y 8 de la encuesta aplicada).
- Pérdidas de la inversión en el desarrollo de los procesos de trabajo por la carencia de asistencia u soporte técnico (preguntas 5, 6, y 7 de la encuesta aplicada).
- Extenuante trabajo físico en el desarrollo de las actividades de producción (preguntas 9 y 10 de la encuesta aplicada).

De acuerdo a las condiciones mencionadas con antelación, se diseñará un prototipo que solvete los siguientes parámetros de diseño:

- El prototipo picara o molera el material que se requiera de manera que los procesos se desarrollen de forma individual o conjunta.
- El sistema de empaquetamiento será un complemento del proceso de corte de alfalfa.
- Los fardos de alfalfa que se obtendrán tendrán un peso aproximado de 14Kg con dimensiones de 500 x 500 x 300mm en forma de bloque rectangular igual a los que se encuentran en el mercado comercial.
- Capacidad de producción mínima de 150 Kg/h.
- El tiempo de producción mínimo diario será de 4 horas debiendo tener la posibilidad de extenderse de manera continua.
- Potencia reducida.
- Dimensiones mínimas.
- De fácil traslado y reducido peso.

- De fácil operación y mantenimiento.
- Diseño conformado con elementos fácilmente sustituibles.
- La alimentación de material podrá ser controlada según el proceso que se desarrolle.
- Deberá diseñarse de forma que se pueda aumentar su capacidad de producción en caso de ser requerido.

3.3.- PROPUESTA

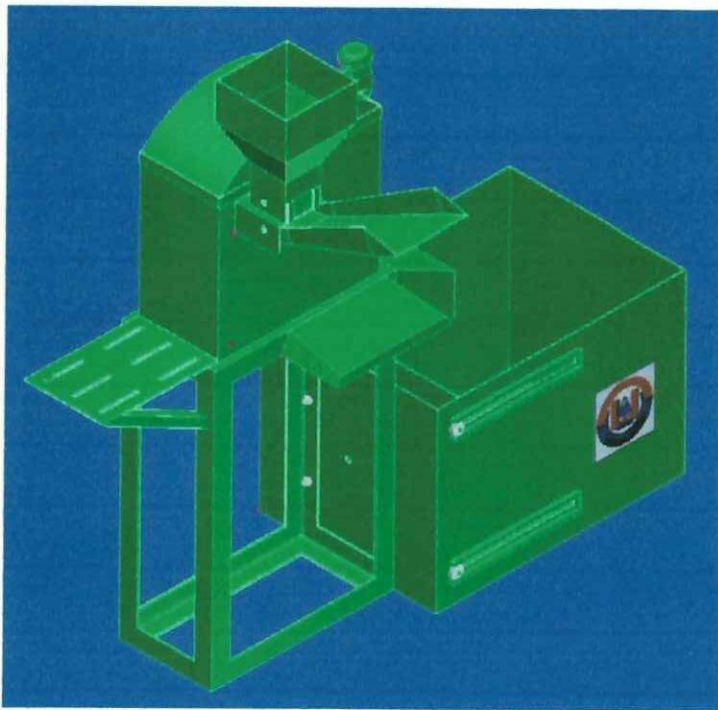
Tomando en consideración las necesidades y parámetros antes mencionados se diseño y construyo un prototipo que permite realizar los trabajos de corte de material orgánico, molido de granos y empaquetamiento de forraje seco; combinando un sistema de corte de disco, un sistema de molino de martillos y un compactador neumático; cuyo funcionamiento y operación se desarrollara por medio de un motor eléctrico que accionará un sistema de transmisión de potencia por bandas que a su vez se encuentra conectado a un eje cuya función principal es la de servir de soporte al sistema de corte y molido además de transmitir el movimiento y la potencia necesaria para realizar el trabajo; la alimentación de material se hará por medio de tolvas adecuadas al material a procesar; para el corte de forrajes se propone una tolva inclinada donde el material será introducido, mientras que para los granos secos se dispondrá de una tolva en forma de embudo que permitirá regular la cantidad de material necesario; luego la salida se llevará a cabo de forma similar que la alimentación es decir por medio de una tolva de salida donde se podrá ubicar un embase para el material molido o un compartimento para la compactación de los forrajes previamente picados; este sistema de compactación será neumático debido a que se trabajará con material seco que no presenta grandes fuerzas a vencer para obtener un fardo que pueda ser de fácil manejo; este prototipo será en su mayor parte desmontable debido a que se podrá realizar los tres trabajos de manera individual o de manera simultanea si ese fuera el caso; en el gráfico N° 32 se muestra cual sería la apariencia final del

prototipo y en el anexo N se presenta el manual del usuario necesario para la operación del prototipo.

GRAFICO N°32

PROTOTIPO DE MAQUINA PROCESADORA DE MATERIAL ORGÁNICO

FUENTE: AUTORES



3.4.- CALCULOS Y ANALISIS DE DISEÑO

3.4.1.- *Definición Del Área y Fuerza de corte.*

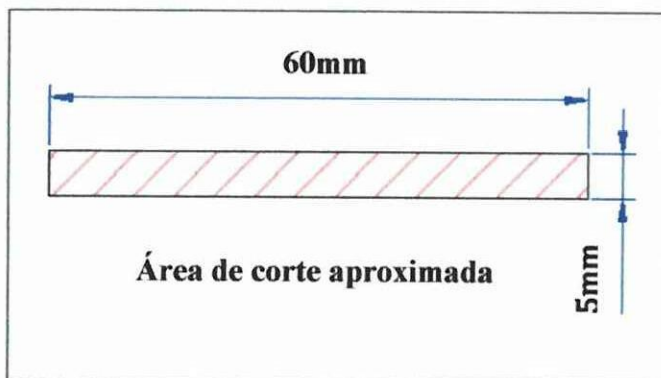
Determinar un área y fuerza de corte adecuadas, representara los valores bases sobre los cuales se desarrollará el diseño total del prototipo, debido a que dependerá de estos el resultado que se obtenga en capacidad de producción y rendimiento del prototipo.

Área de corte: El área de corte aproximada estará definida por una sección rectangular como la mostrada en el gráfico N° 33; por tanto se podrá hacer uso de la ecuación **Ec.1.25**, para determinarla:

GRAFICO N°33

AREA DE CORTE DEL MATERIAL ORGÁNICO

FUENTE: AUTORES



$$A_c = b \times h$$

$$A_c = 60\text{mm} \times 5\text{mm}$$

$$A_c = 300\text{mm}^2$$

Rp.3.1

Fuerza de corte: Se establecerá asociando el área antes definida con el valor $4.472 \left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right]$ de la resistencia al corte que presenta la alfalfa, la referencia de este valor se puede consultar en el anexo L.2; teniendo:

$$F_c = R_c \times A_c$$

$$F_c = 4.472 \frac{N}{\text{mm}^2} \times 300\text{mm}^2$$

$$F_c = 1341.6 \text{ N}$$

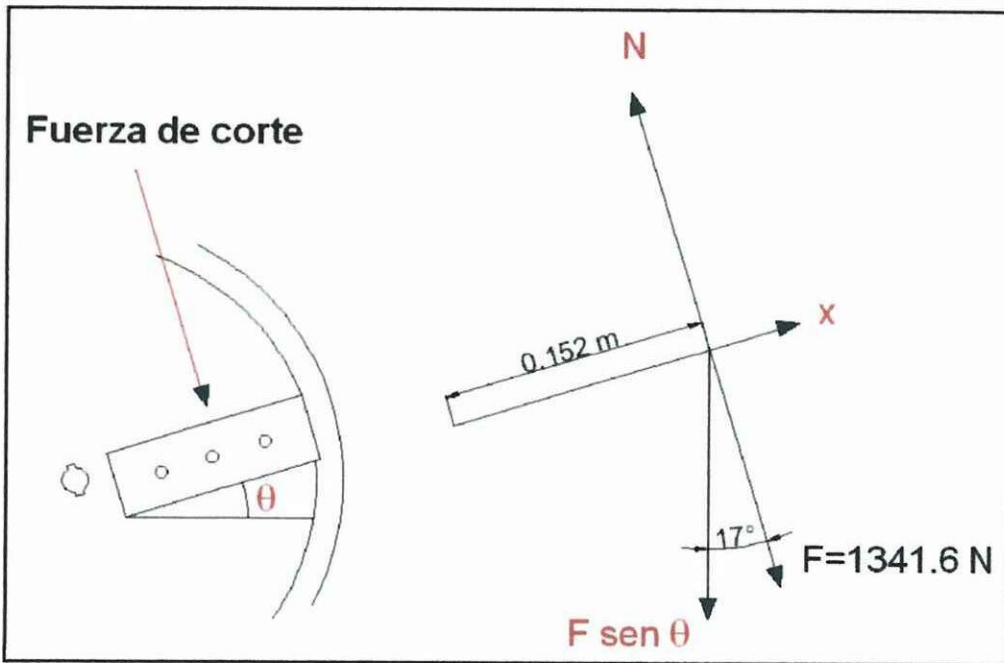
Rp.3.2

De donde la energía (trabajo) de corte requerida se establecerá haciendo referencia a la Ec. 1.8 y debido a que el corte lo realizará una cuchilla de 152mm de longitud con un ángulo de 17° con relación al ingreso del material como lo muestra el gráfico N°34 la expresión quedará como sigue:

GRAFICO N°34

UBICACIÓN DE LA FUERZA DE CORTE

FUENTE: AUTORES



$$E_c = (F_c \times \text{sen}\theta) \times L_c$$

$$E_c = 1341.6 \times \text{sen}17 \times 0.152\text{m}$$

$$E_c = 60 \text{ J}$$

Rp.3.3

3.4.2 Diseño Del Disco De Corte:

Para el diseño de este elemento se empezará analizando las tensiones que se generarán en el; luego se deberá determinar un valor de masa que permita obtener un torque y un momento de inercia adecuados para no sobredimensionar la potencia necesaria del motor además de que permita alcanzar un valor suficiente de energía para vencer la resistencia de corte.

La forma del disco facilitará el paso del material a cortar, debido a que este deberá tener una longitud determinada para poder ser empaquetado posteriormente.

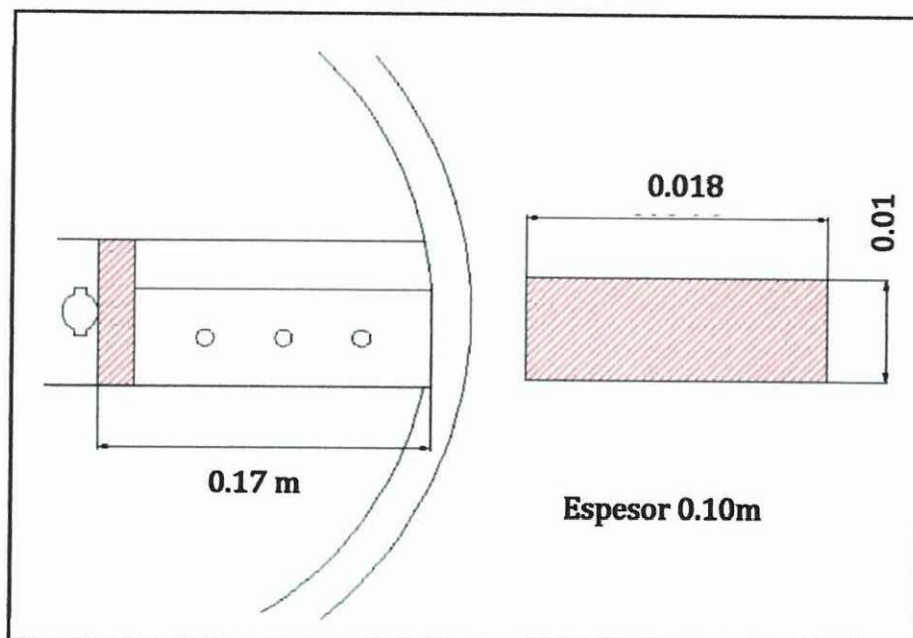
Análisis de tensiones en el disco.- El disco de corte es un elemento que estará sujeto a fatiga por la variación entre los valores de carga teniendo un valor de cero cuando no se realiza la acción de corte y un valor máximo durante la acción de trabajo.

La carga máxima se presenta en la sección sombreada del gráfico N°35 cuando la fuerza se aplica entre el extremo interno de la cuchilla y el extremo externo del agujero destinado al eje; tomando en consideración que la fuerza se aplica en la parte inferior de la sección mostrada se deberá determinar el área con relación al espesor del disco que se propone sea de 10mm.

GRAFICO N°35

UBICACIÓN DE LA CARGA MÁXIMA QUE AFECTA AL DISCO

FUENTE: AUTORES



El valor del máximo de momento se tiene por Ec.1.19 siendo:

$$T_{\text{máx}} = F_{\text{máx}} \times C_{\text{máx}}$$

$$T_{\text{máx}} = 1341.6\text{N} \times 0.17\text{m.}$$

$$T_{\text{máx}} = 228\text{Nm}$$

Rp.3.4

Luego para determinar el área total para la sección rectangular mostrada en el gráfico N° 31 se usa Ec. 1.25 teniendo:

$$A = b \times h$$

$$A = 0.018 \times 0.010$$

$$A = 1.8 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Rp.3.5

Mientras que el esfuerzo máximo vendrá dado por la ecuación Ec.1.37 donde se tendrá como referencia **Rp.3.2** como valor de V y **Rp.3.5** como valor de A:

$$\tau \text{ máx} = \frac{3V}{2A} \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

$$\tau \text{ máx} = \frac{3(1341.6)}{2(1.8 \times 10^{-4})}$$

$$\tau \text{ máx} = 11.180 \frac{KN}{m^2} \quad \mathbf{Rp.3.6}$$

De aquí que la resistencia al punto cedente S_y mínima que deberá poseer el material con el cual se construirá el disco se determina a partir del esfuerzo máximo y un factor de seguridad que para este caso será de 1.5 debido a que las cargas aplicadas no son excesivas ni constantes sobre la sección expuesta, despejando S_y en la ecuación **Ec.1.43** se tendrá:

$$S_y = \tau \text{ máx} \times 2n$$

$$S_y = 11.180 \times 2(1.5)$$

$$S_y = 33.540 \frac{KN}{m^2} = 4.86 \frac{Klb}{plg^2} \quad \mathbf{Rp.3.7}$$

Por lo que es posible utilizar un acero **A36** como material de fabricación ya que este tiene una resistencia al punto cedente $S_y = 36 \frac{Klb}{plg^2}$; además de ser un material poco costoso por la alta comercialización de este en el mercado industrial.

Volumen del disco: Este resultado se obtendrá luego de analizar por partes el área del disco debido a que es necesario darle una forma determinada para que el material pueda alcanzar una longitud de corte adecuada, luego multiplicado por el valor de la densidad del acero se tendrá el valor de la masa, para la primera parte se utilizará la ecuación **Ec.1.32**.

$$V = \pi \times h(R^2 - r^2)$$

$$V_1 = \pi \times (0.010) (0.20^2 - 0.18^2)$$

$$V_1 = 2.388 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \quad \text{Rp.3.8}$$

Valor de masa del volante: Para hallar este valor se despejara la masa en la Ec.1.33 donde la densidad para el acero comercial será de $7700 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$ tomado del anexo C.1; luego se tiene la expresión:

$$\begin{aligned} m &= V \times \delta \\ m_1 &= 2.388 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \times 7700 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \\ m_1 &= 1.838 \text{ Kg} \end{aligned} \quad \text{Rp.3.9}$$

Los valores de volumen y masa obtenidos corresponden al aro exterior que forma el disco de corte; el siguiente valor será el correspondiente a la masa de la sección donde se hará la perforación que acogerá al eje; luego se restara del valor de masa de los soportes de las cuchillas.

Al usar la ecuación Ec.1.31 de volumen para un cilindro se tiene:

$$\begin{aligned} V &= \pi \times h \times R^2 \\ V_2 &= \pi \times (0.010)(0.0127^2) \\ V_2 &= 5.067 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \end{aligned} \quad \text{Rp.3.10}$$

Luego con Ec.1.33 se tendrá:

$$\begin{aligned} m &= V \times \delta \\ m_2 &= 5.067 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \times 7700 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \\ m_2 &= 0.039 \text{ Kg} \end{aligned} \quad \text{Rp.3.11}$$

En el disco de corte se tendrá una sección que servirá de soporte a las cuchillas y cuyo valor de volumen será definido por la ecuación correspondiente a la del volumen del prisma recto **Ec.1.30**:

$$\begin{aligned}V &= a \times b \times h \\V_3 &= (0.010\text{m}) \times (0.34178\text{m}) \times (0.0754\text{m}) \\V_3 &= 2.577 \times 10^{-4} \text{m}^3\end{aligned}\quad \text{Rp.3.12}$$

Luego, si se usa **Ec.1.33** se tendrá:

$$\begin{aligned}m &= V \times \delta \\m_3 &= 2.577 \times 10^{-4} \text{m}^3 \times 7700 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \\m_3 &= 1.984 \text{Kg}\end{aligned}\quad \text{Rp.3.13}$$

A este valor se restará el valor de m_2 antes mencionado teniendo:

$$m_i = m_3 - m_2 \quad \text{Rp.3.14}$$

Donde:

m_i = Masa interna del volante.

m_2 = Masa del material retirado.

m_3 = Masa de la sección de soporte para las cuchillas.

Entonces:

$$\begin{aligned}m_i &= m_3 - m_2 \\m_i &= 1.984 \text{Kg} - 0.039 \text{Kg} \\m_i &= 1.945 \text{Kg}\end{aligned}\quad \text{Rp.3.15}$$

Luego, analizados todos estos factores encontramos la masa total del volante como se muestra:

$$m_t = m_1 - m_i \quad \text{Rp.3.16}$$

Donde:

m_t = Masa total del volante.

m_1 = Masa externa del volante.

m_i = Masa interna del volante.

Entonces:

$$\begin{aligned} m_t &= 1.838\text{Kg} + 1.945\text{Kg} \\ m_t &= 3.78\text{Kg} \end{aligned} \quad \text{Rp.3.17}$$

Para conocer la energía que podrá almacenar el volante analizamos cual será el momento de inercia que este posee por medio de **Ec.1.77** se tiene:

$$\begin{aligned} I &= \frac{1}{2} m \times R^2 \\ I_0 &= 3.78 \times (0.2)^2 \\ I_0 &= 0.075\text{Kgm}^2 \end{aligned} \quad \text{Rp.3.18}$$

Luego considerando que la velocidad angular del diseño será de 870 rpm $\left(91.1 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$ y aplicando la ecuación **Ec.1.18** la energía cinética rotacional del volante será:

$$\begin{aligned} E_c &= \frac{1}{2} I_0 \times \omega^2 \\ E_c &= \frac{1}{2} (0.075\text{Kgm}^2) \times \left(91.1 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 \\ E_c &= 314 \text{ J} \end{aligned} \quad \text{Rp.3.19}$$

Ya que durante el tiempo del corte se emplea una cantidad de la energía del volante se tendrá luego de la acción una energía residual que será igual a:

$$E_r = E_v - E_c$$

Donde:

E_r = Energía residual [J]

E_v = Energía del volante [J]

E_c = Energía de corte [J]

Entonces:

$$E_r = 314 - 60$$

$$E_r = 254 \text{ J} \quad \text{Rp.3.20}$$

Aceleración del Disco.- Cuando el disco de corte cumple con su trabajo experimenta una reducción en su velocidad la misma que debe ser recuperada hasta el siguiente corte, dado esto y para tener una recuperación sin vibraciones excesivas la disminución de la velocidad no puede ser mayor al 5% de la inicial, dicho esto y teniendo como referencia la ecuación **Ec.1.75** se tendrá:

$$W_{fmin} = W_i - (5\% \times W_i)$$

$$W_{fmin} = 870 - (870 \times 0.05)$$

$$W_{fmin} = 826.5 \text{ [rpm]} \quad \text{Rp.3.21}$$

Tomando en cuenta que la recuperación de la velocidad se realiza en base a la aceleración angular si se varía la **Ec. 1.17** en función de la aceleración se tiene:

$$\alpha = \frac{(W_f^2 - W_i^2)}{2\theta}$$

$$\alpha = \frac{(86.6^2 - 91.1^2)}{2\pi}$$

$$\alpha = 127.26 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right] \quad \text{Rp.3.22}$$

Hallados estos valores calculamos la potencia necesaria para llevar a cabo la acción de corte; en base al momento de inercia, la aceleración y la velocidad

angular que se deben alcanzar para este diseño haciendo uso de **Ec. 1.13** y sabiendo que el trabajo es igual al momento de inercia por la aceleración se tiene

$$P = T \times \omega = I \times \alpha \times \omega$$

$$P = 0.075 \text{Kgm}^2 \times 127.26 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \times 91.1 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P = 870 \text{ [W]} \quad \text{Rp.3.23}$$

Transformado el valor en Hp tenemos que la potencia será igual a 1.1Hp

3.4.3.- *Diseño de las cuchillas de Corte*

Las cuchillas serán los elementos encargados de cortar la alfalfa para los fines deseados; el espesor y material se definirán en función de la carga que deberán soportar tres pernos que fijaran las cuchillas al disco de corte; para esto se tiene en **Rp.3.2** el valor de la carga, este valor se debe multiplicar por un factor de seguridad lo que garantizará que el buen desempeño tanto de los elementos de unión como de los de corte.

