

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TRILLADORA DE CHOCHOS DE 60 (KG/DÍA) DE CAPACIDAD

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

COLLAGUAZO CAGUA HENRY PAÚL

henrypol1989@hotmail.es

QUINAPAXI GONZÁLEZ DANILO MARCELO

danilo_ngro33@hotmail.com

DIRECTOR: ING. TITO HERNÁN VELASTEGUÍ BENALCAZAR

tito.velastegui@epn.edu.ec

CO-DIRECTOR: ING. LUIS RICARDO SOTO AYMAR

ricardo.soto@epn.edu.ec

Quito, Enero 2015

DECLARACIÓN

Nosotros Henry Paúl Collaguazo Cagua y Danilo Marcelo Quinapaxi González, juramos que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Escuela Politécnica Nacional, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Henry Paúl Collaguazo Cagua

Danilo Marcelo Quinapaxi González

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Henry Paul Collaguazo Cagua y Danilo Marcelo Quinapaxi González bajo mi supervisión.

Ing. Tito Velastegui

DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. Ricardo Soto

CO-DIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTOS

Antes que nada le agradezco a mi Dios por darme la salud y una familia hermosa quienes han estado acompañándome toda mi vida.

Al terminar el proyecto de titulación quiero agradecer, en especial a la Empresa SEDEMI, por habernos brindado el apoyo en la construcción de la máquina.

Un agradecimiento especial a los Ingenieros: Santiago Proaño, Carlos Albán, Ricardo Benítez, Alex Espinoza, Luis Alcocer, Oscar González y David Rivera quienes han aportado con un pequeño grano de arena.

A mi compañero de tesis Henry por haberme comprendido y soportado todo el tiempo que tomo desarrollar el proyecto de titulación.

NEGRO

Gracias a Jesús por cruzarse en mi camino y darle sentido a mi vida, fortaleciéndome cada momento, utilizando la música como pretexto para poder alabarle, gracias Señor por ti soy lo que soy.

A mi papá José por enseñarme que en la vida hay que tener siempre esperanza, a pesar de los momentos difíciles.

A mi mamá Evita que siempre está pendiente, aconsejándome, ayudándome y dándome su gran amor. A mis hermanas y hermanos que a través de la música de Dios, nos permitió permanecer unidos y compartir los momentos más lindos de mi vida.

A mis maestros del Coro Opus Mater Andrea, Tío Alejandro, David y Deysi por sus consejos, sus habladas, y su gran amistad.

A mi compañero de tesis Danilo, que me enseñó que a pesar de las dificultades, hay seguir avanzando hasta terminar el proyecto.

A mis amigos David Rivera, Oscar Gonzalez en especial a Cristian Fajardo por su gran ayuda y amistad.

A los padrecitos que he tenido la oportunidad de conocerles: Lenin, Dario, Santiago, Lupercio, en especial al Padrecito Manual Calispa por su apoyo, confianza, amistad y su gran cariño.

A todos mis familiares, que de alguna u otra manera me ayudaron desinteresadamente, en especial al Tío Julio por sus consejos que llegan al corazón.

Henry

DEDICATORIA

El proyecto desarrollado y construido es con mucho cariño para toda mi familia que son lo más importan de mi vida la misma que me supieron apoyar en esos momentos duros que pasamos.

En especial a mi querida y compañera de mi vida a mamita Mónica la cual me a dado su apoyo, sabiduría y confianza desde el día que nací y lo sigue haciendo para cada día ser mejor en la vida.

A mi querido papi Barbita le doy las gracias por los consejos que me a dado con el fin de ser cada día mejor y superarme cada vez más.

A mis queridos ñañones Chely y Teodorito con los cuales nos hemos apoyado día y noche por llegar a ser cada día los mejores.

NEGRO

Este proyecto se lo dedico a Jesús y a su madre la Virgen María que estuvieron cerca mí cada momento de mi vida en este caminar.

A mis padres, José y Evita, por su gran esfuerzo, sacrificio y cansancio día tras día.

A mis hermanas, Ivón y Jazmin, y hermanos, Juan y David, que Dios nos guie en cada una de nuestra vocaciones y así encontrar su santa voluntad.

Nadie puede emprender una lucha si de antemano no confía plenamente en el triunfo. El que comienza sin confiar perdió de antemano la mitad de la batalla y entierra sus talentos. Aun con la dolorosa conciencia de las propias fragilidades, hay que seguir adelante sin declararse vencidos, y recordar lo que el Señor dijo a san Pablo:

“Te basta mi gracia, porque mi fuerza se manifiesta en la debilidad”

Henry

Índice general

Índice	XV
Índice de figuras	XIX
Índice de tablas	XXI
Resumen	XXII
Presentación	XXIV
1. CAPÍTULO 1	1
1.1. OBJETIVOS	1
1.1.1. OBJETIVO GENERAL	1
1.1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	1
1.2. JUSTIFICACIÓN	2
1.3. CARACTERÍSTICAS DE LA PLANTA DE CHOCHO	2
1.3.1. ORIGEN	2
1.3.1.1. Denominaciones vernaculares	3
1.3.1.2. Taxonomía	3
1.3.1.3. Composición química	3
1.3.1.4. Valor nutritivo	6
1.4. DESCRIPCIÓN BOTÁNICA DEL CHOCHO	6
1.4.1. RAÍZ	7
1.4.2. TALLOS Y RAMIFICACIONES	7
1.4.3. HOJAS	8
1.4.4. FLORES E INFLORESCENCIA	9