Determinación del esfuerzo cortante máximo.- Luego de multiplicar el valor de la carga por un factor de seguridad de 2 para condiciones de trabajo de choque o impacto como lo recomienda **ROBERT L. MOTT, P.E** visto en el capítulo I, se tiene un valor de 2682N de carga máxima, al aplicar esta carga a tres pernos como se muestra en el gráfico N°36 cada uno soportará un tercio de la carga lo que nos da un valor de 894N, Para hallar el valor aproximado de la resistencia al punto de fluencia S_y que deberán tener los pernos se deberá considerar por seguridad el menor valor hallado en la tabla especificaciones para pernos mostrada en el anexo G; siendo de:

$$S_y = 2.391 \times 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 33000(\text{Psi})$$

Usando la teoría de esfuerzo cortante máximo de la ecuación **Ec.1.44** se tiene que la resistencia de fluencia en cortante para el caso más crítico será de:

$$s_{sy} = 0.50 \times S_y$$

$$S_{sy} = 0.5 \times 2.391 \times 10^8 \frac{N}{m^2}$$

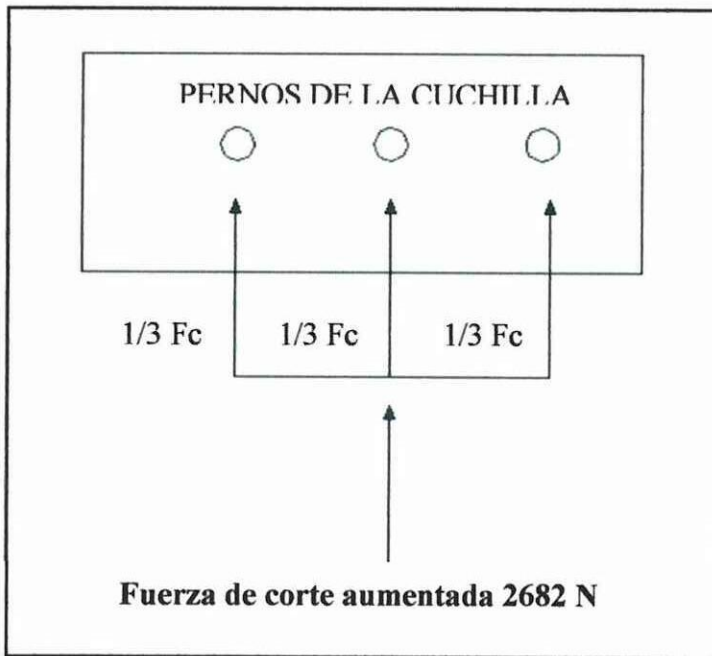
$$S_{sy} = 1.19 \times 10^8 \frac{N}{m^2}$$

Rp.3.24

GRAFICO N°36

CARGA MÁXIMA SOBRE LOS PERNOS DE LA CUCHILLA

FUENTE: AUTORES



Luego, sabiendo que el valor de esfuerzo cortante permisible para fabricar pernos es de $1.036 \times 10^8 \frac{N}{m^2}$ (anexo L.1), para este caso el valor de esfuerzo cortante máximo permisible se podrá determinar por la ecuación **Ec.1.64**:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{\sigma}{n}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{1.036 \times 10^8}{3}$$

$$\tau_{\text{máx}} = 3.45 \times 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad \text{Rp.3.25}$$

Ahora para determinar el diámetro del perno se hará uso de la ecuación Ec.1. 66 de donde si se despeja el área se tiene:

$$A = \frac{F_c}{\tau_{\text{máx}}}$$

$$A = \frac{894 \text{N}}{3.45 \times 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$A = 2.591 \times 10^{-5} \text{ m}^2 = 25.91 \text{ mm}^2 \quad \text{Rp.3.26}$$

De esto, el diámetro del perno se obtendrá haciendo referencia en la ecuación Ec.1.67:

$$D = \left(\frac{A \times 4}{\pi} \right)^{1/2}$$

$$D = 5.74 \text{ mm} \quad \text{Rp.3.27}$$

Entonces se puede utilizar un perno M8 para garantizar la seguridad en el diseño.

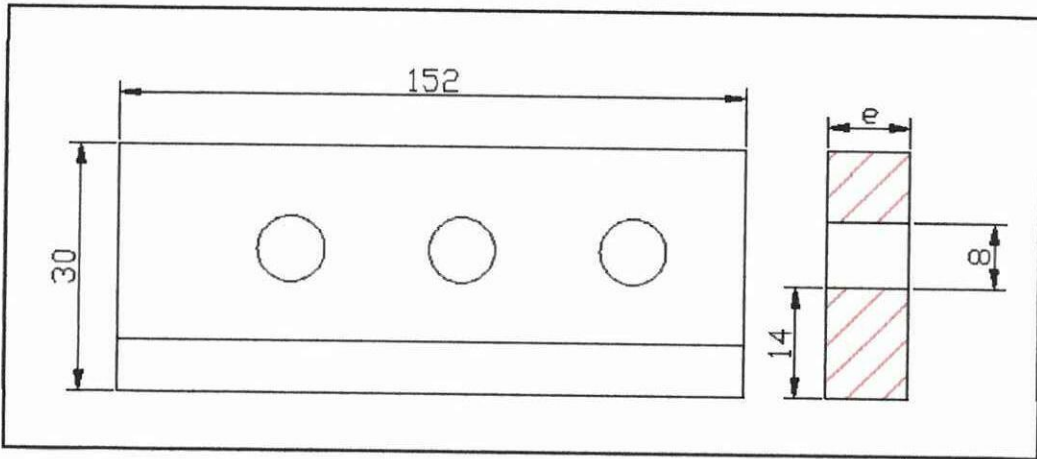
Selección del espesor de la cuchilla.- Para determinar el espesor mínimo de las cuchillas se deberán considerar los siguientes aspectos:

- La fuerza de corte que será transmitido a las cuchillas será de 2682N como se cálculo anteriormente.
- Esta fuerza será soportada por las secciones de la cuchilla donde irán los pernos como se muestra en el gráfico N° 37.

GRAFICO N°37

SECCION DE LA CUCHILLA QUE SOPORTA LA CARGA

FUENTE: AUTORES



Usando la teoría de esfuerzo cortante máximo de la ecuación **Ec.1.44** se tiene que la resistencia de fluencia en cortante para un acero ASTM 514 usado en la elaboración de cuchillas con una resistencia ultima al punto cedente de $22.54 \times 10^8 \frac{N}{m^2}$ valor que se muestra en el anexo L.2, será:

$$s_{sy} = 0.50s_y = 0.5 \times (0.7 \times SUT)$$

$$S_{sy} = 0.5 \times 16.9 \times 10^8 \frac{N}{m^2}$$

$$S_{sy} = 8.45 \times 10^8 \frac{N}{m^2}$$

Rp.3.28

De esto se desarrolla la ecuación **Ec.1.69** considerando un factor de seguridad de 3 para hallar el valor de la tensión máxima donde:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{SS_y}{n}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{8.45 \times 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{3}$$

$$\tau_{\text{máx}} = 2.81 \times 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad \text{Rp.3.29}$$

Por otro lado se sabe que la sección que soporta la carga es de forma rectangular por lo tanto si consideramos que el área se determina al multiplicar la base que en este caso será el espesor por la altura al remplazar esto en la ecuación **Ec.1.70** y despejando el espesor se tiene:

$$e = \frac{F}{0.014\text{m} \times \tau_{\text{máx}}}$$

$$e = \frac{894\text{N}}{0.014\text{m} \times 2.81 \times 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$e = 0.23\text{mm} \quad \text{Rp.3.30}$$

De donde el espesor se determinará por términos de diseño más no de resistencia.

Capacidad de producción de la máquina

La capacidad de producción se determinará en función del volumen de material cortado por minuto, teniendo un área de corte de $3 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ y una longitud de 0.15m se tendrá un volumen de corte de $4.5 \times 10^{-5} \text{ m}^3$; ahora, el valor del volumen de corte por vuelta será dos veces este valor, por tanto será de $9 \times 10^{-5} \text{ m}^3$, al trabajar con una velocidad de 870rpm el volumen de forraje picado en un minuto será de $7.83 \times 10^{-2} \text{ m}^3$ mientras que el valor para una hora será de 4.7 m^3 ; para hallar el valor de masa se utilizará una densidad de 120 Kg/m^3 valor obtenido luego de haber pesado un metro cubico de alfalfa fresca; remplazando estos valores en **Ec.1.33** se tiene:

$$m = V \times \delta \text{ [Kg]}$$

$$m = 4.7\text{m}^3 \times 120 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$m = 560\text{Kg}$$

Rp.3.31

Entonces se tendrá $560 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$, luego si se aplica este valor al tiempo mínimo de trabajo planteado de 4 horas de trabajo se tendrá 2240Kg.

3.4.4.-Diseño del Sistema de Martillos

Para realizar el molido de granos se opto por un sistema de martillos debido a las facilidades motrices que presenta este sistema, además de que puede ser fácilmente adaptable a la propuesta de diseño.

3.4.4.1.- Análisis de Volumen, Peso, Selección de materiales y dimensiones.

Antes de iniciar el análisis del sistema de martillos se considera prudente mencionar que luego de haber probado el rendimiento en producción que se obtenía con diferentes cantidades de martillos y en diferentes configuraciones de ubicación se hallo que el utilizar veinticuatro martillos ubicados en cuatro grupos de seis martillos por eje de soporte ubicados alternadamente se obtuvo que el rendimiento era adecuado para aplicarlo a este trabajo; además de que la forma de los martillos se obtuvo de igual manera dando como resultado que la forma escogida favorece la obtención de la granulometría de material necesaria; ayuda a la expulsión del pasto conservando su longitud, ventaja que no se tenia con otras formas de martillos, es de fácil construcción y mejora las acciones de mantenimiento y reposición.

Martillos.- Serán los encargados de golpear el grano o componentes vegetales a una velocidad de 870 rpm. Para conseguir su trituración, de aquí que su masa es importante para poder determinar el torque, momento de inercia y de ello la potencia que se deberá utilizar para poder realizar el trabajo; a continuación para determinar el volumen se hará referencia al gráfico N°38 que muestra las dimensiones del martillo y utilizando la ecuación **Ec.1.30** se tiene:

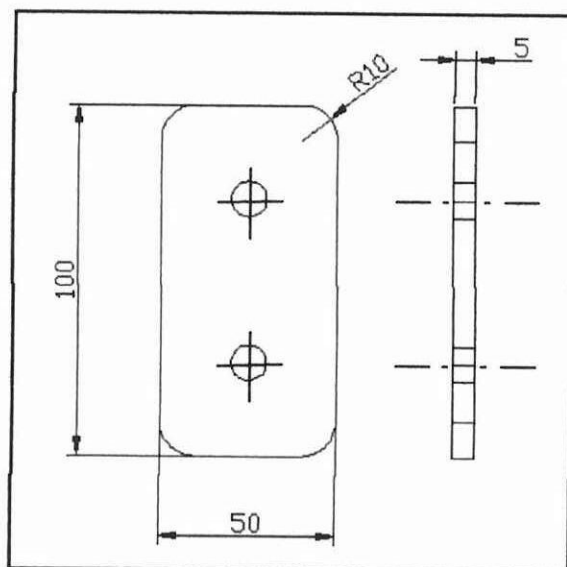
$$\begin{aligned}
 V &= a \times b \times h \\
 V_3 &= (0.10 \text{ m}) \times (0.05\text{m}) \times (0.005\text{m}) \\
 V_3 &= 2.5 \times 10^{-5} \text{ m}^3
 \end{aligned}
 \tag{Rp.3.32}$$

Mientras que la masa será dada por **Ec.1.33**:

$$\begin{aligned}
 m &= V \times \delta \text{ [Kg]} \\
 m &= 2.5 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \times 7700 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \\
 m &= 0.1925 \text{ kg}
 \end{aligned}
 \tag{Rp.3.33}$$

GRAFICO N°38

DIMENSIONES Y FORMA DE LOS MARTILLOS DE TRITURACIÓN



El valor de masa hallado es el correspondiente a un martillo y dado que en el sistema existirán cuatro ejes que soportarán cada uno a seis martillos se tiene un total de veinte y cuatro martillos; entonces, el valor de masa total para estos será de:

$$mt = m \times 24$$

$$mt = 0.1925\text{kg} \times 24$$

$$mt = 4.62\text{Kg}$$

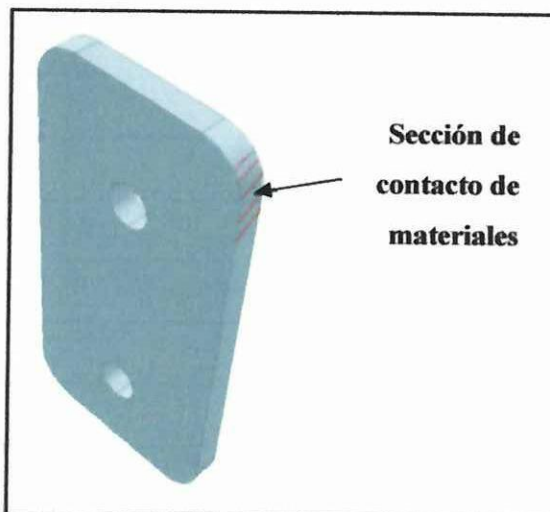
Rp.3.34

Se puede también deducir el tipo de material que se deberá utilizar para la fabricación de los martillos determinando el área total de la sección del martillo que estará en contacto con el material a triturar; sabiendo que la posición de contacto de los martillos será una sección como la mostrada en el gráfico N°39 debido a que el desgaste por fricción será mínimo, por ser de fácil y rápida elaboración y permitir un mayor contacto entre las superficies del martillo y del material a triturar; si se considera la sección de forma rectangular y se aplica al ecuación **Ec.1.25** entonces se tiene:

GRAFICO N°39

SECCIÓN DEL MARTILLO SOMETIDA A CONTACTO

FUENTE: AUTORES



$$A_c = b \times h$$

$$A_c = 5\text{mm} \times 20\text{mm}$$

$$A_c = 100\text{mm}^2$$

Rp.3.35

El esfuerzo máximo vendrá dado por la ecuación **Ec.1.37**, para aplicar esta ecuación se tendrá un valor de carga máxima soportada por la sección de 116.57N; entonces:

$$\tau \text{ máx} = \frac{3V}{2A}$$

$$\tau \text{ máx} = \frac{3(116.57)}{2(100)}$$

$$\tau \text{ máx} = 1.748 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Rp.3.36

De aquí que la resistencia al punto cedente S_y se determina a partir del esfuerzo máximo y el factor de seguridad; para este caso se tomara un factor de seguridad de 2 debido a que las cargas aplicadas son variables y de choque y al aplicar la ecuación **Ec.1.43** se tiene:

$$S_y = \tau \text{ máx} \times 2n$$

$$S_y = 1.748 \times 2(2)$$

$$S_y = 6.99 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 6.9 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$S_y = 1.014 \frac{\text{Klb}}{\text{plg}^2}$$

Rp.3.37

Por lo que es posible utilizar un acero **A36** como material de fabricación ya que este tiene una resistencia al punto cedente de $36 \frac{\text{Klb}}{\text{plg}^2}$.

Bocines o separadores.- Son elementos en forma de anillo que cumplirán con mantener fijos a los martillos en sus respectivos lugares mientras el sistema se encuentra en movimiento, pero de tal manera que permitan una holgura

determinada para que los martillos puedan girar libremente tanto en el arranque como en la parada.

Para determinar su volumen y masa se utilizará la ecuación **Ec.1.32**:

$$\begin{aligned}V &= \pi \times h \times (R^2 - r^2) \\V &= \pi \times 0.017 \times (0.012^2 - 0.010^2) \\V &= 5.87 \times 10^{-7} \text{ m}^3\end{aligned} \quad \text{Rp.3.38}$$

Mientras que la masa será dada por **Ec.1.33**:

$$\begin{aligned}m &= V \times \delta \text{ [Kg]} \\m &= 5.87 \times 10^{-7} \text{ m}^3 \times 7700 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \\m &= 4.52 \times 10^{-3} \text{ kg}\end{aligned} \quad \text{Rp.3.39}$$

Debido a que en cada eje se hará uso de seis espaciadores se tendrá una masa total para los veinte y cuatro bocines de:

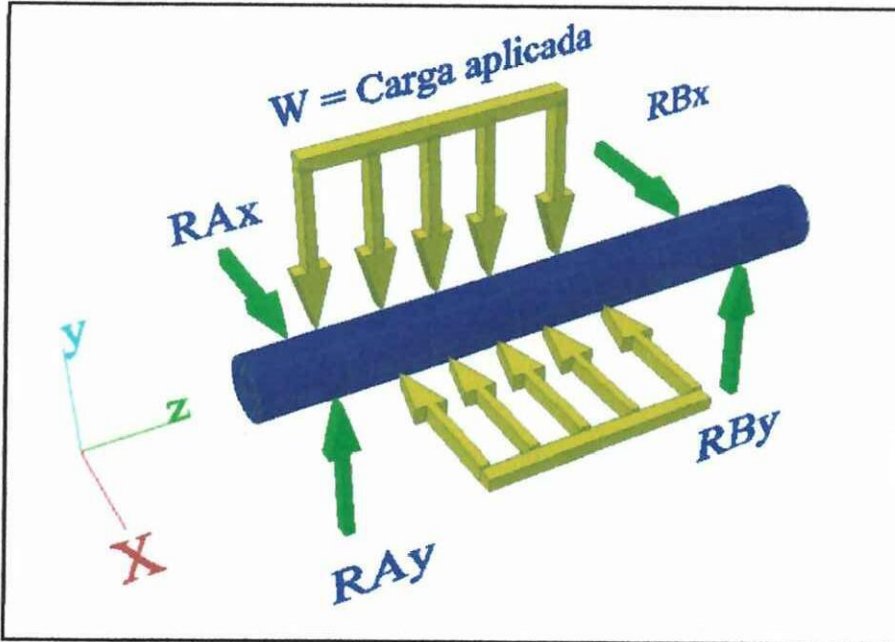
$$\begin{aligned}m_t &= m \times 24 \\m_t &= 4.52 \times 10^{-3} \times 24 \\m_t &= 0.1085 \text{ Kg}\end{aligned} \quad \text{Rp.3.40}$$

Cálculo de Ejes de Soporte.- Estos elementos acogerán el conjunto de martillos y separadores, el diámetro se determinará en función del análisis de cargas a las que estarán sujetos y a la teoría de esfuerzo cortante máximo.