1.4.5. SEMILLA	9
1.5. CONDICIONES DE CULTIVO	11
1.5.1. PREPARACIÓN DEL SUELO	11
1.5.2. SIEMBRA	13
1.5.2.1. Siembra de chocho de forma manual	13
1.5.2.2. Siembra de chocho con la ayuda de una máquina	14
1.5.3. FERTILIZACIÓN	14
1.5.4. ENFERMEDADES	15
1.5.4.1. Antracnosis	15
1.5.4.2. Pudriciones radiculares	17
1.5.4.3. Cercosporiosis	17
1.5.4.4. Mancha anular	18
1.5.4.5. Mancha del tallo o ascoquita	18
1.5.4.6. Roya	18
1.5.5. PLAGAS	19
1.5.6. SUPERFICIE, PRODUCCIÓN Y RENDIMIENTO	20
1.6. COSECHA DEL CHOCHO	20
1.6.1. COSECHA	20
1.6.2. TRILLA	21
1.6.2.1. Trilla manual	21
1.6.2.2. Trilla mecanizada	22
1.6.3. MÁQUINAS EXISTENTES	23
1.6.3.1. Máquina trilladora con cilindro lazo de alambre	23
1.6.3.2. Máquina trilladora con cilindro de barras	24
1.6.3.3. Máquina trilladora con cilindro de dientes	25
1.7. PROPIEDADES DE LOS CHOCHOS	26
1.7.1. DIMENSIONES GENERALES	26
1.7.2. FUERZA DE CORTE DE LAS VAINAS DE CHOCHO	27
2. CAPÍTULO 2	29
2.1. TOLVA DE ALIMENTACIÓN	29
2.1.1. PLACAS RECTANGULARES	29

2.2. DISEÑO DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES DEL CILINDRO TRILLADOR	31
2.2.1. DISEÑO DEL SOPORTE DE LA CUCHILLA TRILLADORA	31
2.2.2. FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE CILINDRO TRILLADOR	32
2.2.2.1. Cálculo del peso de los elementos Q_p en el cilindro trillador	32
2.2.2.2. Cálculo de la fuerza de trillado Q_c en el cilindro trillador	34
2.3. DISEÑO DE JUNTAS SOLDADAS	34
2.3.1. ESFUERZOS EN UNIONES SOLDADAS SUJETAS A FLEXIÓN	35
2.3.2. ESFUERZOS EN UNIONES SOLDADAS SUJETAS A TORSIÓN	36
2.3.2.1. Resistencia de juntas soldadas	37
2.4. DIMENSIONAMIENTO DEL EJE	37
2.4.1. ESFUERZOS EN EL EJE DE LA MÁQUINA TRILLADORA	37
2.4.2. LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA DEL EJE DEL CILINDRO TRILLADOR	40
2.4.3. FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL k_a	40
2.4.4. FACTOR DE CORRECCIÓN POR TAMAÑO k_b	41
2.4.4.1. Factor de corrección para elementos estructurales no rotativos	41
2.4.5. FACTOR DE CONFIABILIDAD k_c	42
2.4.6. FACTOR DE CORRECCIÓN POR TEMPERATURA k_d	42
2.4.7. FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS k_e	43
2.4.8. FACTOR DE EFECTOS VARIOS k_f	43
2.4.9. LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA DE UNA VIGA ROTATORIA	44
2.5. DISEÑO DE PERNOS	44
2.5.1. DISEÑO ESTÁTICO DE PERNOS	48
2.5.2. DISEÑO DINÁMICO DE PERNOS	49
2.6. CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR	49

2.6.1. CÁLCULO DE LAS INERCIAS DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA	50
2.7. TRANSMISIÓN POR BANDAS O CORREAS	51
2.7.1. TRANSMISIÓN POR BANDAS - POLEAS	52
2.7.1.1. Relación de transmisión	53
2.7.2. SELECCIÓN DE BANDAS	53
2.7.2.1. Distancia entre centros	54
2.7.2.2. Ángulo de contacto	54
2.7.2.3. Longitud de paso de la banda	54
2.7.2.4. Potencia transmitida por banda	55
2.7.2.5. Determinación de las fuerzas presentes en la polea	58
2.8. RODAMIENTOS	59
2.8.1. CLASIFICACIÓN DE LOS RODAMIENTOS	60
2.8.2. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS	61
2.8.2.1. Relación entre carga y duración	61
2.8.2.2. Espacio disponible	61
2.8.3. TIPOS DE CARGAS EN RODAMIENTOS	61
2.8.3.1. Rodamientos cargados estáticamente	61
2.8.3.2. Rodamientos cargados dinámicamente	63
2.9. DISEÑO DE CHAVETAS	64
2.9.1. CÁLCULO DE CHAVETAS Y SUS ALOJAMIENTOS	64
2.9.1.1. Diseño de chavetas por corte	65
2.9.1.2. Diseño de chavetas por aplastamiento	66
2.10. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA	66
3. CAPÍTULO 3	69
3.1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	69
3.2. ESTUDIO DE MERCADO	70
3.3. RESTRICCIONES Y LIMITACIONES	71
3.3.1. COSTOS Y TIEMPO DE ENTREGA DE LA MÁQUINA	71
3.3.2. MATERIALES A USAR EN LA FABRICACIÓN DE LA MÁQUINA	72

	x
3.3.3. CAPACIDAD	72
3.3.4. FÁCIL OPERACIÓN	72
3.3.5. PESO	72
3.4. ESPECIFICACIONES	72
3.4.1. PARÁMETROS FUNCIONALES	72
3.4.2. DIMENSIONES	73
3.4.3. VIDA ÚTIL	73
3.4.4. PROTOCOLO DE PRUEBAS.	73
3.4.4.1. Pruebas sin carga	73
3.4.4.2. Pruebas con carga.	74
4. CAPÍTULO 4	75
4.1. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS	75
4.1.1. ALTERNATIVA 1: MÁQUINA TRILLADORA DE CHOCHOS CON CILINDRO DE BARRAS	75
4.1.1.1. Funcionamiento de la máquina trilladora de cho- cho con cilindro de barras	76
4.1.1.2. Ventajas y desventajas de la máquina trilladora de chochos con cilindro de barras	77
4.1.2. ALTERNATIVA 2: MÁQUINA TRILLADORA DE CHOCHOS CON CILINDRO DE DIENTES	77
4.1.2.1. Funcionamiento de la máquina trilladora de cho- chos con cilindro de dientes	78
4.1.2.2. Ventajas y desventajas de la máquina trilladora de chochos con cilindro de dientes	79
4.2. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA	80
4.2.1. CRITERIOS DE VALORACIÓN	80
4.2.1.1. Costo	80
4.2.1.2. Bajo peso	80
4.2.1.3. Facilidad de operación	80
4.2.1.4. Seguridad	80
4.2.1.5. Facilidad de fabricación	80

4.2.1.6.	Capacidad	81
4.2.1.7.	Mantenimiento	81
4.2.2.	PONDERACIÓN DE LAS DIFERENTES ALTERNATIVAS	82
4.3.	DISEÑO DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA	86
4.3.1.	FACTORES BÁSICOS DEL DISEÑO DEL SISTEMA DE TRILLADO	87
4.3.1.1.	Revoluciones de trillado de las vainas de chocho	87
4.3.1.2.	Características y tamaño del cilindro trillador	88
4.3.1.3.	Longitud del cilindro trillador	89
4.3.1.4.	Características y tamaño del cóncavo o tamiz	90
4.3.2.	DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DE CARGA LA TOLVA DE ALIMENTACIÓN	90
4.3.3.	DISEÑO DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES DEL CILINDRO TRILLADOR	91
4.3.3.1.	Diseño del soporte de la cuchilla trilladora	91
4.3.3.2.	Diseño de la junta soldada del soporte de la cuchilla trilladora	94
4.3.3.3.	Cálculo del peso de los elementos Q_p en el cilindro trillador	98
4.3.3.4.	Cálculo de la fuerza de trillado Q_c en el cilindro trillador	99
4.3.3.5.	Diagrama de cuerpo libre del cilindro trillador	100
4.3.3.6.	Diseño del cilindro hueco	103
4.3.3.7.	Diseño del eje de transmisión de movimiento del cilindro trillador	106
4.3.3.8.	Diseño de la soldadura de las tapas en el cilindro trillador	109
4.3.4.	DISEÑO DE LA UNIÓN DEL SOPORTE Y CUCHILLA TRILLADORA CON PERNOS	113
4.3.5.	SELECCIÓN DE RODAMIENTO Y CHUMACERA	116
4.3.6.	DISEÑO DE LA CHAVETA	120

4.3.6.1.	Dimensionamiento del sistema reductor de velocidad	121
4.3.7.	CÁLCULO DE LA POTENCIA PARA LA SELECCIÓN DEL MOTOR	121
4.3.7.1.	Tapas	122
4.3.7.2.	Eje motriz	122
4.3.7.3.	Cilindro trillador porta-cuchillas	123
4.3.7.4.	Soporte de cuchilla	123
4.3.7.5.	Cuchilla trilladora	123
4.3.7.6.	Poleas	124
4.3.7.7.	Rodamientos	124
4.3.8.	SELECCIÓN DE BANDAS Y POLEAS	126
4.3.8.1.	Determinación de las fuerzas presentes en la polea	127
4.3.8.2.	Diseño de la placa soporte del motor eléctrico . . .	129
4.3.8.3.	Diseño de los pernos de la base del motor	131
4.3.9.	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA	134
4.3.10.	DIMENSIONAMIENTO DE TOLVA DE SALIDA	137
4.4.	FABRICACIÓN DE LA MÁQUINA TRILLADORA	137
4.4.1.	PLANOS DE FABRICACIÓN	137
4.4.2.	HOJAS DE PROCESOS	138
4.4.3.	MÁQUINAS, EQUIPOS Y HERRAMIENTAS USADOS PARA LA CONSTRUCCIÓN	138
4.4.3.1.	Máquinas y equipos empleados en la construcción	138
4.4.3.2.	Herramientas usadas en la construcción	138
4.4.3.3.	Instrumentos de medición de precisión empleados en la construcción	139
4.4.3.4.	Elementos a construir	139
4.4.4.	OPERACIONES TECNOLÓGICAS	140
4.4.5.	SIMBOLOGÍA DE OPERACIONES	140
4.4.6.	DIAGRAMA DE FLUJO DE LA CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA MÁQUINA	142
4.5.	PROTOCOLOS DE PRUEBAS	142