GRAFICO N°40

CARGA GENERADA POR LOS MARTILLOS SOBRE LOS SOPORTES

FUENTE: AUTORES



Del gráfico N°40 podemos deducir que la carga aplicada estará distribuida a lo largo del eje y que cuando actúa en Y muestra la carga que generan los martillos y bocines mientras que cuando actúa en X muestra la carga necesaria para la trituración; por tanto para su análisis y para el desarrollo de los gráficos de corte y de momento, se podrá utilizar el siguiente procedimiento:

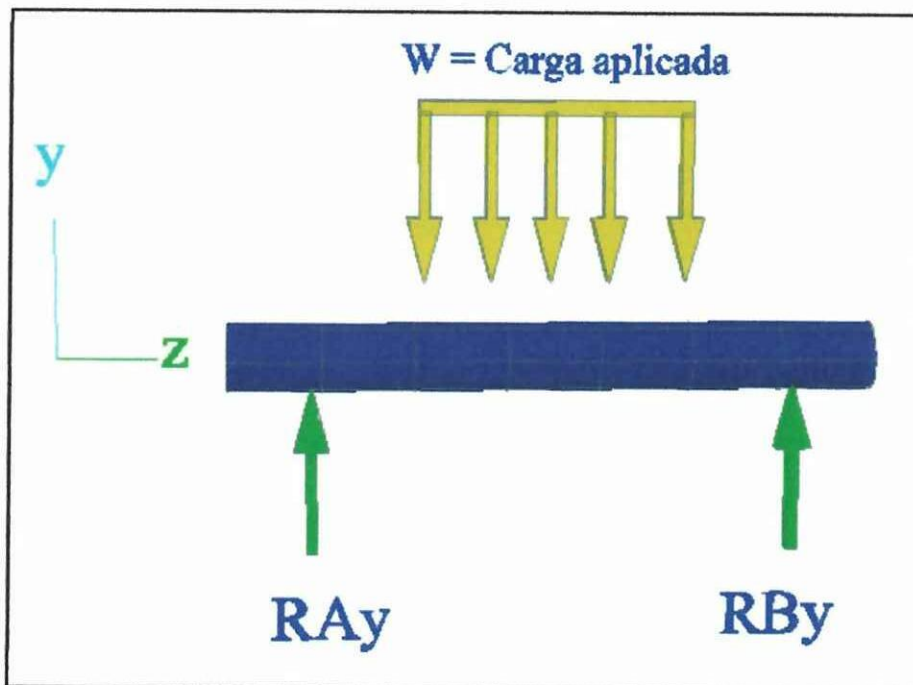
Análisis de Fuerzas sobre los Soportes.- Si se analiza el plano YZ se tendrán ubicadas las fuerzas como lo muestra el gráfico N°41:

De esto se podrá determinar el valor de las reacciones en el punto a y b según la carga que generarán los martillos y bocines sobre el eje (47.82N) al ser aplicada sobre la longitud del soporte 0.135m y de lo cual la distancia media será 0.0675m, usando la ecuación Ec.1.45 se tiene:

GRAFICO N°41

FUERZAS QUE ACTUÁN SOBRE EL PLANO YZ

FUENTE: AUTORES



$$R_{Ay} = R_{By} = \frac{W}{2}$$

$$R_{Ay} = R_{By} = \frac{47.82N}{2}$$

$$R_{Ay} = R_{By} = 23.91N$$

Rp.3.41

Para hallar el momento que produce la carga se utiliza la ecuación Ec.1.46:

$$M = \frac{W}{2}(L - X)$$

$$M = \frac{47.82}{2}(0.135 - 0.0675)$$

$$M = 1.61m - N$$

Rp.3.42

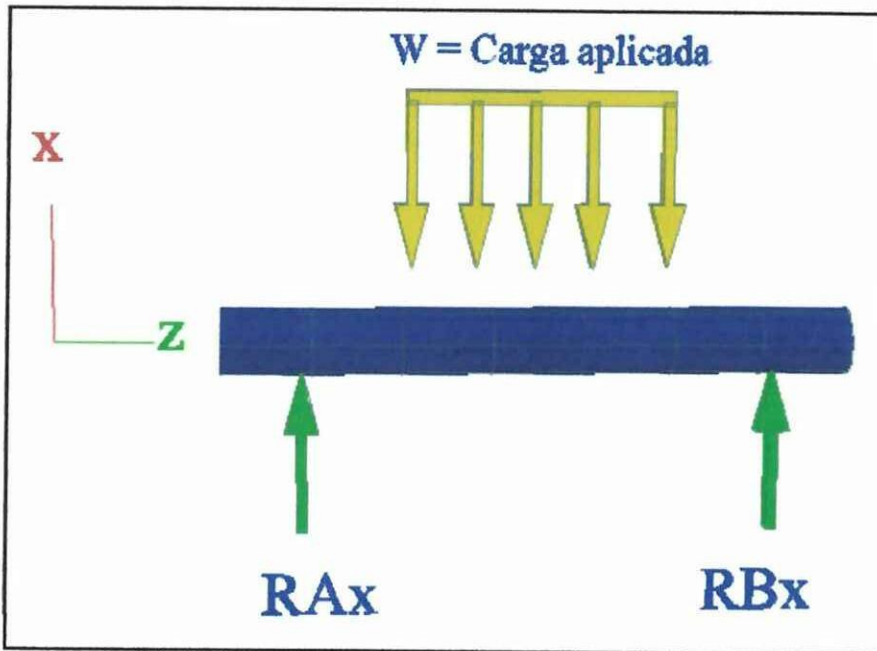
Ahora si se analizan las fuerzas en el plano XZ como en el gráfico N° 42, para estas fuerzas se utilizarán los valores anteriores excepto el valor de la carga ya que

aquí se utilizara el valor de la fuerza de los martillos para la trituración (116.57N); aplicando la ecuación Ec.1.45 se tiene:

GRAFICO N°42

FUERZAS QUE ACTUÁN SOBRE EL PLANO XZ

FUENTE: AUTORES



$$RAx = RBx = \frac{W}{2}$$

$$RAx = RBx = \frac{116.57N}{2}$$

$$RAx = RBx = 58.28N$$

Rp.3.43

Para hallar el momento que produce la carga se utiliza la ecuación Ec.1.46:

$$M = \frac{W}{2}(L - X)$$

$$M = \frac{116.57}{2}(0.135 - 0.0675)$$

$$M = 3.93m - N$$

Rp.3.44

Luego, para realizar el gráfico N°43 diagrama de cortante, se tomará el valor del plano XZ debido a que es más alto que el de YZ, luego al resolver la ecuación Ec.1.47 se tiene:

$$V = \frac{W}{2} - X$$

$$V = \frac{116.57}{2} - 116.57$$

$$V = -58.28$$

Rp.3.45

Mientras que el diagrama de momento gráfico N°44 se tendrá por el valor obtenido de la suma de los momentos del plano YZ y del plano XZ, entonces será:

$$M_{\text{máx}} = M_{xy} + M_{xz}$$

$$M_{\text{máx}} = 1.61 + 3.93$$

$$M_{\text{máx}} = 5.54 \text{ m} - \text{N}$$

Rp.3.46

GRAFICO N°43

DIAGRAMA DE CORTE EN EL PLANO XZ

FUENTE: AUTORES

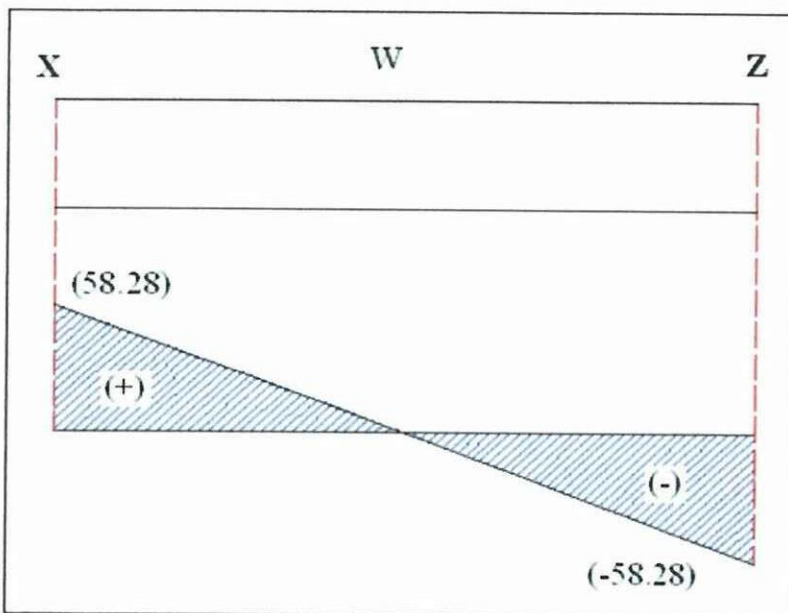
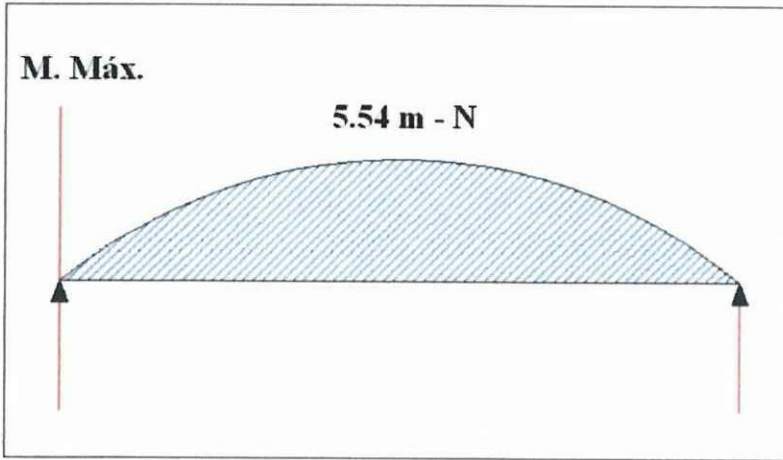


GRAFICO N°44

DIAGRAMA DE MOMENTO MÁXIMO

FUENTE: AUTORES



Luego, para definir el valor de la resistencia al punto de fluencia del material con el que se deberá construir el eje cuya área es de 78.53mm^2 se tiene que el esfuerzo máximo vendrá dado por el valor de carga máxima soportada por el sistema (116.57N) y aplicando la Ec.1.38 se tiene:

$$\tau \text{ máx} = \frac{4V}{3A}$$

$$\tau \text{ máx} = \frac{4(116.57)}{3(78.53)}$$

$$\tau \text{ máx} = 1.98 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Rp.3.47

De aquí que la resistencia al punto cedente S_y se determina a partir del esfuerzo máximo y el factor de seguridad; para este caso se tomara un factor de seguridad de 2 debido a que las cargas aplicadas son variables durante el arranque y la parada; luego, si aplicamos la ecuación Ec.1.43 se tiene:

$$S_y = \tau \text{ máx} \times 2n$$

$$S_y = 1.98 \times 2(2)$$

$$S_y = 7.92 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 7.92 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$S_y = 1.148 \frac{\text{Klb}}{\text{plg}^2} \quad \text{Rp.3.48}$$

Por lo que, con un diámetro de 10mm es posible utilizar un acero de grado **SAE 8** para pernos que tiene como valor de resistencia al punto de fluencia $130 \frac{\text{Klb}}{\text{plg}^2}$

Para determinar el volumen del eje se utiliza la ecuación **Ec.1.31**:

$$\begin{aligned} V &= \pi \times h \times R^2 \\ V &= \pi \times (0.189) \times (0.005^2) \\ V &= 1.48 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \end{aligned} \quad \text{Rp.3.49}$$

De esto se tendrá un valor de la masa **Ec.1.33** de:

$$\begin{aligned} m &= V \times \delta \text{ [Kg]} \\ m &= (1.48 \times 10^{-5} \text{ m}^3) \times 7700 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \\ m &= 0.11 \text{ kg} \end{aligned} \quad \text{Rp.3.50}$$

Sabiendo que son necesarios cuatro ejes en el sistema se tendrá un valor de la masa total de:

$$\begin{aligned} m_t &= m \times 4 \\ m_t &= 0.11 \text{ kg} \times 4 \\ m_t &= 0.45 \text{ Kg} \end{aligned} \quad \text{Rp.3.51}$$

Placas de soporte para los ejes de los martillos.- Estos elementos serán los encargados soportar al sistema de martillos y luego de haber probado con formas circulares y cuadradas se opto por utilizar una forma cuadrada para las placas debido a que es más fácil de producir, facilita el montaje y permite el paso del

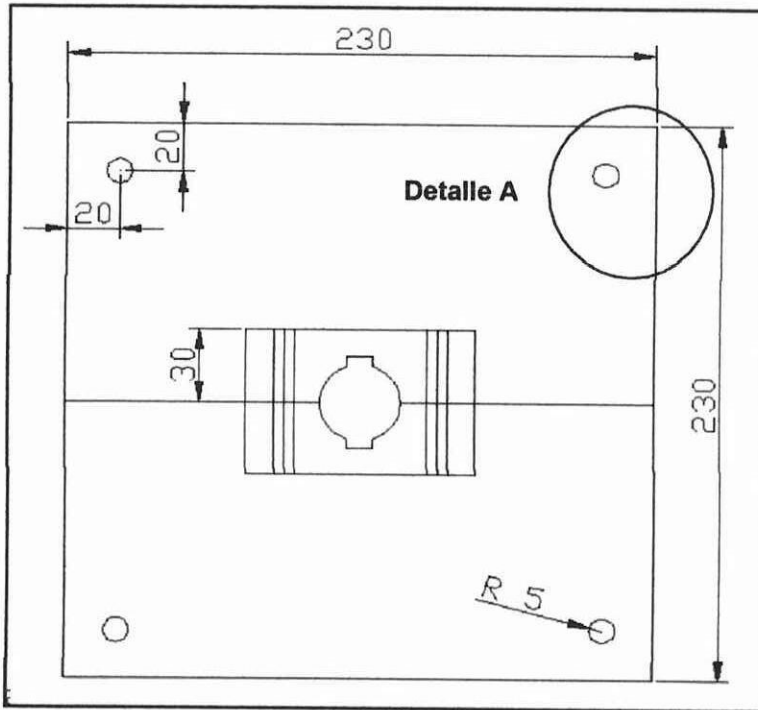
pasto cortado de mejor manera para su expulsión; la masa de estos se desarrollará en función de sus dimensiones mostradas en el gráfico N°45:

GRAFICO N°45

PLACA SOPORTE PARA EL SISTEMA DE MARTILLOS

ESPESOR 6MM

FUENTE: AUTORES



Para hallar el valor del volumen del soporte se usará la ecuación **Ec.1.30** teniendo:

$$V = a \times b \times h$$

$$V = 0.230 \times 0.230 \times 0.006$$

$$V = 3.17 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Rp.3.52

Luego el valor de masa será dado por **Ec.1.33**:

$$m = V \times \delta \text{ [Kg]}$$

$$m = (3.17 \times 10^{-4} \text{ m}^3) \times 7700 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$m = 2.44 \text{ kg}$$

Rp.3.53

Debiendo utilizar dos soportes el valor de la masa total será:

$$mt = m \times 2$$

$$mt = 2.44 \text{ kg} \times 2$$

$$mt = 4.887 \text{ Kg}$$

Rp.3.54

Ahora sabiendo que cada uno de los soportes estará perforado a una de sus esquinas para soportar el trabajo de los ejes y los martillos se debe definir que material será el indicado para la construcción de estos, entonces; si tenemos una sección que estará sometida a todas las cargas de los ejes por su ubicación esta sección tendrá las dimensiones mostradas en el gráfico N°46 que hace referencia al detalle A del gráfico N°45:

Conociendo ahora de que se trata de una sección rectangular se podrá aplicar la ecuación Ec.1.25 se donde:

$$A = b \times h$$

$$A = 15 \times 6$$

$$A = 90\text{mm}^2$$

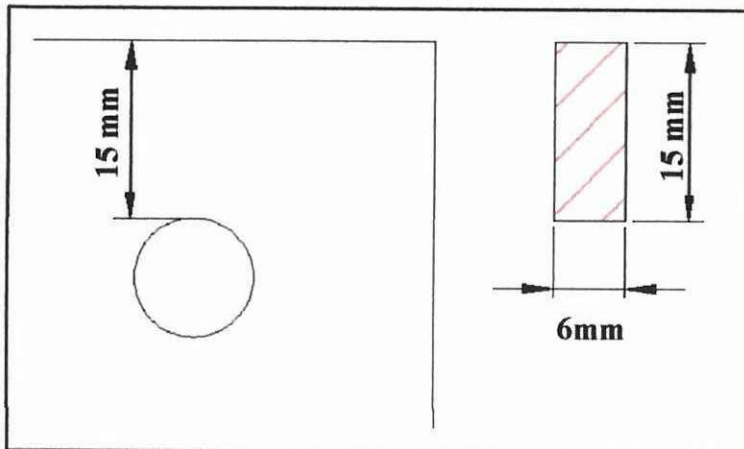
Rp.3.55

GRAFICO N°46

SECCION SOMETIDA A LA ACCION DE LOS EJES

ESPESOR 6MM

FUENTE: AUTORES



Reemplazando en la ecuación **Ec.1.37** y sabiendo que el valor de la carga máxima soportada por la sección es de 116.57N y el área 90mm² el esfuerzo máximo será:

$$\begin{aligned}\tau \text{ máx} &= \frac{3V}{2A} \\ \tau \text{ máx} &= \frac{3(116.57)}{2(90)} \\ \tau \text{ máx} &= 1.94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \qquad \qquad \qquad \mathbf{Rp.3.56}\end{aligned}$$

Para hallar la resistencia al punto cedente S_y ahora se reemplazan los valores en **Ec.1.43**:

$$\begin{aligned}S_y &= \tau \text{ máx} \times 2n \\ S_y &= 1.94 \times 2(2) \\ S_y &= 7.76 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 1.12 \frac{\text{Klb}}{\text{plg}^2} \qquad \qquad \qquad \mathbf{Rp.3.57}\end{aligned}$$

Por lo que es posible utilizar acero **A36** como material de fabricación ya que este tiene una resistencia al punto cedente de $36 \frac{\text{Klb}}{\text{plg}^2}$

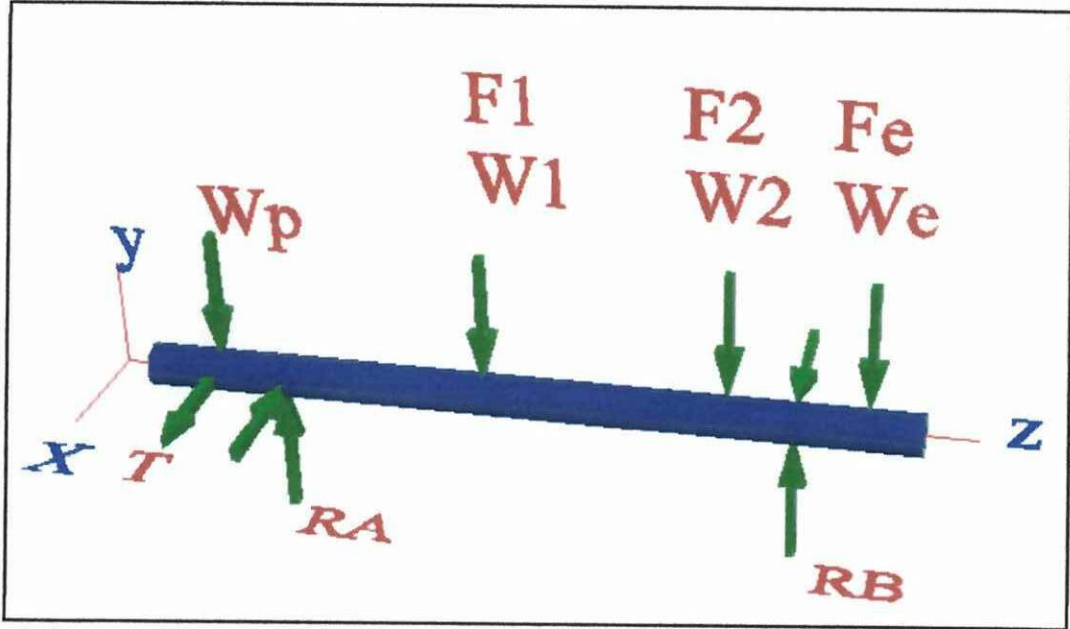
3.4.5.- Diseño del Eje de Transmisión

El dimensionamiento del eje se desarrolla en función de las cargas aplicadas a este elemento, como se muestra en el gráfico N°47 de aquí se tiene:

GRAFICO N°47

FUERZAS APLICADAS AL EJE DE TRANSMISIÓN

FUENTE: AUTORES



Donde:

Ra = Carga en el soporte A.

RB = Carga en el soporte B.

T = Tensión de la polea 336N perpendicular al eje de transmisión.

WP = Peso correspondiente a la polea 20 N.

W1 = Peso de los martillos 133.77 N.

F1 = Fuerza de los martillos 116.57 N.

W2 = Peso del disco 40.38 N.

F2 = Fuerza de corte 1341 N.

We = Peso del engranaje 19.61N.

Fa = Fuerza axial generada por el engranaje helicoidal 12.6N

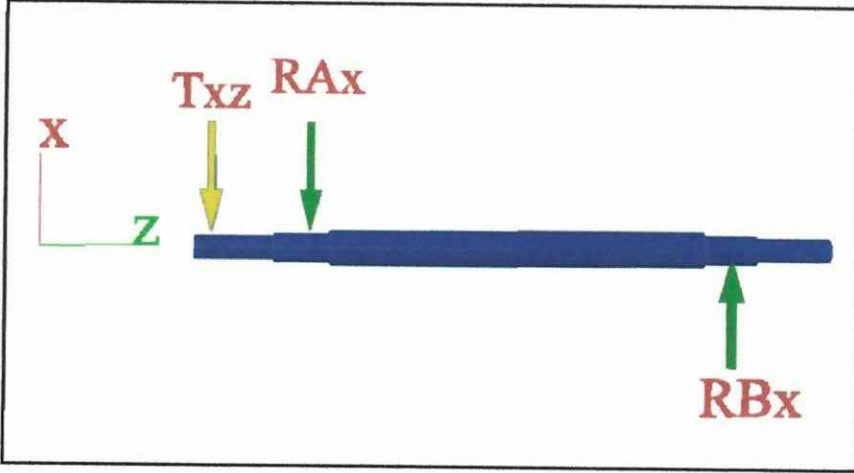
Fr = Fuerza radial generada por el engranaje helicoidal 6.27N.

En función de la ley de equilibrio **Ec.1.21** el gráfico N°48 muestra las fuerzas aplicadas sobre el plano XZ; se tiene:

GRAFICO N°48

FUERZAS APLICADAS SOBRE EL PLANO XZ

FUENTE: AUTORES



$$\Sigma F_x = 0$$

$$\Sigma F_x = R_{Ax} - R_{Bx} - T_x = 0$$

$$R_{Ax} - R_{Bx} = T_x$$

$$R_{Ax} - R_{Bx} = T_x$$

$$R_{Ax} - R_{Bx} = 336N$$

Rp.3.58

Ahora para determinar el valor de la reacción en el apoyo A se tendrá:

$$\Sigma M_{Bx} = R_{Ax} (0.275) - T_x (0.325) = 0$$

$$R_{Ax} = \frac{T_{xz} (0.325)}{(0.275)}$$

$$R_{Ax} = \frac{336 (0.325)}{(0.275)}$$

$$R_{Ax} = 397N$$

Rp.3.59

Luego para hallar R_B será:

$$R_{Ax} - R_{Bx} = 336N$$

$$-R_{Bx} = 336N - 397$$

$$-R_{Bx} = -61N$$

$$R_{Bx} = 61N$$

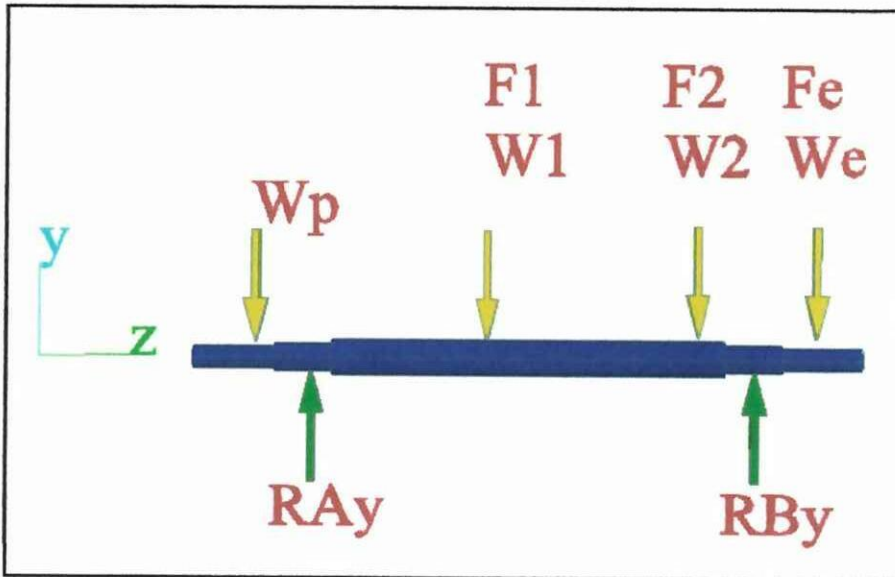
Rp.3.60

Mientras que el gráfico N°49 muestra las fuerzas para el plano YZ y aplicando el procedimiento anterior se tendrá:

GRAFICO N°49

FUERZAS APLICADAS SOBRE EL PLANO YZ

FUENTE: AUTORES



$$\Sigma F_y = R_{Ay} + R_{By} - W_p - F_1 - W_1 - F_2 - W_2 - F_e - W_e = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} = W_p + F_1 + W_1 + F_2 + W_2 + F_e + W_e$$

$$R_{Ay} + R_{By} = 20 + 116.57 + 133.77 + 1341 + 40.38 + 6.27 + 19.61$$

$$R_{Ay} + R_{By} = 1677.6N$$

Rp.3.62

Luego el valor del momento será determinado por Ec.1.19:

$$\Sigma M_B = - F_e (0.070) - W_e (0.070) - F_2 (0.025) - W_2 (0.025) - F_1 (0.165) - W_1 (0.165) + R_{Ay} (0.275) - W_p (0.275) = 0$$

$$R_{Ay} (0.275) = F_e (0.070) + W_e (0.070) + F_2 (0.025) + W_2 (0.025) + F_1 (0.165) + W_1 (0.165) + W_p (0.275)$$

$$R_{Ay} (0.275) = 6.27 (0.070) + 19.61 (0.070) + 1341 (0.025) + 40.38 (0.025) + 116.57 (0.165) + 133.77 (0.165) + 20 (0.275)$$

$$R_{Ay} (0.275) = 83.15$$

$$R_{Ay} = \frac{83.15}{(0.275)}$$

$$R_{Ay} = 302.4 \text{ N.}$$

Rp.3.63

Para hallar RB se tendrá:

$$R_{Ay} + R_{By} = 1677.6 \text{ N}$$

$$R_{By} = 1677.6 \text{ N} - R_{Ay}$$

$$R_{By} = 1375.2 \text{ N}$$

Rp.3.64

Ahora, se tiene una fuerza axial F_a que genera el engranaje helicoidal que conformara el sistema de alimentación esta fuerza actúa tanto en R_{Az} como en R_{Bz} y es igual a 12.6N.

Luego para determinar los valores totales que se aplican a RA y RB se sumarán los valores hallados en todos los ejes es decir en X, Y, Z; de donde se tiene:

Valor total para RA:

$$R_A = R_{Ax} + R_{Ay} + R_{Az}$$

$$R_A = 397 \text{ N} + 302.4 \text{ N} + 12.6 \text{ N}$$

$$R_A = 712 \text{ N}$$

Rp.3.65

Valor total para RB:

$$R_B = R_{Bx} + R_{By} + R_{Bz}$$

$$R_B = 61 \text{ N} + 1375.2 \text{ N} + 12.6 \text{ N}$$

$$R_B = 1449 \text{ N}$$

Rp.3.66

El gráfico N°50 muestra el valor de cortante y de momento.

Para el plano YX únicamente se tendrá un momento torsor como se muestra en el gráfico N°51, mismo que se define en función de la potencia requerida para vencer la fuerza de corte y garantizar la recuperación de la aceleración angular antes de iniciar una nueva acción de corte; para hallar este momento torsor se deberá variar la ecuación Ec.1.13, entonces se tiene:

$$Tr = \frac{P \times W}{\omega \text{ rad/seg}}$$

$$Tr = \frac{1492}{91.1}$$

$$Tr = 16.37 \text{ mN}$$

Rp.3.67

GRAFICO N°50

**GRAFICO DE CORTANTE Y MOMENTO PARA
EL EJE DE TRANSMISIÓN
FUENTE: AUTORES**

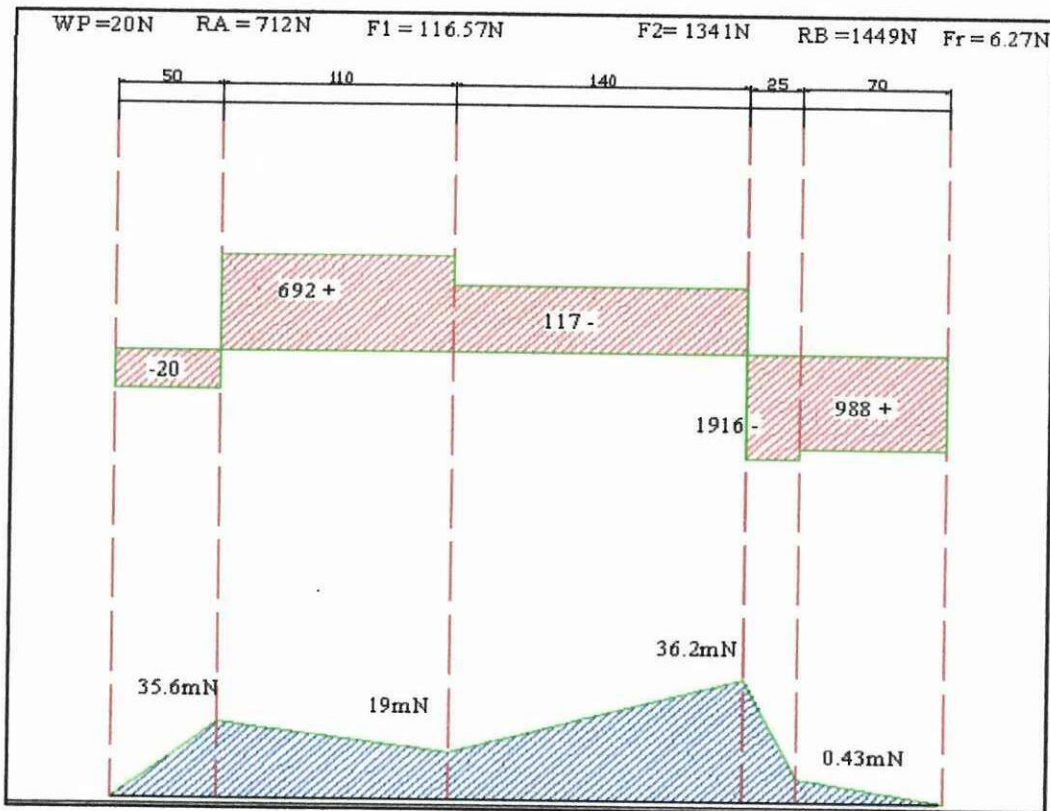
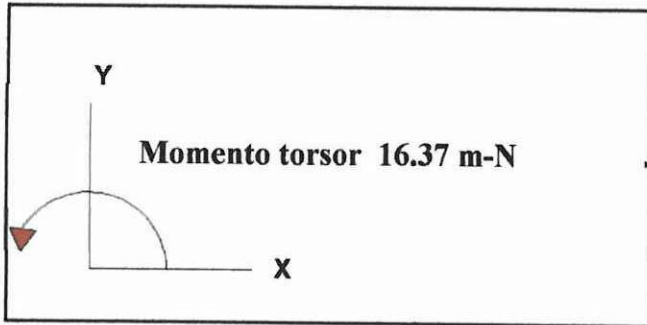


GRAFICO N°51

MOMENTO TORSOR PARA EL PLANO YX

FUENTE: AUTORES



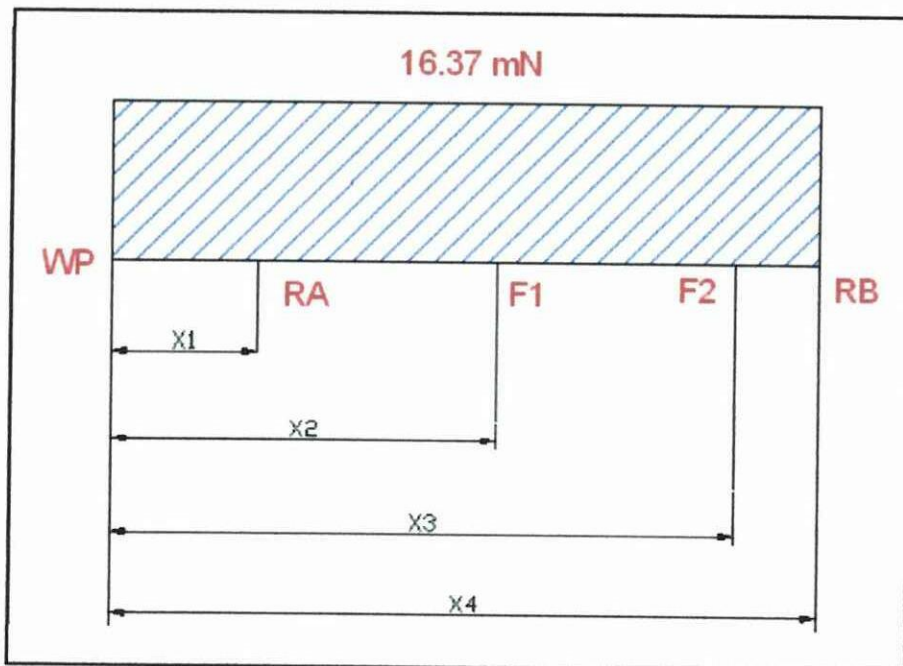
Luego se tendrá el gráfico N°52 que muestra el momento torsor para el plano YX.

GRAFICO N°52

GRAFICO DEL MOMENTO TORSOR

PARA EL PLANO YX

FUENTE: AUTORES



Dado que la ubicación del punto crítico esta sobre el disco de corte y este muestra un comportamiento de flexión y torsión continua se podrá utilizar la teoría del esfuerzo cortante máximo para determinar el diámetro mínimo del eje para esta sección; debido a la alta disponibilidad en el mercado el eje se fabricará con acero SAE 1018 que tiene las siguientes características:

$S_y = 44\text{Kpsi}$ (Resistencia al punto de fluencia).

$S_{ut} = 69\text{Kpsi}$ (Resistencia última).

Entonces aplicando la teoría del esfuerzo cortante máximo para carga estática **Ec.1.57**, considerando un factor de seguridad de 1.8 debido a que el esfuerzo que realiza el eje no demanda una consideración mayor de seguridad en carga estática, un valor de momento máximo de 36.2Nm (314.3 lb in) y un momento torsor de 16.37Nm (144.8 lb in), se tiene:

$$d = \left[\frac{32n}{\pi S_y} (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left[\frac{32(1.8)}{\pi 44000} (314.3^2 + 144.8^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.55\text{Plg.} = 14\text{mm} \qquad \text{Rp.3.68}$$

Ahora tomando en consideración que el eje trabajará con cargas dinámicas se tendrá que evaluar el diámetro a utilizar mediante un análisis de fatiga; para esto se deberá hallar el valor de límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico debiendo primero determinar cuales serán los valores de cada uno de los factores mencionados en el capítulo I en la sección de tensiones en el eje que generan fatiga, para esto se tiene:

Si aplicamos la ecuación **Ec.1.43** se podrá obtener el valor de la relación de fatiga:

$$S'_n = 0.50 \times S_y$$

$$S'_n = 0.50 \times 69\text{Kpsi}$$

$$S'_n = 34.5 \text{ Kpsi} \qquad \text{Rp.3.69}$$

Mientras que los demás factores se obtendrán como sigue:

Factor de superficie determinado por la ecuación **Ec.1.49**:

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

$$k_a = 2.7 \times 69^{-0.267}$$

$$k_a = 0.88$$

Rp.3.70

Factor de tamaño determinado por la ecuación **Ec.1.50**:

$$k_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.1133} \text{ plg}$$

$$k_b = \left(\frac{0.52}{0.3}\right)^{-0.1133} \text{ plg}$$

$$k_b = 0.94 \text{ plg} = 0.037 \text{ mm}$$

Rp.3.71

Factor de carga determinado por la ecuación **Ec.1.54**:

$$k_c = 0.577$$

Torsión y cortante

Rp.3.72

Factor de temperatura **Ec.1.55** tomado del anexo E.1; efecto de la temperatura de operación:

$$k_d = \frac{S_t}{S_{rt}} = 1$$

Rp.3.73

Factor de concentración de esfuerzo por fatiga determinado por la ecuación **Ec.1.42** donde K_t para este caso es de 1.7 debido a que se tienen cunero y talones para soporte de los rodamientos; luego será:

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

$$K_f = 1 + 0.2 \times (1.7 - 1)$$

$$K_f = 0.84$$

Rp.3.74

Factor de efectos diversos determinado por la ecuación **Ec.1.56** luego será:

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

$$k_e = \frac{1}{0.84}$$

$$k_e = 1.19$$

Rp.3.75

De los resultados obtenidos, se aplica a la **Ec.1.47** de donde se tendrá:

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times S'_n$$

$$S_e = 0.88 \times 0.94 \times 0.577 \times 1 \times 1.19 \times 34.5 \text{Kpsi}$$

$$S_e = 19.59 \text{Kpsi}$$

Rp.3.76

Hallados estos valores se podrá definir el diámetro corregido por medio de la ecuación **Ec.1.58** para desarrollar esta expresión se tomara como valor de momento máximo 36.2Nm (314.3lb) Gráfico N°50 y como momento torsor 16.37Nm (144.8lb) **Rp. 3.67**, además de un factor de seguridad de 1.8 de lo que se tendrá:

$$d = \left[\frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{K_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 \right] + \left[\left(\frac{T_{max}}{S_{ut}} \right)^2 \right] \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left[\frac{32 \cdot 1.8}{\pi} \left[\left(\frac{0.84 \cdot 314.3}{19590} \right)^2 \right] + \left[\left(\frac{144.8}{69000} \right)^2 \right] \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.66 \text{ Plg.} = 16.76 \text{mm} \approx 17 \text{mm}$$

Rp.3.77

Con este valor se deberá utilizar como diámetro mínimo 17mm en acero SAE 1018, pero debido a que el mercado distribuye diámetros estándar de 15.87 o

19.050mm, se seleccionara 19.050 mm con una longitud de 450mm; debido a que garantiza el diámetro mínimo requerido.

3.4.6.- Selección De Rodamientos:

Para el funcionamiento del prototipo el eje principal de transmisión deberá estar apoyado sobre dos rodamientos que deberán trabajar bajo los siguientes requerimientos:

- Velocidad angular constante de 91.1 rad/ s.
- Cargas axiales mínimas.
- Representar un bajo costo.
- Fácil montaje.
- Disponibilidad inmediata.

Tomando en consideración los requerimientos de trabajo antes mencionados se podrán utilizar rodamientos rígidos de bolas con soportes de pared; estos se seleccionarán bajo las siguientes características:

- Rodamientos para eje de 17mm de diámetro.
- Las cargas radiales aplicadas por el eje sobre los puntos de apoyo son:

$$\clubsuit \quad \mathbf{RA} = 712 \text{ N Rp.3.65.}$$

$$\clubsuit \quad \mathbf{RB} = 1449 \text{ N Rp.3.66.}$$

Puesto que las cargas son diferentes sobre los apoyos se elegirá la de mayor valor como medida de seguridad; el valor de la fuerza axial se considera despreciable en relación al de la carga en RB por lo que la selección de rodamientos rígidos de bolas se puede mantener; debido a que el diseño debe ser proyectado para evitar en lo posible la sustitución de los elementos que lo conforman, la selección de

rodamientos se desarrollara en base a la siguiente relación obtenida de la ecuación **Ec.1.59**, conociendo que la carga P es de 1449N, el factor de esfuerzos dinámicos fl para machacadoras, molinos y cribas es de 3.0 y tomando el factor de velocidad fn de la tabla del anexo F para 900 rpm se tiene:

$$C = \frac{fL}{f_n} P$$

$$C = \frac{3}{0.333} 1449$$

$$C = 13KN$$

Rp.3.78

Considerando que los rodamientos estarán montados en un eje de diámetro de 17mm por catalogo FAG con rodamientos rígidos de bolas se podrá utilizar:

Denominación FAG	Capacidad de carga C	Peso en Kg
FAG 6303.2RSR	13.5KN	0.118

El valor de carga axial que este rodamiento puede soportar es de 1.73KN lo que hace que el valor de fuerza axial 12.6N que se aplicara a este no será causante de problemas ni tampoco influye para realizar una nueva selección de rodamientos.