4.5.1. PRUEBAS SIN CARGA	142
4.5.2. PRUEBAS CON CARGAS	143
4.5.2.1. Análisis de la prueba con carga	146
4.6. ANÁLISIS ECONÓMICO	146
4.6.1. COSTOS DE MATERIALES	147
4.6.2. COSTOS DE FABRICACIÓN	147
4.6.3. COSTOS DE LOS ELEMENTOS NORMALIZADOS	147
4.6.4. COSTOS DEL SISTEMA REDUCTOR DE VELOCIDADES	150
4.6.5. COSTOS DE DISEÑO	150
4.6.6. COSTOS TOTAL DE LA MÁQUINA TRILLADORA	150
5. CAPÍTULO 5	152
5.1. Conclusiones	152
5.2. Recomendaciones	153
Bibliografía	156
Apéndice	157
A. CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL CHOCHO	157
A.1. Dimensiones generales de los granos de chocho	157
A.2. Fuerza necesaria para el corte de las vainas de chocho	160
B. VOLUMEN DE LOS ELEMENTOS PRINCIPALES DEL CILINDRO TRI- LLADOR	164
C. GRÁFICOS Y TABLAS PARA EL DISEÑO MECÁNICO	166
C.1. Propiedades torsionales de las soldadura de filete	166
C.2. Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete	167
C.3. Dimensiones principales de las cuerdas de tornillos del estándar nacional unificado	168
C.4. Especificaciones y resistencias de la SAE para pernos de acero	169
C.5. Eje redondo con filete en el hombro en flexión $\sigma_o = M * c/I$, donde $c = d/2$ y $I = \pi * d^4/64$	169

C.6. Tabla de Momentos de Inercia de sólidos	170
C.7. Factor de corrección del ángulo de contacto K_1 para transmisiones de banda plana VV* y en V	171
C.8. Factor de corrección de longitud de banda K_2^*	171
C.9. Tabla de momentos de inercia en áreas	172
C.10. Valores del coeficiente de rendimiento n según la calidad de la máquina	172
C.11. Áreas $A_{0,95\sigma}$ de perfiles estructurales no rotativos	173
D. CATÁLOGOS DE LOS MATERIALES USADOS EN LA CONSTRUCCIÓN	174
D.1. CARACTERÍSTICAS DEL ACERO ASTM A653	174
D.1.1. Resistencia mínimas de fluencia y a tensión del Acero ASTM A653	174
D.1.2. Especificaciones técnicas del acero galvanizado ASTM A653 tomado del Catálogo de IPAC	175
D.2. Factor de velocidad para rodamientos de bolas f_n	175
D.3. Factor de esfuerzos dinámicos f_L	176
D.4. Rodamientos FAG tipo S para ejes métricos y en pulgadas	177
D.5. Dimensiones de la Chumacera para Rodamientos FAG tipo S	178
D.6. Factor de dureza de los rodamientos	179
D.7. Poleas para correas trapeciales clásicas	179
D.8. Poleas clásicas SKF	180
D.9. Bandas de sección clásica SPA	181
D.10. Denominación de los rodamientos	182
D.11. Resistencia mínimas de fluencia y a tensión del SAE 1018	183
D.12. Características del tubo estructural para el cilindro trillador tomado del Catálogo de IPAC	184
D.13. Características de los para la estructura tomado del Catálogo de IPAC	185
E. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL SISTEMA DE REDUCCIÓN DE VELOCIDADES	186

E.1. Datos técnicos de los Motores Eléctricos	186
E.2. Dimensiones de los Motores Eléctricos	187
E.3. Especificaciones Técnicas del Variador de Frecuencia utilizado . .	188
E.4. Especificaciones Técnicas del Breakers sobrepuestos termomagnéticos utilizado	189
F. FOTOGRAFÍAS DE LA CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA MÁQUINA TRILLADORA DE CHOCHOS	190
G. DIAGRAMAS DE FLUJO DE LA CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA MÁQUINA TRILLADORA	195
H. HOJAS DE PROCESO	199
I. PLANOS DE CONSTRUCCIÓN	200

Índice de figuras

1.1. Partes de la planta de chocho	7
1.2. Tallos de planta de chocho	8
1.3. Hojas de la planta de chocho	8
1.4. Partes de una flor de chocho	9
1.5. Semilla del chocho en vaina verde y vaina seca	10
1.6. Arada, rastrada y surcada con tractor para sembrar el chocho . . .	12
1.7. Rastrada con tractor y surcado manual	12
1.8. Labranza reducida	12
1.9. Distancia entre sitios de siembra	13
1.10. Sembradora mecánica con dosificador de alvéolos, ubica dos se- millas cada 20 cm	14
1.11. Aplicación de fertilizante a chorro continuo, luego se debe tapar con azadón, yunta o máquina	15
1.12. Órganos de la planta de chocho afectados por antracnosis	16
1.13. Síntomas de pudriciones de raíz en chocho	17
1.14. Síntomas de cercospora en hojas	17
1.15. Síntomas causados por mancha anular	18
1.16. Síntomas causados por ascoquita	19
1.17. Síntomas de roya en hojas	19
1.18. Superficie sembrada, cosechada y producción de chocho en Ecua- dor (SICA, 2002)	20
1.19. Disposición general del cilindro desgranador	21
1.20. Trilla manual del chocho	22
1.21. Trilla mecanizada del chocho	23