Tiempo de vida del rodamiento.

El tiempo de vida del rodamiento dado por el fabricante depende del factor de esfuerzos dinámicos aplicados a este; factor a determinar por la ecuación **Ec.1.59**:

$$f_l = \frac{c}{p} f_n$$

$$f_l = \frac{13400}{1449} 0.33$$

$$f_l = 3.08 \approx 3.1 \quad \text{Rp.3.79}$$

Para este valor de f_l y consultando la tabla proporcionada en el anexo F se tiene una vida nominal en horas de:

$$L_h = 15000 \text{ h.} \quad \text{Rp.3.80}$$

Al trabajar durante 4 horas diarias por 365 días al año el valor de vida útil de los rodamientos se determinará por la ecuación **Ec.1.60** y será de:

$$VA = \frac{L_h}{H_d \times 365}$$

$$VA = \frac{15000}{4 \times 365}$$

$$VA = 10.27 \quad \text{Rp.3.81}$$

Por lo tanto, se tendrá una vida útil de 10 años.

3.4.7.- Diseño del Sistema de Transmisión de Potencia

Selección de bandas y poleas.- Se trabajara en la selección de un sistema de bandas en V por ser las más aplicables a diversos problemas de transmisión de potencia, de disponibilidad inmediata y por que no representan un monto elevado de inversión para su aplicación o sustitución; además de esto se propone una selección de poleas debido a que es de mayor conveniencia su adquisición en el mercado frente a su elaboración que resulta un proceso laborioso y caro, los datos se tomarán del catalogo de correas trapeciales OLEOSTATIC de PIRELLI.

Potencia de Diseño.- Es el primer valor a determinarse bajo la consideración del factor de servicio, en este caso será de 1.4 por tratarse de una maquina ubicada en el grupo de trituradoras, molinos y extruidoras; para esto se tiene:

Potencia de diseño = Potencia requerida en el motor x factor de servicio

Potencia de diseño = 2HP x 1.4

Potencia de diseño = 2.8 \approx 3HP

Selección del tipo de banda.- Para la selección del tipo de banda se tomara como base un motor trifásico de 1200rpm y 2HP de potencia; por su disponibilidad en el mercado y por que cumple con los requerimientos de potencia.

Usando tablas para la selección del tipo de banda se pudo determinar una banda de tipo A; teniendo también que para un motor eléctrico de 1200rpm y 2HP el diámetro mínimo para la polea del conductor es de 90mm, siendo mayormente recomendadas las de 100mm, 112mm y 125mm.

Selección de diámetros de poleas.- La selección del diámetro de las poleas se desarrollara en función a la relación de velocidad debido a que en tablas del fabricante se tiene una gran variedad de diámetros y bajo los parámetros de relación de velocidad se podrá utilizar valores de los que se disponga en el mercado.

Relación de velocidad.- La relación de velocidad se puede determinar al dividir la velocidad máxima en el motor para la mínima que será la de entrada a la máquina, teniendo la ecuación **Ec.1.84**:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

$$i = \frac{1200}{870}$$

$$i = 1.4$$

Rp.3.82

Valores de Diámetros Definitivos para el Prototipo.

Se empieza por definir el diámetro de la polea conductora debido a que es la de menor tamaño y en vista de que el catalogo OLEOSTATIC PIRELLI recomienda de manera especial el uso de un diámetro de 100mm como mínimo tanto para bandas de tipo Z y A que son de uso más aplicado, se tomará este como base para la determinación de la polea conducida; el anexo I.2 muestra esta tabla con más detalle; entonces se tiene:

Diámetro de la polea del motor = 100mm (3.94plg).

De esto si se multiplica el valor de la polea del motor por la relación de velocidad antes determinada se tendrá:

Diámetro de la polea conducida = 100 x 1.4

Diámetro de la polea conducida = 140mm (5.51plg).

Longitud de banda.- La longitud de banda se puede determinar en base a la distancia entre centros que viene determinada por las condiciones de trabajo propias de la máquina, para este caso se tendrá una distancia entre centros de aproximadamente 400mm (15.75plg).

Para el cálculo de la longitud de la banda se tendrá la ecuación **Ec.1.85**:

$$\begin{aligned}L &= 2 \times C + 1.57 (D - d) + \frac{(D-d)^2}{4 \times C} \\L &= 2 \times (15.75) + 1.57 (5.51 + 3.94) + \frac{(5.51-3.94)^2}{4 \times (15.75)} \\L &= 31.5 + 14.837 + \frac{2.46}{63} \\L &= 46.33 + 0.0390 \\L &= 46.37 = 1178\text{mm} \qquad \qquad \qquad \mathbf{Rp.3.83}\end{aligned}$$

De donde el tipo de banda ha utilizar será A-46 con una longitud de paso estándar de 1201mm = 47.28plg.

Entonces la longitud real entre centros es definida por **Ec.1.86**:

$$\begin{aligned}C &= \frac{[L-1.57(D+d)-(D-d)^2/1.57(L-R)]}{2} \\C &= \frac{[47.28-14.837-2.46/1.57(47.28-45.99)]}{2} \\C &= \frac{31.22}{2} \\C &= 397\text{mm} = 15.61\text{plg} \qquad \qquad \qquad \mathbf{Rp.3.84}\end{aligned}$$

Donde se puede apreciar que para hacer uso adecuado de esta banda se debe reducir la distancia entre centros 3mm recorriendo la base del motor hacia el extremo de la polea el motor.

Cálculo de tensiones sobre la polea.- Para determinar el valor de la tensión sobre la polea se debe considerar que el momento torsor de entrada viene dado por **Ec.1.88** y habiendo deducido este valor en **Rp.3.67** el valor de la sumatoria de fuerzas será:

$$(F1 - F2) = \frac{M}{r}$$

$$(F1 - F2) = \frac{16.37mN}{0.05m}$$

$$(F1 - F2) = 327.4N$$

Rp.3.85

Luego; sabiendo que la relación de las tensiones es constante debido al rozamiento entre la banda y la polea puede esta se determinará por la expresión **Ec.1.89** utilizando los valores que a continuación se muestran:

$$v_0 = D * \omega / 2 = 382m/min.$$

$$f = 0.54 - 43 / (100 + v_0) = 0.45$$

$$\beta = (180 - 57.3 (D - d) / c) * \pi / 180 = 3.04rad$$

Luego al reemplazarlos en la ecuación **Ec.1.89** se tiene:

$$\frac{F1}{F2} = e^{vf\beta}$$

$$\frac{F1}{F2} = e^{(3.07*0.45*3.04)}$$

$$\frac{F1}{F2} = 67$$

$$F1 = 67F2$$

Rp.3.86

Reemplazando estos valores en la ecuación **Ec.1.88** para hallar el valor de F2 se tiene:

$$F1 - F2 = 327.4N$$

$$F2 = \frac{327.4N}{67}$$

$$F2 = 4.8 N \quad \text{Rp.3.87}$$

Luego para F1 se tendrá:

$$F1 - F2 = 327.4N$$

$$F1 = 327.4N + F2$$

$$F1 = 332N \quad \text{Rp.3.88}$$

De estos valores el real aplicado a la polea se tendrá mediante la ecuación **Ec.1.90**:

$$F1 + F2 = T$$

$$4.8 + 332 = 336.8N \quad \text{Rp.3.89}$$

3.4.8.- Selección de las Chavetas

Debido a que se dispondrá de elementos que necesitan un montaje y desmontaje fácil es necesario recurrir a las lengüetas de ajuste o chavetas, dado que estas permiten prevenir el movimiento relativo entre un eje y un elemento conectado a él, transmitiendo un movimiento rotatorio y un momento de torsión.

En cuanto a las medidas del chavetero, deben garantizar que la chaveta trabaje únicamente con su cara superior e inferior y no con las laterales, por lo general las chavetas no se calculan sino que sus medidas se deducen de tablas UNI o DIN

dependiendo del diámetro del eje sobre el cual van alojadas, mismas que podrán transmitir el máximo esfuerzo posible según las medidas del eje.

Para este caso se elegirán chavetas paralelas, las dimensiones concuerdan con la norma DIN 269:

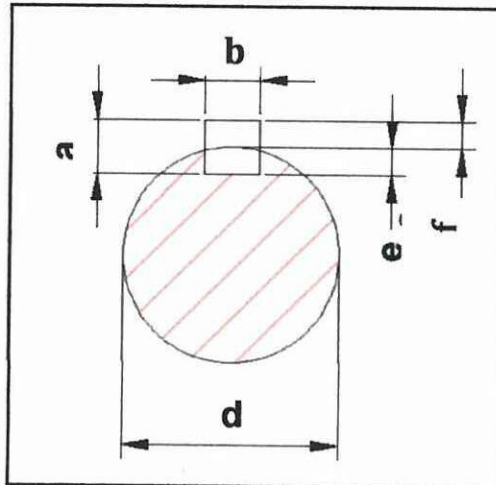
Diámetro del eje d	Chaveta		Chavetero	
	a	b	e	f
19mm para el disco de corte	6	6	3.5	2.5
17mm sección dela polea	6	6	3.5	2.5
15mm sección del engranaje	5	5	3	2

Estas dimensiones se ilustran en el gráfico N° 53 mostrado a continuación:

GRAFICO N°53

SECCION DE LAS CHAVETAS

FUENTE: AUTORES



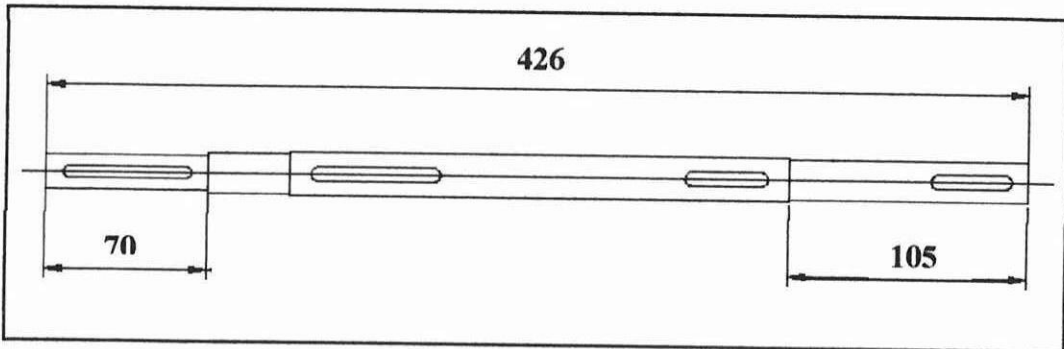
En cuanto a la longitud no se tienen problemas ya que el tipo de chavetas paralelas de sección elegida pueden ir de 22 a 110mm

3.4.9.- Diseño de la Cámara de Corte

La cámara de corte será el lugar que alojara el eje de transmisión y los componentes que se ubicarán sobre este, para diseñarla se usarán las medidas de longitud del eje y del resto del sistema, debido a que en dependencia de esto se tendrán las dimensiones internas y externas de la cámara.

Sabiendo que las dimensiones del eje serán las mostradas en los gráficos N°54

GRAFICO N°54
DIMENSIONES DEL EJE
FUENTE: AUTORES

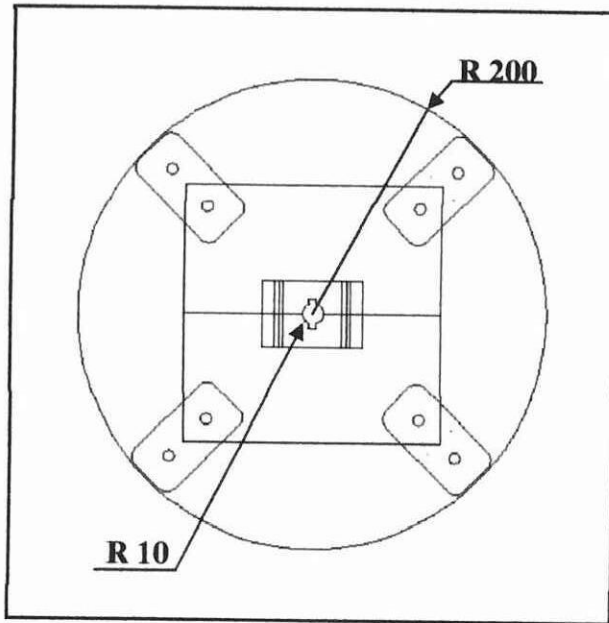


Y las dimensiones de la extensión máxima que alcanza el sistema de corte se muestran en el gráfico N° 55

GRAFICO N°55

DIMENSIONES DEL SISTEMA DE CORTE

FUENTE: AUTORES



Para la cámara de corte se deberá tener las dimensiones que se ven en el gráfico N° 56.

El material usado para construir esta cámara será, planchas de acero A36 en espesor de 5mm, espesor suficiente para soportar el rozamiento del material cortado y molido; las dimensiones mostradas son adecuadas para realizar cualquier variante que facilite la ubicación de los accesorios necesarios para el montaje y trabajo.

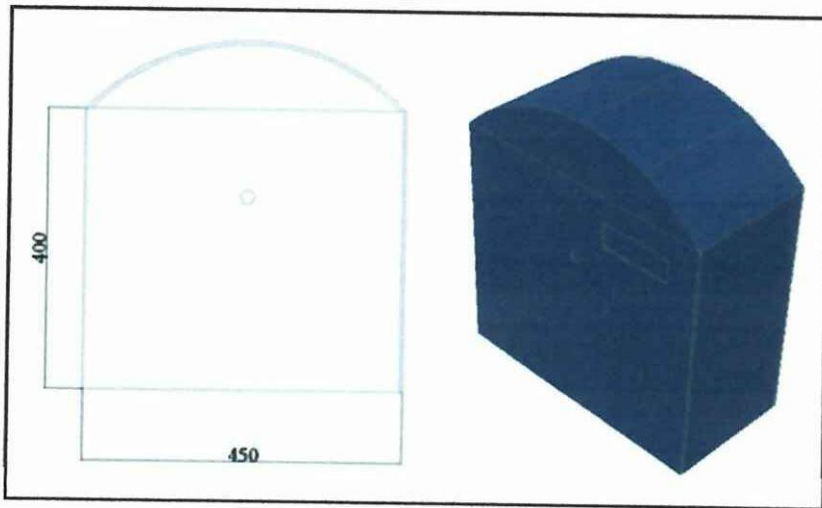
Las placas frontal y trasera estarán destinadas a soportar el eje de transmisión y a los componentes que se dispondrán sobre este, además de los apoyos para colocar las cribas de molienda, los soportes de fundición gris para los rodamientos y en la placa frontal se añadirá la tolva.

Las placas laterales tendrán la particularidad de ser el soporte tanto de la cámara, como de la tolva de salida de material molido.

GRAFICO N°56

DIMENSIONES Y ASPECTO DE LA CAMARA DE CORTE

FUENTE: AUTORES



La junta de soldadura para las placas que conformarán la cámara de corte se hará con electrodo E6011 debido a que no se presentan situaciones de carga excesiva que comprometan la estabilidad del prototipo o que generen fallas por fatiga.

3.4.10.- Diseño del Bastidor

Para el diseño del bastidor o estructura que soportara al prototipo se considera adecuado utilizar perfiles L cuyo valor de resistencia al punto de fluencia es $S_y = 2400 \text{Kg/cm}^2$, bajo peso, fácil adquisición, facilidad de montaje y precio considerablemente económico; debido a que los perfiles tienen las mismas características se calculara la carga que se aplica de manera general.

Dado a que se utilizará un perfil L50 x 50 x 6mm la tensión que se aplica vendrá dada por la carga máxima que soportara el perfil y el área donde se la aplica; el valor de la carga será el peso total aproximado que tendrá la cámara de corte más los componentes del sistema de corte y de martillos siendo esto 150kg mientras que el valor del área será igual a 300mm²; para determinar cual será el esfuerzo máximo se aplicara la ecuación Ec.1.37:

$$\tau \text{ máx} = \frac{3V}{2A}$$

$$\tau \text{ máx} = \frac{3(150)}{2(300)}$$

$$\tau \text{ máx} = \frac{450}{600}$$

$$\tau \text{ máx} = 0.75 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Rp.3.90

De aquí que la resistencia al punto cedente S_y se determina a partir del esfuerzo máximo y el factor de seguridad; para este caso se tomara un factor de seguridad de 1.5 debido a que las cargas aplicadas no son excesivas ni constantes sobre la sección expuesta, luego se usa la ecuación Ec.1.43 teniendo:

$$S_y = \tau \text{ máx} \times 2n$$

$$S_y = 0.75 \times 2(1.5)$$

$$S_y = 0.75 \times 3$$

$$S_y = 2.25 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$S_y = 225 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Rp.3.91

Puesto que el valor de resistencia al punto de fluencia es de 2400 $\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$, y excede el valor necesario se comprueba que es posible utilizar estos perfiles debido a que permiten tener un soporte solido par evitar vibraciones excesivas que se pueden presentar al usar otro tipo de material de menores dimensiones y porque además no significa un aumento considerable en el costo de adquisición.

3.5.- DISEÑO DEL SISTEMA NEUMÁTICO.

Para diseñar este sistema se debe considerar que el resultado debe ser un fardo de forma cubica de 50 x 50 x 50 cm y un peso aproximado de 14Kg debido a que estas dimensiones y peso son los que se encuentran en los fardos comerciales; la fuerza necesaria para comprimir la alfalfa seca hasta un punto adecuado para su manipulación será de 200Kgf valor determinado tras varias pruebas, además se utilizará un cilindro neumático cuyo diámetro de embolo se determinará más adelante; la presión que se puede suministrar con un compresor normal será de $4.38 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$ (65Psi).

Ahora para determinar el diámetro del embolo se deberá primero hallar el área, dato que se puede obtener con referencia a la ecuación **Ec.1.91**; teniendo:

$$A = \frac{F}{P}$$

$$A = \frac{200\text{Kgf}}{4.38 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}}$$

$$A = 45.66\text{cm}^2 = 45.66 \times 10^{-4}\text{m}^2 \quad \text{Rp.3.92}$$

Luego para determinar el radio del pistón se utilizara la **Ec.1.26**; de donde se despejará el radio y se tendrá:

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}}$$

$$r = \sqrt{\frac{45.66\text{cm}^2}{\pi}}$$

$$r = \sqrt{14.53\text{cm}^2}$$

$$r = 3.81\text{cm} \quad \text{Rp.3.93}$$

Lo que dará como resultado un diámetro de 7.62cm (3Plg.), cilindro que se encuentra disponible en el mercado con longitudes de carrera que van de 1 a 200 cm (www.festo.com/calaloge/cilindrosnormalizados.htm, 06/01/2010; 18.38), lo que permite alcanzar la longitud de carrera adecuada para la compactación de 35cm.

Cálculo de fuerza en los actuadores.- Para el desarrollo de la compactación se utilizara un cilindro de 7.62cm de diámetro con una longitud de carrera de 28cm; a una presión de 5 bares debido a que se debe garantizar que la fuerza a la salida del pistón sea de 200Kgf, si hacemos uso de la ecuación **Ec.1.93** podremos hallar la fuerza teórica del actuador, teniendo:

$$F_t = P * A$$

$$F_t = 5 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} * 45.60\text{cm}^2$$

$$F_t = 228 \text{ Kgf} \qquad \text{Rp.3.94}$$

Luego para definir la fuerza real de avance del actuador se podrá recurrir a la ecuación **Ec.1.94**; donde se tendrá:

$$F_n = A * P - F_r$$

$$F_n = 5 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} * 45.60\text{cm}^2 - (228 \text{ Kgf} * 0.1)$$

$$F_n = 228 \text{ Kgf} - 22.8\text{Kgf}$$

$$F_n = 205.2\text{Kgf} \qquad \text{Rp.3.95}$$

También al desarrollar la ecuación **Ec.1.95** se podrá definir la fuerza de retroceso del actuador, donde:

$$F_n = A_2 * P - F_r$$

$$F_n = 5 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} * 42.46\text{cm}^2 - (228 \text{ Kgf} * 0.1)$$

$$F_n = 189\text{Kgf} \qquad \text{Rp.3.96}$$

Ahora para poder hallar el valor de consumo de aire se deberá primero determinar el volumen de aire en el cilindro por medio de la ecuación Ec.1.96 de donde se tiene:

$$V_{cil} = \frac{\pi \cdot (2D^2 - d^2)}{4} \cdot L$$

$$V_{cil} = \frac{\pi \cdot (2(7.62\text{cm})^2 - (1\text{cm})^2)}{4} \cdot 30\text{cm}$$

$$V_{cil} = 34.36\text{cm}^2 \cdot 30\text{cm}$$

$$V_{cil} = 2713\text{cm}^3 \quad \text{Rp.3.97}$$

Luego al remplazar este valor en la ecuación Ec.1.97 y considerando una presión atmosférica de $1 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$, se tendrá el valor del volumen de aire que consume el cilindro por cada ciclo o embolada:

$$V_{aire} = \frac{P_{abs} \cdot V_{cil}}{P_{atm}}$$

$$V_{aire} = \frac{\left(5 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} + 1\right) \cdot 2713\text{cm}^3}{1 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}}$$

$$V_{aire} = 16278\text{cm}^3 = 16.3 \text{ litros} \quad \text{Rp.3.98}$$

Circuito neumático.- Para llevar a cabo el accionamiento del sistema de compactación neumático se requieren los siguientes elementos:

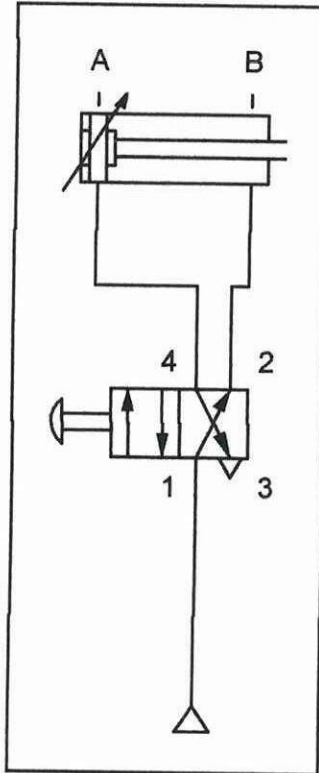
- Compresor.
- Manguera de presión
- Actuador de doble efecto
- Válvula 3/2
- Racores rápidos

Luego el circuito formado será el mostrado en el gráfico N° 57

GRAFICO N°57

CIRCUITO NEUMÁTICO

FUENTE: AUTORES



3.6.- CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO

En esta sección se presenta un resumen de cuales fueron las etapas empleadas para llevar a cabo la construcción y montaje de este prototipo, empezando por describir cual fue el tipo de maquinaria utilizada, los instrumentos de medición que se emplearon y la descripción de la elaboración de cada uno de los elementos paso a paso.

3.6.1.- MAQUINARIA Y TECNOLOGIA DISPONIBLE

Maquinaria.- La maquinaria disponible para la construcción del prototipo fue:

TIPO DE MAQUINARIA	CODIGO
Fresadora Vertical	M – 01
Torno	M – 02
Dobladora	M – 03
Soldadora eléctrica	M – 04
Equipo de oxicorte	M – 05
Mortajadora	M – 06
Taladro de mano	M – 07
Taladro de columna	M – 08
Cizalla manual	M – 09
Sierra de vaivén	M – 10
Baroladora	M – 11

Instrumentos de medida.- Los instrumentos con que se verificaron las dimensiones de los componentes desde su trazado hasta su construcción son:

INSTRUMENTO DE MEDIDA	CODIGO
Calibrador Pie de rey	I – 01
Micrómetro	I – 02
Flexómetro	I – 03
Escuadra	I – 04

Herramientas de taller.- Las herramientas que servirán para elaborar el prototipo son:

HERRAMIENTAS DE TALLER

CODIGO

Rayador	E – 01
Sierra de mano	E – 02
Compas	E – 03
Pulidora	E – 04
Macho de roscar	E – 05

3.6.2.- ETAPAS DE CONSTRUCCIÓN.- Las siguientes etapas describen el orden en el que fueron construidos los componentes del prototipo propuesto:

Construcción del eje de transmisión: Se inicia con el corte del material a las dimensiones aproximadas con M – 10, luego con M – 02 refrentamos las caras laterales y perforamos un centro de guía; se fija el eje para el cilindrado de secciones y se comprueban las dimensiones con I – 01 para luego ajustar las dimensiones finales y comprobarlas con I – 02; finalmente en M – 01 se maquinan los chaveteros; las principales referencias para la construcción del eje se pueden consultar en el anexo UTC – PMO – PT C200 – E201.

Construcción del disco de corte: Se inicia trazado la forma y dimensiones sobre la plancha de 10mm con E – 01 y E – 03, luego cortamos con M – 05, el decapado de filos se realiza con E – 04, luego se centra a M – 02, se comprueban las dimensiones con I – 03 y se maquina el agujero central y el diámetro exterior con M – 02, se comprueban la dimensiones internas con I – 01 para luego maquinar los chaveteros y canales para las cuchillas con M – 01 comprobando las dimensiones con I – 01, se perforan los agujeros para sujetar las cuchillas con M – 08 y se suelda el bocín perforado con M – 04 las referencias para la construcción se pueden consultar en el anexo UTC – PMO – PT C200 – E202.

FIGURA N°1

COMPROBACIÓN DE DIMENSIONES EN EL EJE

FUENTE: AUTORES



Construcción de cuchillas: Se trazan las primeras dimensiones con E – 01 e I – 01, luego se corta el material con E – 02 comprobando las dimensiones con I – 01, luego se maquina a las dimensiones finales en M – 01, se taladra y avellana los agujeros para los pernos en M – 08, las dimensiones y forma para la construcción de las cuchillas se pueden consultar en el anexo UTC – PMO – PT C200 – E203.

Construcción de Martillos: Una vez listo el material se trazan las dimensiones con E – 01 e I – 01, para luego cortar con E – 04 las dimensiones se comprueban con I – 01, luego en M – 01 se máquina hasta obtener las dimensiones finales la construcción de los martillos se pueden realizar en base al anexo UTC – PMO – PT C200 – E209.

FIGURA N°2

DISCO DE CORTE ANTES DEL MAQUINADO

FUENTE: AUTORES



FIGURA N°3

DISCO DE CORTE Y CUCHILLAS

FUENTE: AUTORES



Construcción de bocines: Trazado con E – 01 e I – 01 el material este se podrá cortar con E – 02 comprobando las dimensiones con I – 02 las dimensiones y forma para la construcción de los bocines se pueden consultar en el anexo UTC – PMO – PT C200 – E210.

Construcción de placas de soporte para martillos: El material se prepara trazado con E – 01 e I – 01, para luego cortarlo a las dimensiones aproximadas

con E - 04 comprobando las dimensiones con I - 03, luego se maquina a las dimensiones finales en M - 01, se taladran los agujeros para pernos en M - 08 comprobando las dimensiones con I - 02, luego se trazan los cubos partidos con E - 01 e I - 01 y se cortan con E - 04 las dimensiones se comprueban con I - 01 y se maquina en M - 01 hasta las dimensiones finales se perforan los agujeros para pernos en M - 08, se sueldan los cubos a las placas con M - 04 para luego maquinar los chaveteros en M - 01 y finalmente soldar el puente con M - 04 las placas de soporte se pueden construir consultando el anexo UTC - PMO - PT C200 - E206.

FIGURA N°4

MARTILLOS TERMINADOS

FUENTE: AUTORES



FIGURA N°5

TRAZADO EN PLACAS DE SOPORTE

FUENTE: AUTORES



Construcción de la Cámara de corte y Tapa: La construcción de la cámara de corte empieza trazado la forma y dimensiones sobre la plancha de 6mm con E – 01 y E – 03, luego estas se cortan con M – 05 comprobando las dimensiones con I – 03 y la perpendicularidad con I – 04, el decapado de filos se hace con E – 04, en la placa seleccionada como frontal se traza el centro para el agujero por donde atravesara el eje y los centros donde se ubicarán los pernos de sujeción de las chumaceras con E – 03 e I – 03 luego se taladra en M – 08, los agujeros para pernos se roscan con E – 05 a la medida necesaria, se perfora la boca para la ubicación de las tolvas con M – 05, la placas se montan punteándolas perpendicularmente con I – 04, y comprobando las dimensiones con I – 03 para luego soldarlas con en su posición final con M – 04.

La tapa se construirá trazado las dimensiones en una plancha de 3mm con E – 01 y E – 03, se corta con E – 04 para luego barolar con el radio indicado en M – 11, luego se sueldan las placas con M – 04 uniendo además el cerco; todas las referencias para la construcción de la cámara de corte y la tapa se pueden consultar en el anexo UTC – PMO – PT C100 – E102 – E103.

FIGURA N°6

PLACAS PARA CÁMARA DE CORTE

FUENTE: AUTORES



Construcción del bastidor: Para construir el bastidor se debe trazar las dimensiones adecuadas sobre los ángulos con E – 01 y E – 03, luego se corta con

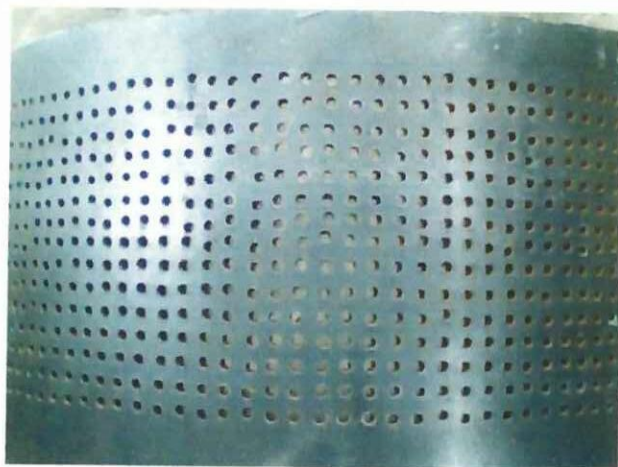
E - 02 y se comprueban las medidas con I - 03, las piezas se unen con M - 04 comprobando la perpendicularidad con I - 04, una vez fijados se sueldan con M - 04; el corte donde se asentara la tolva de salida de material y las perforaciones para ubicar los pernos que unen el bastidor con la cámara de compactación se harán con E - 04 y M - 08 respectivamente, todas las especificaciones para realizar este trabajo se muestran en el anexo UTC - PMO - PT - C100 - E101.

Construcción de la criba: La criba se construirá trazando sobre la plancha de 5mm con E - 01 y E - 03 y cortando con E - 04, las dimensiones se comprobarán con I - 03, luego se taladran los agujeros en M - 08, para luego barolar la plancha con el radio adecuado en M - 11, comprobando y ajustando las dimensiones con I - 03 hasta obtener la forma y dimensiones requeridas las especificaciones se pueden consultar en el anexo UTC - PMO - PT - C100 - E114.

FIGURA N°7

CRIBA BAROLADA Y TALADRADA

FUENTE: AUTORES



Construcción del Cerrojo y Perilla: Se inicia trazando las dimensiones aproximadas del cerrojo con E - 01 y E - 03 y cortando con E - 04, las dimensiones se comprobarán con I - 03, luego se taladran los agujeros de los extremos en M - 08, para luego barolar la plancha con el radio adecuado en M -

11, comprobando y ajustando las dimensiones con I – 03 hasta obtener la forma y dimensiones requeridas las especificaciones se pueden consultar en el anexo UTC – PMO – PT – C100 – E108; mientras que la perilla se realizara con el corte del material a las dimensiones aproximadas con M – 10, luego con M – 02 refrentamos las caras laterales y perforamos un centro de guía; se fija el eje para el cilindrado de la sección mayor; las dimensiones se comprueban con I – 01 para luego ajustar las dimensiones finales y comprobarlas con I – 02; finalmente en M – 02 se realiza el roscado según lo especificado en el anexo UTC – PMO – PT C100 – E110.

FIGURA N°8

CERROJO Y PERILLA INSTALADOS

FUENTE: AUTORES



Construcción de la Rampa y Asiento de Botoneras: La construcción de la rampa se deberá empezar trazando sobre la plancha de 3mm con E – 01 y E – 03 la forma y dimensiones necesarias, luego con M – 09 se corta y se comprueba con I – 03 las dimensiones, luego se doblan las placas con M – 03 comprobando la ubicación con I – 04, el procedimiento se repite para el asiento de botoneras, las especificaciones se muestran en el anexo UTC – PMO – PT – C100 – E107 y E112 respectivamente.

FIGURA N°9

ASIENTO DE BOTONERAS INSTALADA

FUENTE: AUTORES



Construcción del Soporte del Motor: Se inicia trazando las dimensiones adecuadas sobre la plancha de 6mm con E – 01 y E – 03, luego se corta con M – 05 comprobando las dimensiones con I – 03, se ajusta las dimensiones decapando los filos con E – 04 luego se maquinan las guías para la base del motor en M – 01, tal como se muestra en el anexo UTC – PMO – PT – C100 – E113.

Construcción de tolvas: Para iniciar la construcción de las tolvas se deberá empezar trazando sobre la plancha de 3mm con E – 01 y E – 03 la forma y dimensiones necesarias, luego con M – 09 se corta y se comprueba con I – 03 las dimensiones, se taladran los agujeros para los pernos de sujeción en M – 08 comprobando las dimensiones con I – 01 para luego roscarlos a la medida necesaria con E – 05; luego se doblan las placas con M – 03 comprobando la perpendicularidad con I – 04, finalmente se fijan las placas con M – 04, el procedimiento se repite para el asiento de tolvas, tolva de salida de material, especificadas en el anexo UTC – PMO – PT – C100 – E105 y E106; tolva para alimentación de alfalfa y tolva de carga; cuyas respectivas especificaciones se muestran en el anexo UTC – PMO – PT – C100 – E301 y E302 .

FIGURA N°10

ASIENTO DE TOLVAS Y TOLVA DE ALFALFA INSTALADAS

FUENTE: AUTORES



FIGURA N°11

TOLVA DE SALIDA DE MATERIAL

FUENTE: AUTORES



Construcción de la Cámara de Compactación: Trazar sobre la plancha de 3mm las dimensiones y forma necesarias con E – 01 y E – 03, luego con M – 09 se corta y se comprueba con I – 03 las dimensiones, se marcan los centros para taladrar el agujero por donde atraviesa el vástago del cilindro neumático y los agujeros que permitirán ubicar los pernos que unirán esta cámara al bastidor en M – 08, luego se dobla las placas con M – 03 comprobando la perpendicularidad con I – 04, finalmente se fijan las placas con M – 04 las especificaciones se muestran en el anexo UTC – PMO – PT – C400 – E401.

Construcción de la Placa de Compactación: El material se prepara trazado con E – 01 e I – 01, para luego cortarlo a las dimensiones aproximadas con M – 05 comprobando las dimensiones con I – 03, luego se maquina a las dimensiones finales en M – 01, se taladran los agujeros para pernos en M – 08 comprobando las dimensiones con I – 01 y se roscan a la medida necesaria con E - 05, luego se trazan la placa y el cubo que unirán la placa con el vástago del cilindro neumático con E – 01 e I – 01 y se cortan con E – 04 las dimensiones se comprueban con I – 01 y se maquina en M – 01 hasta las dimensiones finales se perforan los agujeros para los pernos en M – 08 y se roscan a la medida necesaria con E - 05, se sueldan la placa y el cubo con M – 04 para luego en M – 02 realizar los soportes que soportarán los rodamientos que se encargarán de que la placa ruede libremente sobre las guías de la cámara de compactación, estos se sueldan con M – 04 la placa se pueden construir consultando el anexo UTC – PMO – PT C400 – E402.

Montaje de elementos: El montaje se realizara juntando todos los elementos para formar conjuntos como los mostrados en los anexos:

- UTC – PMO – C100 (Conjunto – sistema de soporte).

GRAFICO N°58

SISTEMA DE SOPORTE

FUENTE: AUTORES

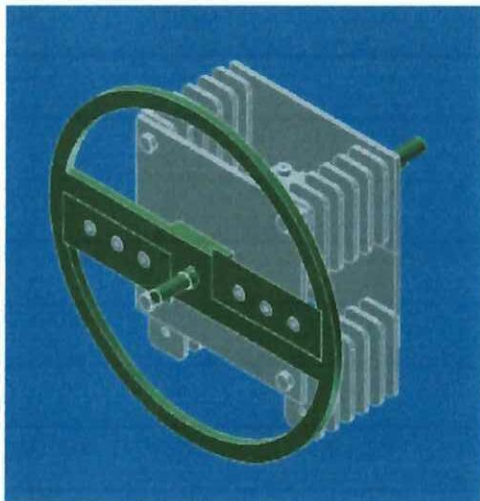


- UTC – PMO – C200 (Conjunto – sistema de corte y molido).

GRAFICO N°59

SISTEMA DE CORTE Y MOLIDO

FUENTE: AUTORES

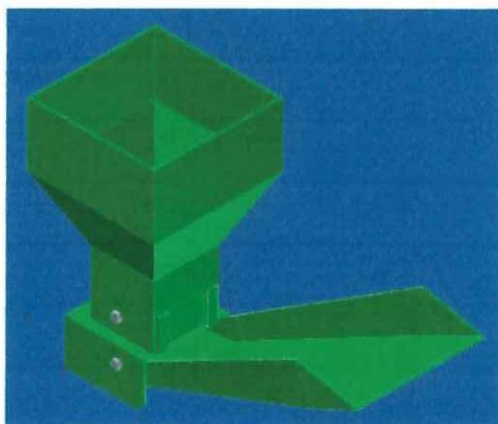


- UTC – PMO – C300 (Conjunto – tolvas de alimentación).

GRAFICO N°60

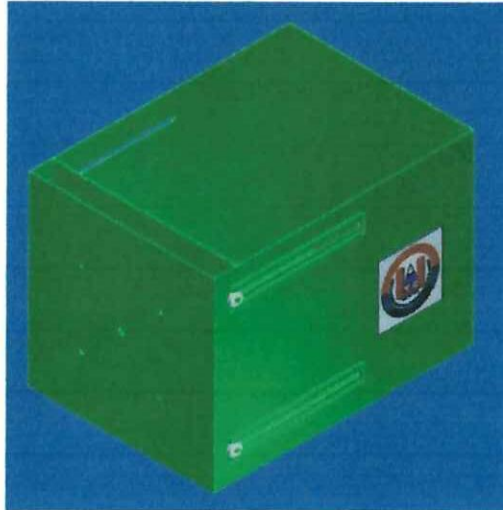
TOLVAS DE ALIMENTACIÓN

FUENTE: AUTORES



- UTC – PMO – C400 (Conjunto – sistema de compactación).

GRAFICO N°61
CAMARA DE COMPACTACIÓN
FUENTE: AUTORES



Luego se deberán juntar todos estos conjuntos para obtener el montaje general del prototipo mostrado en el anexo UTC – PMO – MG (Procesadora de Material Orgánico – Montaje General).

FIGURA N°12
MONTAJE GENERAL
FUENTE: AUTORES



3.6.3.- CONEXIÓN ELECTRICA.- Para realizar la conexión eléctrica se deberá realizar un circuito de arranque directo tal como se muestra en el anexo UTC – PMO – CE.

3.6.4.- CONEXIÓN NEUMÁTICA.- El circuito neumático se deberá conectar tal como se detalla en el anexo UTC – PMO – CN.