1.22. Máquina trilladora con cilindro lazo de alambre	24
1.23. Máquina trilladora con cilindro de barras de flujo tangencial	24
1.24. Máquina trilladora con cilindro dientes de flujo axial	25
1.25. Ensayo realizado a las vainas de chocho	27
2.1. Esquema de la tolva de alimentación	29
2.2. Placa rectangular empotrada	30
2.3. Coeficiente φ para el cálculo del espesor necesario de una placa	31
2.4. Diagrama de cuerpo libre del cilindro porta-cuchilla	32
2.5. Diagrama de cuerpo libre del cilindro porta-cuchilla	33
2.6. Esfuerzo sinusoidal completamente invertido	38
2.7. Diagrama en el que se indica la línea de Goodman	39
2.8. Diagrama de sensibilidad a las ranuras para aceros y aleaciones de aluminio sometidos a cargas flexionantes o axiales invertidas alternativamente	44
2.9. Dimensiones generales del perno	45
2.10. Fuerzas aplicada sobre un perno a tensión	46
2.11. Geometría básica de una transmisión por bandas	52
2.12. Cálculo de las fuerzas F_1 y F_2	59
2.13. Diagrama de cuerpo libre de una chaveta	65
2.14. Diagrama de cuerpo libre de la estructura de máquina trilladora	67
3.1. Visita de Campo forma de coge del chocho	69
3.2. Visita del lugar a los pequeños agricultores que siembran el chocho	70
3.3. Persona que financia el proyecto de titulación	71
4.1. Vista explosionada de máquina trilladora con cilindro de barras	75
4.2. Vista explosionada de máquina trilladora con cilindro de dientes	78
4.3. Esquema de la máquina a ser diseñada y construida	86
4.4. Longitud del cilindro trillador	89
4.5. Esquema del cóncavo o tamiz	90
4.6. Geometría de la tolva de alimentación	91
4.7. Esquema del soporte de la cuchilla trilladora	92

4.8. Diagrama de cuerpo libre del soporte de la cuchilla	93
4.9. Lado soldado del soporte de la cuchilla trilladora	94
4.10. Diagrama de cuerpo libre del cilindro porta-cuchilla	100
4.11. Diagrama de fuerzas en el plano xz	101
4.12. Diagrama de cortante en el plano xz	101
4.13. Diagrama de momentos flectores en el plano xz	102
4.14. Diagrama de fuerzas en el plano yz	102
4.15. Diagrama de cortante en el plano yz	102
4.16. Diagrama de momentos flectores en el plano yz	103
4.17. Detalle de la soldadura en la tapa	109
4.18. Cilindro trillador con cuchilla trilladora y pernos	113
4.19. Dimensiones desde el centro del cilindro a la fuerza de corte	114
4.20. Diagrama de cuerpo libre del grupo de perno y el centroide	115
4.21. Cálculo de las fuerzas F_1 y F_2	128
4.22. Dimensiones de la placa soporte	129
4.23. Diagrama de cuerpo libre del soporte del motor	130
4.24. Diagrama de cortante de la placa del motor	131
4.25. Diagrama de momento flector de la placa del motor	131
4.26. Esquema de la estructura con sus perfiles utilizados	135
4.27. Diagrama de cuerpo libre de la estructura de máquina trilladora . .	135
4.28. Esquema de la estructura de la máquina trilladora	136
4.29. Esquema de la tolva de salida de la máquina trilladora	137
4.30. Fases y operaciones de la construcción de la máquina	140
4.31. Diagrama de flujo del ensamble de la máquina	142
4.32. Prueba de funcionamiento de la máquina trilladora sin carga. . . .	143
4.33. Pruebas de funcionamiento de la máquina trilladora de chochos con carga	144
A.1. Medidas largo y ancho de las semillas del chocho.	160
A.2. Muestras ensayadas	161
A.3. Ensayo realizado a las vainas de chocho.	161
A.4. Fuerza de corte de las vainas de chocho.	163

F.1. Corte del Soporte y la Cuchilla Trilladora	190
F.2. Armado y Soldado del Cilindro Trillador	191
F.3. Maquinado del Cilindro Trillador y Poleas	191
F.4. Corte y Armado de la Estructura de la Máquina	192
F.5. Corte, Rolado y Doblado del Cóncavo o Tamiz	192
F.6. Corte, Rolado, Doblado y Soldado de la Tapa del Cilindro Trillador	193
F.7. Soldado de las Tolvas y Armado del Sistema Reductor de Velocidades	193
F.8. Ensamble Final de Máquina Trilladora de Chochos	194
F.9. Visita del Director del Proyecto de Titulación a la Máquina Trilladora de Chochos	194
G.1. Diagrama de flujo de la construcción y ensamble de la Estructura de la Máquina	195
G.2. Diagrama de flujo de la construcción y ensamble del Cilindro Trillador.	196
G.3. Diagrama de flujo de la construcción y ensamble del Tamiz	197
G.4. Diagrama de flujo del ensamble del Sistema reductor de velocidades	198

Índice de tablas

1.1. Taxonomía del chocho	4
1.2. Composición química del chocho amargo y desamargado	5
1.3. Condiciones agroecológicas para el cultivo del chocho	11
1.4. Medidas de los granos de chocho	26
2.1. Factores de concentración del esfuerzo, K_{fs}	37
2.2. Parámetros en el factor de la condición superficial	41
2.3. Factor de confiabilidad k_c	42
2.4. Aumentos de longitud para bandas V comunes de servicio pesado serie en pulgadas	55
2.5. Factores de relación de velocidad para emplear en la ecuación de la potencia de transmisiones de bandas	56
2.6. Constantes para emplear en la ecuación de la potencia nominal de transmisiones de banda	57
2.7. Tipos de Rodamientos según las sollicitaciones mecánicas	60
2.8. Valor del coeficiente de apoyo	68
4.1. Ponderación de criterios de valoración	81
4.2. Ponderación del peso específico del criterio “Seguridad”	82
4.3. Ponderación del peso específico del criterio “Costo”	82
4.4. Ponderación del peso específico del criterio “Capacidad”	83
4.5. Ponderación del peso específico del criterio “Bajo Peso”	83
4.6. Ponderación del peso específico del criterio “Facilidad de Operación”	84
4.7. Ponderación del peso específico del criterio “Facilidad de Fabrica- ción”	84