CONCLUSIONES

Luego de haber terminado el diseño y construcción de este proyecto y haber realizado las pruebas necesarias para verificar su correcto funcionamiento se tienen las siguientes conclusiones:

- Al término de este estudio se ha diseñado y construido un prototipo de máquina procesadora de material orgánico de baja potencia, que mejorará los niveles de producción de la granja comunitaria del barrio Boliche, lo que permitirá disminuir el tiempo y esfuerzo físico necesario para realizar el trabajo, generando un ahorro de recursos y que además servirá para mejorar el nivel de ingresos de la granja.
- Las formas más seguras y prácticas para la correcta utilización de este prototipo, se seleccionaron en base al diseño realizado y ofrecerán grandes beneficios para la seguridad e integridad tanto de los operarios como de la máquina misma.
- Este prototipo de máquina se constituye como una herramienta de trabajo, accesible de fácil manejo y mantenimiento, para la producción de abonos orgánicos y alimentos balanceados.
- Con este prototipo se obtiene una manera tecnificada para la reutilización de los componentes orgánicos que genera la granja, evitando desechos y obteniendo beneficios que impulsen mejores condiciones de vida de los trabajadores .
- Este prototipo utiliza un motor con potencia de 2HP, mismo que al trabajar durante 4 horas diarias presenta una producción aproximada de 1000Kg.

RECOMENDACIONES

Luego de la experiencia adquirida al haber diseñado, construido y probado adecuadamente el prototipo, a continuación se presenta al lector recomendaciones que ayudarán a evitar cualquier tipo de problema en el diseño de cualquier tipo de proyecto:

- Realizar un adecuado análisis de materiales y un minucioso diseño para obtener un resultado final libre de fallas.
- Utilizar siempre materiales, accesorios, y elementos existentes en el mercado, para tener un conocimiento más acertado tanto de los costos como de las características y tiempos de vida del prototipo y sus elementos.
- Establecer etapas de trabajo bien definidas, que permitan escoger la maquinaria y herramientas más convenientes.
- Montar todos los elementos conforme a los planos de referencia y en la secuencia correcta.
- Antes de arrancar el prototipo verificar que las conexiones eléctricas se hayan realizado de manera correcta.
- Ajustar todos los elementos de unión para evitar que algún elemento funcione fuera de su lugar.
- Verificar que la instalación neumática y la presión que se aplica al cilindro se encuentren debidamente probados y regulados, para evitar sobre cargas o bajas de presión.
- Seguir detalladamente el manual de usuario y mantenimiento.

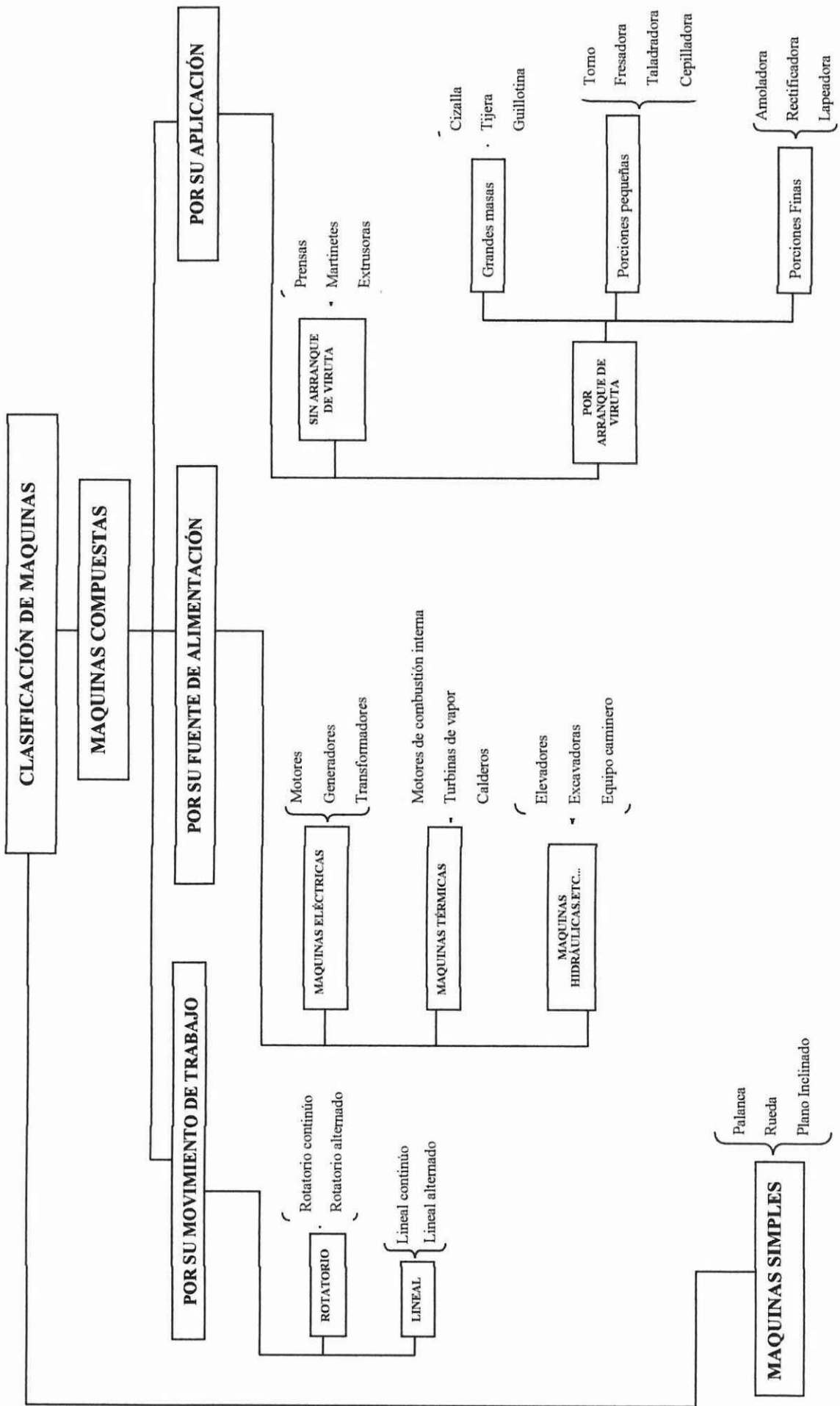
ANEXO A

Clasificación de las maquinas por criterios generales

Tomado de

Mecaneso, http://www.iesmarenostrom.com/Departamentos/Tecnologia/mecaneso/mecanica_basica/; 12/06/2009; 14:30

ANEXOS



ANEXO B.1

Movimiento rectilíneo con aceleración lineal uniforme

Tomado de Nicolás Larburu, Máquinas Prontuario; Thomson Editores España 2003

Para la aceleración con el móvil en reposo $v_0 = 0$, o retardación con velocidad inicial v_0 , se tiene que las relaciones entre las funciones son:

$$v = at \qquad e = at^2/2 \qquad a = 2e/t^2 \qquad t = 2e/v$$

$$v = 2e/t \qquad e = vt/2 \qquad a = v^2/2e \qquad t = \sqrt{2e/a}$$

$$v = \sqrt{2ea} \qquad e = v^2/2a \qquad a = v/t \qquad t = v/a$$

Para la aceleración con velocidad inicial uniforme v_0 ; se tienen las relaciones:

$$v = v_0 + at \qquad v_0 = \sqrt{v^2 - 2ae} \qquad e = v_0t + at^2/2 \qquad a = (v^2 - v_0^2)/2e$$

$$v = (2e/t) - v_0 \qquad v_0 = (2e/t) - v \qquad e = (v + v_0) t/2 \qquad a = (v - v_0) /t$$

$$v = \sqrt{v^2 + 2ae} \qquad v_0 = v - at \qquad e = (v^2 - v_0^2)/2a \qquad a = 2(e - v_0t)/ t^2$$

$$v = (e/t) + at/2 \qquad v_0 = (e/t) - at/2 \qquad e = vt - at^2/2 \qquad a = 2(vt - e)/ t^2$$

ANEXO B.2

Movimiento circular con aceleración angular uniforme

Tomado de Nicolás Larburu, Máquinas Prontuario; Thomson Editores España 2003

Para la aceleración con el móvil en reposo $\omega_0 = 0$, o retardación con velocidad inicial ω_0 , se tiene que las relaciones entre las funciones son:

$\omega = at;$	$\theta = at^2/2$	$t = \omega/a$	
$\omega = 2\pi n/60$	$v = \omega t (= \pi n/60)$	$e = \theta r$	$n = 60\omega/2\pi$
$\omega = at$	$\theta = at^2/2$	$a = 2\theta/t^2$	$t = 2\theta/\omega$
$\omega = 2\theta/t$	$\theta = \omega t/2$	$a = \omega^2/2\theta$	$t = \sqrt{2\theta/a}$
$\omega = \sqrt{2a\theta}$	$\theta = \omega^2/2a$	$a = \omega/t$	$t = \omega/a$

Para la aceleración o retardación con velocidad angular uniforme ω_0 ; se tiene

$\omega = \omega_0 t + at;$	$\theta = \omega_0 t + at^2/2$	$t = (\omega - \omega_0)/a$	
$\omega = \omega_0 + at$	$\omega_0 = \sqrt{\omega^2 - 2a\theta}$	$e = \omega_0 t + at^2/2$	$a = (\omega^2 - \omega_0^2)/2\theta$
$\omega = (2\theta/t) - \omega_0$	$\omega_0 = (2\theta/t) - \omega$	$e = (\omega + \omega_0) t/2$	$a = (\omega - \omega_0) / t$
$\omega = \sqrt{\omega^2 + 2a\theta}$	$\omega_0 = \omega - at$	$e = (\omega^2 - \omega_0^2)/2a$	$a = 2(\theta - \omega_0 t) / t^2$
$\omega = (\theta/t) + at/2$	$\omega_0 = (\theta/t) - at/2$	$e = \omega t - at^2/2$	$a = 2(\omega t - \theta) / t^2$
$t = (\omega - \omega_0) / a$	$t = 2\theta / (\omega + \omega_0)$		

ANEXO C

Densidades de algunas sustancias comunes kg/m³

Tomado de Jerry D. Wilson; Física, Editorial; Prentice Hall 2° Edición, México 1996

DENSIDADES DE ALGUNAS SUSTANCIAS COMUNES KG/m³

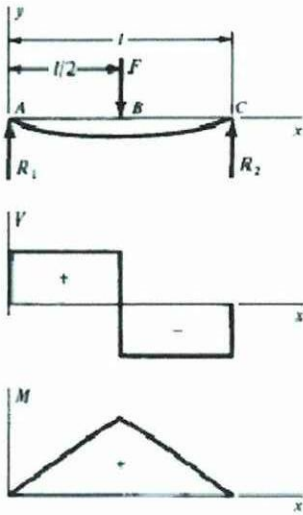
Sustancia	Densidad	Sustancia	Densidad	Sustancia	Densidad
sólidos		Líquidos		Gases	
Aluminio	2,7 x 10 ³	Alcohol etílico	0,79 x 10 ³	Aire	1,29
Latón	8,7 x 10 ³	Alcohol metílico	0,82 x 10 ³	Helio	0,18
Cobre	8,9 x 10 ³	Sangre entera	1,5 x 10 ³	Oxígeno	1,43
Vidrio	2,6 x 10 ³	Plasma Sanguíneo	1,03 x 10 ³	Vapor de agua	0,63
Oro	19,3 x 10 ³	Gasolina	0,68 x 10 ³		
Hielo	0,92 x 10 ³	Queroseno	0,82 x 10 ³		
Hierro	7,9 x 10 ³	Mercurio	13,6 x 10 ³		
Acero comercial	7,7 x 10 ³	Agua de mar 4° C	1,03 x 10 ³		
Madera	0,81 x 10 ³	Agua dulce 4° C	1,00 x 10 ³		

ANEXO D

Formulas para la deformación de vigas debido a flexión, Tomado de Joseph E. Shigley, Diseño En Ingeniería Mecánica, Editorial; McGRAW-HILL, 5ª Edición, México 1990.

Cortante, momento y deflexión de vigas (cont.)

5 Apoyos simples. Carga en el centro



$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} \quad V_{AB} = R_1$$

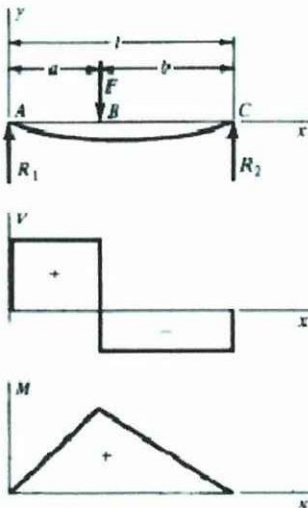
$$V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fx}{2} \quad M_{BC} = \frac{F}{2}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{48EI}(4x^2 - 3l^2)$$

$$y_{max} = -\frac{Fl^3}{48EI}$$

6 Apoyos simples. Carga intermedia, $a < b$



$$R_1 = \frac{Fb}{l} \quad R_2 = \frac{Fa}{l}$$

$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

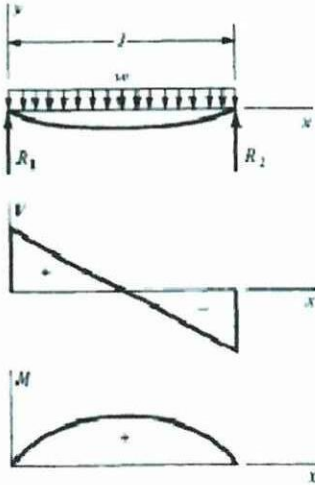
$$M_{AB} = \frac{Fbx}{l} \quad M_{BC} = \frac{Fa}{l}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fbx}{6EI}(x^2 + b^2 - l^2)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa(l-x)}{6EI}(x^2 + a^2 - 2lx)$$

Cortante, momento y deflexión de vigas (cont.)

7 Apoyos simples. Carga uniforme



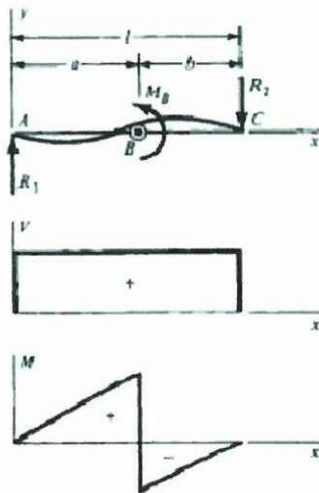
$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad V = \frac{wl}{2} - wx$$

$$M = \frac{wx}{2}(l - x)$$

$$y = \frac{wx}{24EI}(2lx^2 - x^3 - l^3)$$

$$y_{\max} = -\frac{5wl^4}{384EI}$$

8 Apoyos simples. Carga de momento



$$R_1 = -R_2 = \frac{M_B}{l} \quad V = \frac{M_B}{l}$$

$$M_{AB} = \frac{M_B x}{l} \quad M_{BC} = \frac{M_B}{l}(a - l)$$

$$y_{AB} = \frac{M_B x}{6EI}(x^2 + 3a^2 - 6al + 2l^2)$$

$$y_{BC} = \frac{M_B}{6EI}[x^3 - 3lx^2 + x(2l^2 + 3a^2) - 3a^2l]$$

ANEXO E.

Factores de superficie, temperatura, carga y sensibilidad a la muela que modifican el límite de resistencia a la fatiga, Tomado de Joseph E. Shigley, Diseño En Ingeniería Mecánica, Editorial; McGRAW-HILL, 5ª Edición, México 1990.

Factores de acabado de superficies

ACABADO DE SUPERFICIE	FACTOR a		EXPONENTE b
	kpsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272.	-0.995

Efecto de la temperatura de operación sobre la resistencia a la tensión del acero.* (S_T = resistencia a la tensión a la temperatura de operación; S_{RT} = resistencia a la tensión a la temperatura del lugar de trabajo; $0.099 \leq \sigma \leq 0.110$)

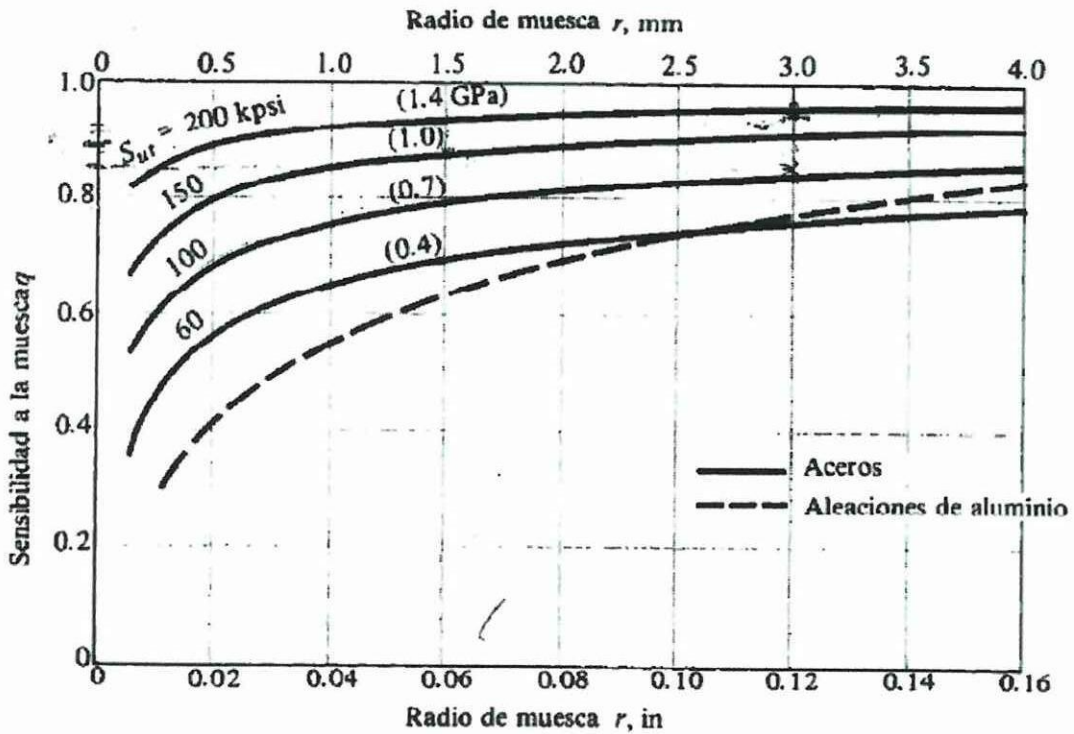
TEMPERATURA, °C	S_T/S_{RT}	TEMPERATURA, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.927	700	0.927
400	0.922	800	0.872
450	0.840	900	0.797
500	0.766	1000	0.698
550	0.670	1100	0.567
600	0.546		

Factor de carga k_c

El factor de carga está dado por la ecuación

$$k_c = \begin{cases} 0.923 & \text{carga axial} & S_{ur} \leq 220 \text{ kpsi (1520 MPa)} \\ 1 & \text{carga axial} & S_{ur} > 220 \text{ kpsi (1520 MPa)} \\ 1 & \text{flexión} & \\ 0.577 & \text{torsión y cortante} & \end{cases}$$

Sensibilidad a la muesca



ANEXO F

Selección de rodamientos, factores de horas de vida y velocidad para rodamientos de bolas, tomado del CATALOGO WL 41 520/3 SB DE RODAMIENTOS FAC.

Vida L_h y factor de velocidad f_n para rodamientos de bolas

▼ Valores f_L para rodamientos de bolas

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500} f_L}$$

L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L
h		h		h		h		h	
100	0,585	420	0,944	1700	1,5	6500	2,35	28000	3,83
110	0,604	440	0,958	1800	1,53	7000	2,41	30000	3,91
120	0,621	460	0,973	1900	1,56	7500	2,47	32000	4
130	0,638	480	0,986	2000	1,59	8000	2,52	34000	4,08
140	0,654	500	1	2200	1,64	8500	2,57	36000	4,16
150	0,669	550	1,03	2400	1,69	9000	2,62	38000	4,24
160	0,684	600	1,06	2600	1,73	9500	2,67	40000	4,31
170	0,698	650	1,09	2800	1,78	10000	2,71	42000	4,38
180	0,711	700	1,12	3000	1,82	11000	2,8	44000	4,45
190	0,724	750	1,14	3200	1,86	12000	2,88	46000	4,51
200	0,737	800	1,17	3400	1,89	13000	2,96	48000	4,58
220	0,761	850	1,19	3600	1,93	14000	3,04	50000	4,64
240	0,783	900	1,22	3800	1,97	15000	3,11	55000	4,79
260	0,804	950	1,24	4000	2	16000	3,17	60000	4,93
280	0,824	1000	1,26	4200	2,03	17000	3,24	65000	5,07
300	0,843	1100	1,3	4400	2,06	18000	3,3	70000	5,19
320	0,862	1200	1,34	4600	2,1	19000	3,36	75000	5,31
340	0,879	1300	1,38	4800	2,13	20000	3,42	80000	5,43
360	0,896	1400	1,41	5000	2,15	22000	3,53	85000	5,54
380	0,913	1500	1,44	5500	2,22	24000	3,63	90000	5,65
400	0,928	1600	1,47	6000	2,29	26000	3,73	100000	5,85

▼ Valores f_n para rodamientos de bolas

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 \frac{1}{2}}{n} f_n}$$

n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n
min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹	
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

ANEXO G.1

Designación de pernos por grado SAE, ASTM y MÉTRICO.