4.8. Ponderación del peso específico del criterio “Mantenimiento”	85
4.9. Conclusiones	85
4.10. Rango de cosecha de diferentes cereales	87
4.11. Dimensiones del cilindro trillador según las velocidades de trabajo del sistema trillado	88
4.12. Dimensiones tomadas para el tamaño del cilindro trillador	89
4.13. Factores de velocidad	117
4.14. Características del rodamiento seleccionado	118
4.15. Características de la chumacera seleccionada	119
4.16. Operaciones usadas en la construcción de la máquina	138
4.17. Herramientas usadas en la construcción	139
4.18. Instrumentos de medición de precisión	139
4.19. Tabla de las operaciones tecnológicas	141
4.20. Simbología utilizada en el diagrama de flujo de la máquina	141
4.21. Revoluciones alcanzadas por el cilindro trillador	143
4.22. Capacidad de la máquina trilladora de chochos en función del tiempo y revoluciones	145
4.23. Costos de los materiales	147
4.24. Costos de fabricación	148
4.25. Costos de los elementos normalizados	149
4.26. Costos del sistema reductor de velocidades	150
4.27. Costos total de la máquina trilladora	151
A.1. Medidas relevantes de los granos de chocho	157
A.2. Dimensiones Generales de los chochos	158
A.3. Fuerza de Corte obtenida en el ensayo	162
B.1. Volumen de los elementos principales del cilindro trillador	165

Resumen

Muchos de los pequeños y medianos productores de chochos no pueden adquirir máquinas trilladoras importadas por su alto costo. Por este motivo los productores trillan manualmente, lo que genera problemas como: baja eficiencia, alto nivel de pérdida y se requiere de mucha mano de obra.

Este presente trabajo tiene como objetivo fundamental diseñar y construir una máquina trilladora de chochos para separar los granos de las vainas y los tallos, con la finalidad de cumplir una necesidad específica de los pequeños y medianos productores de chochos.

La máquina diseñada y construida deberá también ser capaz de reducir el número de chochos aplastados y rotos que se generan durante el proceso de trilla manual.

En este proyecto se analizan los aspectos más importantes del proceso de trillado, el material con el que se va a trabajar y elementos más importantes que conforman la máquina trilladora.

Para lo cual el presente proyecto se divide en los siguientes capítulos:

1. Introducción
2. Marco Teórico
3. Prefactibilidad
4. Factibilidad
5. Conclusiones y recomendaciones

Además se incluye **Apéndices**, en los cuales se hace referencia a catálogos de equipos y elementos normalizados de la máquina trilladora de chochos, así como

tablas referenciadas en el capítulo de diseño.

El **primer capítulo** del presente trabajo se da una introducción del chocho que comprende: su origen, clasificación, composición y enfermedades, además de los diferentes tipos de trilla existentes.

El **segundo capítulo** describe la teoría a ser utilizada en el diseño de los diferentes elementos de la máquina a ser diseñada.

El **tercer capítulo** es donde se definirá el problema a ser solucionado, con el estudio de restricciones y limitaciones de materiales o equipos tecnológicos; además se especificará los parámetros funcionales y el protocolo de pruebas.

El **cuarto capítulo** hace referencia al estudio de alternativas que serían capaces de solucionar los problemas presentados en el capítulo anterior y la selección de la alternativa con los criterios de valoración ponderados. Además se diseñará y seleccionará los elementos constitutivos de la máquina de forma que cumplan con normas y dimensionamiento general preestablecido.

Finalmente el **quinto capítulo** describe las conclusiones obtenidas al finalizar el proyecto, y las recomendaciones para personas que futuramente se interesen en este trabajo.

Presentación

La necesidad de los pequeños y medianos productores de chochos ha determinado que es indispensable pasar del trillado manual al trillado mecanizado. Actualmente la trilla manual se realiza golpeando las vainas con tiras de madera sobre el suelo. Es así, que este trabajo pretende ayudar a resolver el problema que actualmente se tiene en la producción manual del chocho, el cual es: un lento proceso de producción, el cual implica más personal, más tiempo para obtener el producto y más costos. A partir de estas condiciones se desarrolló el presente proyecto, que se enfoca en el diseño y construcción de una máquina trilladora para chochos, con el uso de materias primas disponibles en el país. Por tal razón la máquina trilladora tendrá un bajo costo para los pequeños y medianos productores.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir una máquina trilladora de chochos de 60 (Kg/día) de capacidad.

1.1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Obtener el diseño de una máquina capaz de separar los granos de chochos de los tallos y vainas.
- Utilizar elementos y materiales disponibles en el mercado local para obtener una máquina resultante acorde a la economía del país según los estándares mínimos de la industria alimenticia.
- Optimizar el proceso actual para mejorar la productividad de la post cosecha.
- Establecer los costos del prototipo a fabricar y la producción en serie de la máquina.
- Construir una máquina trilladora que sea fácil de manipular.