MARKS, MANUAL DEL INGENIERO MECÁNICO,

MCGRAW-HILL, 9ª Edición, México 1995.

Tabla 8.2.26 Especificaciones y marcas de identificación para pernos, tornillos, espárragos, Semts¹ y pernos U²
(Multiplicar las resistencias dadas en lib/pulg² por 6.89 para obtener la resistencia en MPa.)

Grado SAE	Grado ASTM	Grado métrico	Díametro nominal, pulg	Resistencia de prueba, lib/pulg ²	Resistencia a la tracción, lib/pulg ²	Resistencia de fluencia, ³ lib/pulg ²	Dureza del núcleo, Rockwell min.-max	Marca de identificación del grado	Productos ⁴	Materiales
1	A307	4.6	1/4 hasta 1 1/2	33	60	36	B70/B100	Ninguna	P, T, E	Acero al bajo o mediano carbono
2		5.8	1/4 hasta 1/2	45	74	57	B80/B100	Ninguna	P, T, E	Acero al bajo o mediano carbono
4		4.6	Más de 1/4 hasta 1 1/2	33	60	36	B70/B100	Ninguna	P, T, E	Acero al bajo o mediano carbono
		8.9	1/4 hasta 1 1/2	65	115	100	C22-C32	Ninguna	E	Acero al mediano carbono, estrado en frío
5	A449 o A325	8.8	1/4 hasta 1	55	120	92	C25-C34	Y	P, T, E	Acero al mediano carbono, T y R
Tipo 1										
5.1		7.8	Más de 1 hasta 1 1/2	54	125	81	C19-C28	Y	P, T, E	Acero al mediano carbono, T y R
		8.4	Más de 1/2 a 3	55	90	58		Y	P, T, E	Acero al mediano carbono, T y R
		8.8	No. 6 hasta 1/2	65	120		C25/C40	-/-	Se	Bajo o mediano carbono, T y R
		8.1	No. 6 hasta 1/2	65	120		C25/C40	-/-	P, T, E	Bajo o mediano carbono, T y R
5.2	A325 Tipo 2	8.1	1/4 hasta 1	65	120	92	C28-C36	-/-	P, T	Acero martensítico al bajo carbono, completamente muerto, de grano fino, T y R
7 ⁵	A354	10.9	1/4 hasta 1 1/2	105	133	115	C25/C34	X	P, T	Acero de aleación al mediano carbono, T y R
8	Grado BD	10.9	1/4 hasta 1 1/2	120	150	130	C31/C38	X	P, T, E	Acero de aleación al mediano carbono, T y R
8.1		10.9	1/4 hasta 1 1/2	120	150	130	C12-C34	Ninguna	E	Acero de aleación al mediano carbono estrado a temperatura elevada o G15410
8.2	A574	12.9	0 hasta 1/2	140	180	160	C28/C42	3/4	P, T	Acero martensítico al bajo carbono, completamente muerto, de grano fino, T y R
		12.9	1/4 hasta 1 1/2	135	170	160	C37/C45	12.9	TPCC	Acero de aleación, T y E
								12.9	TPCC	Acero de aleación, T y E

NOTA: Deben consultarse los catálogos de los fabricantes respecto a las cargas de prueba; no obstante, es posible calcular valores aproximados de las cargas de prueba a partir de: carga de prueba = resistencia de prueba x área del esfuerzo.

¹Los Semts son conjuntos de tornillo y cabeza.

²Receptado de ANSI/SAE A298, ANSI B18.3.1-1978 y ASTM A307, A325, A354, A449 y A574.

³El grado métrico es xx.x, en donde xx es aproximadamente 1.01 L_u en MPa, y .x es la raíz de la S_u a la S_y.

⁴La resistencia de fluencia es el valor al que se presenta una deformación permanente del 0.2% de la longitud de calibración.

P = pernos, T = tornillos, E = espárragos, Se = Semts y TPCC = tornillos de presión con cabeza de capi.

⁵Parece que el dato es erróneo, pero se confía a la norma, ANSI/SAE A298.

⁶Los pernos y tornillos del grado 7 se roscan por laminación después del tratamiento térmico.

FUENTE: Shipley y Mitchell, *Mechanical Engineering Design*, 4ª ed., McGraw-Hill, 1983, con autorización.

ANEXO G.2

Designación de pernos según el diámetro y el paso de hilos.

Tomado de Robert L. Mott, *Diseño de Elementos de Maquinas*, Editorial;

Prentice Hall 2^o Edición, México 2000.

Dimensiones American Standard de cuerdas, tamaños numerados

Tamaño	Diámetro mayor básico (pulg)	Cuerdas gruesas: UNC		Cuerdas finas: UNF	
		Hilos de cuerda por pulgada	Área de esfuerzo de tracción (pulg. ²)	Hilos de cuerda por pulgada	Área de esfuerzo de tracción (pulg. ²)
0	0.060 0	—	—	80	0.001 80
1	0.073 0	64	0.002 63	72	0.002 78
2	0.086 0	56	0.003 70	64	0.003 94
3	0.099 0	48	0.004 87	56	0.005 23
4	0.112 0	40	0.006 04	48	0.006 61
5	0.125 0	40	0.007 96	44	0.008 30
6	0.138 0	32	0.009 09	40	0.010 15
8	0.164 0	32	0.014 0	36	0.014 74
10	0.190 0	24	0.017 5	32	0.020 0
12	0.216 0	24	0.024 2	28	0.025 8

Dimensiones American Standard de cuerdas, tamaños fraccionarios

Tamaño	Diámetro mayor básico (pulg)	Cuerdas gruesas: UNC		Cuerdas finas: UNF	
		Hilos de cuerda por pulgada	Área de esfuerzo de tracción (pulg. ²)	Hilos de cuerda por pulgada	Área de esfuerzo de tracción (pulg. ²)
¼	0.250 0	20	0.031 8	28	0.036 4
⅜	0.312 5	18	0.052 4	24	0.058 0
½	0.375 0	16	0.077 5	24	0.087 8
⅝	0.437 5	14	0.106 3	20	0.118 7
¾	0.500 0	13	0.141 9	20	0.159 9
⅞	0.562 5	12	0.182	18	0.203
1	0.625 0	11	0.226	18	0.256
1 ¼	0.750 0	10	0.334	16	0.373
1 ½	0.875 0	9	0.462	14	0.509
1 ¾	1.000	8	0.606	12	0.663
2	1.125	7	0.763	12	0.856
2 ¼	1.250	7	0.969	12	1.073
2 ½	1.375	6	1.155	12	1.315
2 ¾	1.500	6	1.405	12	1.581
3	1.750	5	1.90	—	—
4	2.000	4½	2.50	—	—

Dimensiones métricas de cuerdas

<i>Diámetro mayor básico (mm)</i>	<i>Cuerdas gruesas</i>		<i>Cuerdas finas</i>	
	<i>Paso (mm)</i>	<i>Área de esfuerzo de tracción (mm²)</i>	<i>Paso (mm)</i>	<i>Área de esfuerzo de tracción (mm²)</i>
1	0.25	0.460	—	—
1.6	0.35	1.27	0.20	1.57
2	0.4	2.07	0.25	2.45
2.5	0.45	3.39	0.35	3.70
3	0.5	5.03	0.35	5.61
4	0.7	8.78	0.5	9.79
5	0.8	14.2	0.5	16.1
6	1	20.1	0.75	22.0
8	1.25	36.6	1	39.2
10	1.5	58.0	1.25	61.2
12	1.75	84.3	1.25	92.1
16	2	157	1.5	167
20	2.5	245	1.5	272
24	3	353	2	384
30	3.5	561	2	621
36	4	817	3	865
42	4.5	1 121	—	—
48	5	1 473	—	—

ANEXO H

Coeficiente de fluctuación para volantes en diferentes aplicaciones

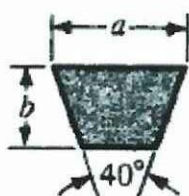
Hélices de buques (por medio de motores).....	1 : 20
Máquinas de corte, bombas.....	1 : 25
Mecanismos de transmisión de talleres.....	1 : 35
Telares, máquinas de fábricas papeleras.....	1 : 40
Molinos de moliendas.....	1 : 50
Máquinas de hilar para números de hilos bajos.....	1 : 60
Máquinas de hilar para números de hilos altos.....	1 : 100
Generadores de corriente continua para alumbrado.....	1 : 100 a 1 : 120
Generadores de corriente alterna para conexión en paralelo en redes de turbinas.....	1 : 300

ANEXO I.1

Designación de bandas o correas trapeciales.

Joseph E. Shigley, Diseño En Ingeniería Mecánica, Editorial;

McGRAW-HILL, 5ª Edición, México 1990.



SECCIÓN	ANCHO a , in	ESPESOR b , in	MINIMO DIÁMETRO DE POLEA, in	POTENCIAS PARA UNA O MÁS BANDAS, hp
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ -10
B	$\frac{31}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 o mayor

ANEXO I.2



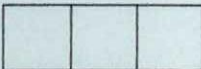



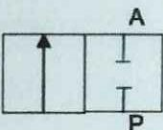
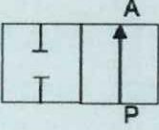
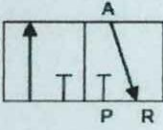
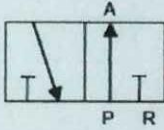
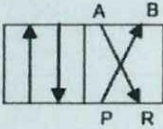
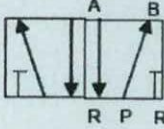
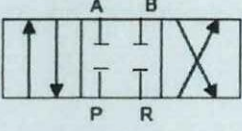
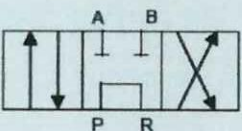
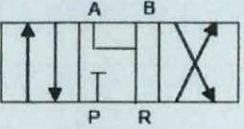
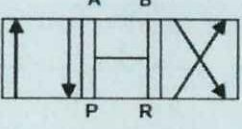
Tabla de diámetros primitivos de poleas en mm

Tomado del catalogo de bandas y poleas OLEOSTATIC PIRELLI

Z	A	SECCIONES			
		B	C	D	E
50 -	75 -	125 +	200 ++	355 ++	500 ++
53 -	80 -	132 +	212 +	375 +	530 +
56 -	85 -	140 ++	224 ++	400 ++	560 ++
60 +	90 ++	150 +	235 +	425 +	600 +
63 ++	95 +	160 ++	250 ++	450 ++	630 ++
67 +	100 ++	170 +	265 +	475 +	670 +
71 ++	106 +	180 ++	280 ++	500 ++	710 ++
75 +	112 ++	190 -	300 +	530 -	750 -
80 ++	118 +	200 ++	315 ++	560 +	800 ++
90 +	125 ++	224 +	355 +	600 +	900 +
100 ++	132 +	250 ++	375 +	630 ++	1000 ++
112 +	140 ++	280 +	400 ++	710 +	1120 +
125 ++	150 +	300 +	450 +	750 +	1250 ++
140 +	160 ++	315 ++	500 ++	800 ++	1400 +
150 +	170 -	355 +	530 -	900 +	1500 +
160 ++	180 ++	375 +	560 +	1000 ++	1600 ++
180 +	190 -	400 ++	600 +	1080 +	1800 +
200 ++	200 ++	450 +	630 ++	1120 +	1900 +
221 +	224 +	500 ++	710 +	1250 ++	2000 ++
250 +	250 ++	530 -	750 +	1400 +	2240 +

ANEXO J

Válvulas direccionales, tomado de Manual de hidráulica y neumática, Medios didácticos INACAP 2002

Válvulas direccionales	
<p>Una posición</p> 	<p>Dos posiciones</p> 
<p>Tres posiciones</p> 	<p>Posición de paso abierto</p> 
<p>Posición de Bloqueo de flujo</p> 	<p>Conexiones (pequeños segmentos en los rectángulos)</p> 
<p>Válvula 2 vías 2 posiciones (2/2) normalmente cerrada</p> 	<p>Válvula 2 vías 2 posiciones (2/2) normalmente abierta</p> 
<p>Válvula 3 vías 2 posiciones (3/2) normalmente cerrada</p> 	<p>Válvula 3 vías 2 posiciones (3/2) normalmente cerrada</p> 
<p>Válvula 4 vías 2 posiciones (4/2)</p> 	<p>Válvula 5 vías 2 posiciones (5/2)</p> 
<p>Válvula 4 vías 3 posiciones (4/3) Centro cerrado</p> 	<p>Válvula 4 vías 3 posiciones (4/3) Centro tandem</p> 
<p>Válvula 4 vías 3 posiciones (4/3) Centro semiabierto</p> 	<p>Válvula 4 vías 3 posiciones (4/3) Centro abierto</p> 

ANEXO K

GUÍA DE ENCUESTA PARA LA INVESTIGACIÓN DE CAMPO

TEMA: Diseño construcción y funcionamiento de una máquina procesadora de material orgánica.

OBJETIVO: Determinar, si la posibilidad de mejorar el nivel de vida y el desarrollo comunitario, con la construcción y aplicación de este prototipo, puede resultar favorable o no a los intereses de los beneficiarios.

DIRIGIDO: A beneficiarios y socios.

INSTRUCCIONES: Para llenar el cuestionario se pide contestar las preguntas con la mayor seriedad posible puesto que, de sus respuestas dependen los buenos resultados obtenidos en esta investigación, para llenar las preguntas marque con una X la opción que usted ha elegido como la más adecuada a sus necesidades.

CUESTIONARIO

1.- ¿Conoce Ud. maquinaria que sirva para la reutilización de productos orgánicos de desecho?

SI NO

2.- ¿Con qué frecuencia obtiene usted una cantidad considerable de abono compost, utilizando las maneras tradicionales para su obtención?

Trimestral Semestral Anual

3.- ¿Cuál es la marca de los productos que usted adquiere para la alimentación de sus animales?

PRONACA

MOLINOS LA UNION

OTROS.

4.- Cree usted que sea viable el procesamiento de productos para la alimentación de sus animales en su propio sector y domicilio.

SI

NO

5.- ¿Cuál sería su criterio para elegir entre procesar o adquirir abonos para el cultivo de sus parcelas?

a. Precio Si No

b. Calidad Si No

c. Marca Si No

6.- ¿Considera usted que los productos que utiliza deben mantener características como las que a continuación se presentan?

a.- Soporte técnico Si No

b.- Garantía Si No

c.- Tecnología Si No

7.- ¿Le gustaría a usted desempeñar sus labores de campo de una manera tecnificada?

SI

NO

8.- ¿Estaría de acuerdo en almacenar sus propios productos en cantidades y condiciones adecuadas para mantener una reserva en tiempos de carestía?

SI

NO

9.- ¿Cambiaría usted los medios manuales de trabajo por maquinaria especializada en su actividad?

SI

NO

10.- ¿Los accesorios de los que usted dispone son suficientes para la actividad que realiza?

SI

NO

OBSERVACIONES:

.....
.....
.....

ANEXO L.1

Referencias comerciales de maquinaria agrícola para el proceso de material orgánico y henificación, tomado de: <http://www.unideco.com/picadoras.html> y <http://dialnet.unirioja.es/servlet/autor?codigo=178210>.

El mercado Ecuatoriano se puede encontrar varias opciones de maquinaria agrícola entre las cuales se tienen:

MOLINO DESINTEGRADOR: Los Molinos Industriales encontrados en el mercado nacional son de origen colombiano o brasilero, estos cumplen las siguientes funciones:

Muelen: En seco: caña, sorgo, avena, alfalfa, maíz desgranado, maíz con hoja y corontas, produciendo desde granos gruesos, hasta harina fina y superfina. Además harina de trigo, cebada, arveja, maíz, papa seca, habas, entre otros.

Pican: Tubérculos verdes – secos o húmedos (cereales, semillas, arroces, avenas, cebada, trigo), y toda la especie de forrajeras y leguminosas.

Trituran: Granos secos, como: trigo, cebada, arveja, maíz, etc.

Desintegran: Productos como cáscaras de los cereales, ramas, raíces, etc.

PICADORAS: Al igual que los molinos en el Ecuador existe gran variedad de maquinas Picadoras-Ensiladoras para la Agricultura estas tienen la característica principal de trabajar únicamente con especies forrajeras útiles para el almacenaje.

ANEXO L.2

Fabián Alvares Vásquez, "Diseño y Construcción de una Máquina picadora de forraje", Escuela Politécnica Nacional, 1988

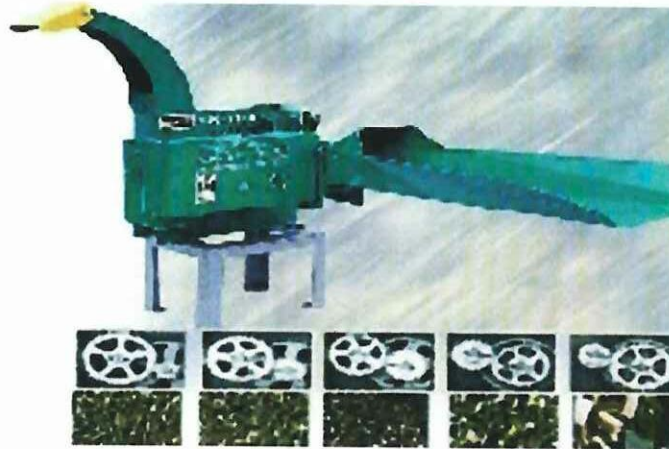
Resistencia al corte de la alfalfa	Esfuerzo permisible para la fabricación de pernos	Resistencia ultima al punto cedente acero ASTM 514
$4.472 \frac{N}{mm^2}$	$1.036 \times 10^8 \frac{N}{m^2}$ $= 15000(Psi)$	$22.54 \times 10^8 \frac{N}{m^2}$

El funcionamiento de estas empieza por conocer que son aptas para ganadería, ensilaje, preparación de material en lombricultura y compostaje, su alimentación se hace constante debido a un rodillo sobre mesa que puede variar su velocidad al cambiar y combinar varios piñones; la salida del material se hace por medio de un ducto de alta boca direccionable; la producción promedio de esta picadora es de 8500Kg / h.

Molino desintegrador Nogueira DPM - 4



Picadora-Ensiladora Nogueira EN-12



Henificadoras: Por lo general una maquina enfardadora, recoge, prensa y ata los pastos nativos, paja y restos de cultivos en fardos, después de recogido el producto, varios dientes lo conducen al canal de prensado donde es compactado por un émbolo, procesado de esta forma, el alimento guarda gran parte de sus propiedades nutritivas, pudiendo utilizarse para complementar la alimentación de los animales, especialmente durante el invierno y en período de sequía. Son accionadas por tractor con toma de potencia de un mínimo de 35 HP a 540 rpm, posee atadores automáticos que operan con mecate o hilo sintético, únicamente son adaptables a campos de producción muy extensos; no aplicables para producción estacionaria.

Empacadora AP 41 N



Otro tipo de empaquetadoras son las "ROUND BAL"; de fabricación Italiana, generan fardos de material de forma cilíndrica; necesita de un enganche a tractor agrícola con potencia mínima 90 HP a 540 rpm en la toma de fuerza, las dimensiones de rollos son; 120 cm de ancho por 125 cm de diámetro; trabajan recolectando el forraje y transportándolo a un compartimento de cámara fija donde un sistema de rodillos forma el cilindro y al mismo tiempo lo ata de manera que se pueda obtener rollos con un peso aproximado de 650 kg.

Ensiladora de Fardos Cilíndricos



Estos son algunos ejemplos de maquinaria conocida en nuestro medio; esta tecnología es aplicable únicamente a productores de gran capacidad; por tanto la adquisición de esta no se justifica cuando se produce en pequeñas y medianas escalas como lo hacen la mayoría de campesinos y comunidades de nuestro sector.