1.2. JUSTIFICACIÓN

El presente proyecto de “Diseño y Construcción de una máquina trilladora de chochos de 60 (Kg/día) de capacidad”, servirá para aumentar la capacidad de producción del pequeño agricultor del Ecuador.

La función de la máquina trilladora es separar los granos de sus vainas, ya que en la actualidad el proceso de trillar se realiza con el uso de mano de obra donde el trabajo es laborioso y pesado, teniendo como principales problemas: la contaminación del producto, la pérdida de tiempo, y el aumento de los costos de producción.

En la industria alimenticia es importante que los procesos de transformación de la materia prima sean realizados en el menor tiempo posible, de forma que la manipulación manual sea la menor, para reducir los riesgos de contaminación y así obtener un producto de calidad.

Por lo antes mencionado se hace necesario diseñar y construir una máquina trilladora de chochos para mejorar las condiciones de trabajo de los agricultores.

1.3. CARACTERÍSTICAS DE LA PLANTA DE CHOCHO

1.3.1. ORIGEN¹

El chocho (*Lupinus Mutabilis Sweet*) es un grano de origen andino, que ha sido cultivado en Perú, Bolivia, Ecuador, Argentina y Chile, su uso principal ha sido la nutrición humana y animal.

Algunos vestigios de semillas de chocho se han encontrado en tumbas de la cultura Nazca (100-500 años D.C.) y también en representaciones gráficas se han encontrado en vasijas de la Cultura Tiahuanaco (800 – 1000 D.C.) de las regiones altoandinas.

La región de la Sierra es la principal productora de chochos en el Ecuador, el

¹CAICEDO, C; PERALTA, E; (2001), “El cultivo de chocho”, INIAP-FUNDACYT-P-BID-206, Boletín Técnico No. 103, Quito-Ecuador, Pág.: 3

cultivo del chocho se realiza: en asociación, intercaladas, en monocultivos y en rotación con otros cultivos.

Existe una gran cantidad de variedades de Lupinos Mutabilis Sweet, la más utilizada en el Ecuador es la variedad INIAP 450 Andino. Esta variedad proviene de una población de germoplasma introducida del Perú en 1992, su mejoramiento genético se realizó por selección y fue evaluado en varios ambientes desde 1993. En 1999 fue entregada oficialmente a los agricultores como variedad mejorada con el nombre de INIAP 450.

1.3.1.1. Denominaciones vernaculares

- Quechua: tarwi (Perú, Bolivia)
- Aymara: tauri (Bolivia)
- Chocho, chochito (Ecuador y norte del Perú)
- Cequilla (Perú, Azángaro)
- Chuchus (Bolivia)
- Castellano: altramuz, lupino, chocho
- Inglés: Andean lupine.

1.3.1.2. Taxonomía

La taxonomía viene del griego taxis, “ordenamiento” y nomos “normas”, es decir la ciencia de la clasificación. Esta es importante porque permite diferenciar e identificar: las variedades, formas silvestres, cultivos y la clasificación de chocho describe en la tabla 1.1.

1.3.1.3. Composición química

El grano de chocho es importante por su alto contenido de proteínas y grasas, razón por la cual debería ser más utilizado en la alimentación humana. Su contenido proteico esta detallado en la tabla 1.2.

Tabla 1.1: Taxonomía del chocho

División	Espermatofita
Sub – división	Angiosperma
Clase	Dicotiledóneas
Sub – clase	Arquiclamídeas
Orden	Rosales
Familia	Leguminosas
Sub – familia	Papilionoideas
Tribu	Genisteas
Género	Lupinus
Especie	Mutabilis
Nombre Científico	Lupinus mutabilis Sweet
Nombres comunes	Chocho, tahuri, tarwi

Fuente: CAICEDO, C; PERALTA, E; (2001), “El cultivo de chocho”,
INIAP-FUNDACYT-P-BID-206, Boletín Técnico No. 103, Quito-Ecuador, Pág.: 5

Tabla 1.2: Composición química del chocho amargo y desamargado

COMPONENTE	CHOCHO AMARGO	CHOCHO DESAMARGADO
Proteína (%)	47.8	54.05
Grasa (%)	18.8	21.22
Fibra (%)	11.07	10.37
Humedad (%)	4.52	2.54
Cenizas (%)	10.13	77.05
ELN (%)	17.02	11.62
Alcaloides (%)	3.26	0.03
Azúcares totales (%)	1.95	0.73
Azúcares reductores (%)	0.42	0.61
Almidón total (%)	4.34	2.88
K (%)	1.22	0.02
Mg (%)	0.24	0.07
Ca (%)	0.12	0.48
P (%)	0.6	0.43
Fe (ppm)	78.45	74.25
Zn (ppm)	42.84	63.21
Mn (ppm)	36.72	18.47
Cu (ppm)	12.05	7.99

Fuente: VILLACRÉS, E., RUBIO, A., SEGOVIA, G., (2006), “Usos alternativos del chocho”, INIAP-FUNDACYT, Quito-Ecuador, Pág.: 5

1.3.1.4. Valor nutritivo²

El grano de chocho contiene en promedio 51 % de proteínas y 20 % de grasas, constituyendo más de la mitad de su peso, razón por la cual es una buena alternativa para sustituir por las fuentes de proteína animal.

El mineral predominante en el chocho es el calcio, el cual en el grano se encuentra en una concentración promedio de 0,48 %. Este elemento, según Elena Villacrés, del Departamento de Nutrición y Calidad del INIAP, es una sustancia blanquecina que los dientes y huesos absorben para asegurar su crecimiento y mantener la solidez.

Al calcio le sigue en importancia el fósforo, cuya concentración promedio en el grano es de 0,43 %. Este elemento actúa como un controlador del calcio, en el mantenimiento del sistema óseo, actividad del músculo cardíaco y producir energía.

Entre los micro elementos, en el chocho sobresale el hierro (78,25 ppm), mineral básico para producir hemoglobina, transportar oxígeno e incrementar la resistencia a las enfermedades.

1.4. DESCRIPCIÓN BOTÁNICA DEL CHOCHO

El chocho es una leguminosa que se caracteriza por su contenido de proteína, grasa, carbohidratos, minerales y fibra, lo que determina su valor e importancia en la alimentación humana. A la cantidad de proteína, se suma la calidad de la misma, (balanceando el alimento al consumirlas junto a otros alimentos), la grasa de calidad, la fibra el hierro, fósforo, zinc y otros contenidos útiles para la salud.

El chocho es una especie generalmente anual, de crecimiento erecto y que puede alcanzar desde 0.8 [m] hasta más de dos metros en las plantas más altas.

En la Fig. (1.1), se muestran las partes de la planta de chocho.

²INIAP, (2014), "Propiedades nutritivas del chocho, alternativa para una mejor alimentación", Edición No. 1

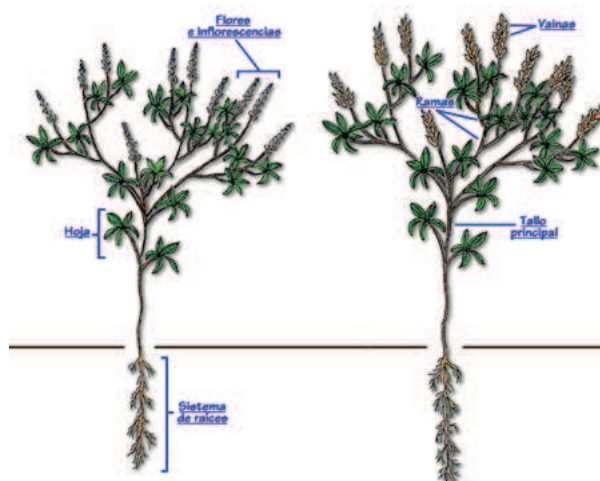


Figura 1.1: Partes de la planta de chocho

Fuente: PERALTA, E., RIVERA, M., LOMAS, L., MONAR, C., (2012), "Manual agrícola de grano andinos", Boletín No. 69, Pronaler, Quito, Pág.: 10

1.4.1. RAÍZ

La raíz desempeña el rol de sostén y de conducción de la savia desde el suelo hasta los demás órganos, se caracteriza por ser de bastante grosor y pivotante que puede extenderse hasta 3 [m] de profundidad. El aspecto más resaltante es la presencia en las raíces de un gran número de nódulos de varios tamaños (1 a 3 [cm]), pesando unos 50 [gr] por planta.

1.4.2. TALLOS Y RAMIFICACIONES

En la mayoría de variedades hay un tallo único de forma cilíndrica el cual se caracteriza por su vigor y tamaño, ya que su altura fluctúa de 0,5 a 2,5 [m], con un promedio de 1,80 [m].

El color del tallo varía de verde a gris castaño, según el grado de tejido leñoso, si el contenido de antocianina de la planta es alto, el color verde de la clorofila queda cubierto por un intenso azul – rojizo.

Existe una alta variación en cuanto a la estructura de la planta, sea con un tallo principal prominente, o no, así como desde un tallo casi sin ramificación a uno con pocas ramas secundarias o con mucha ramificación, como se indica en la Fig. (1.2).



Figura 1.2: Tallos de planta de chocho

Fuente: Propia

1.4.3. HOJAS

Tienen forma de láminas de tipo digitado con un número variable de folíolos de 5 a 12, oblongos lanceolados, delgados, posee pequeñas hojas estipulares en la base del pecíolo.

El color de los pecíolos puede variar entre verde y morado según el contenido de antocianina de la planta.

En la Fig. (1.3) se observan las hojas de color verde de la planta chocho.



Figura 1.3: Hojas de la planta de chocho

Fuente: Propia

1.4.4. FLORES E INFLORESCENCIA

El chocho presenta una floración gradual en medida que se desarrollan los diferentes niveles de ramificaciones, hasta tener normalmente tres a cuatro pisos de inflorescencia, es de racimo terminal, donde las flores están dispuestas en verticilos. Es mayor en longitud en el eje principal y disminuye progresivamente en las laterales. En una inflorescencia se puede contar más de 60 flores, aunque no todas llegan a formar frutos.

Cada flor mide alrededor de 1 a 2 [cm] de longitud y tiene la forma típica de las papilionáceas, es decir la flor tiene cinco pétalos, uno denominado estandarte, dos pétalos inferiores soldados que conforman la quilla y dos pétalos laterales llamados las alas. La quilla envuelve al pistilo y a los diez estambres monadelfos. Las anteras son de dos tamaños dispuestos alternadamente. El estilo es encorvado y el cáliz presenta un borde dentado muy pubescente, como se muestra en la Fig. (1.4).

En una sola planta se puede llegar a contar más de mil flores, cuyos pétalos varían desde el blanco, crema, amarillo, púrpura, azul púrpura, rosado y se debe a las antocianinas y flavonas que tenga la planta.

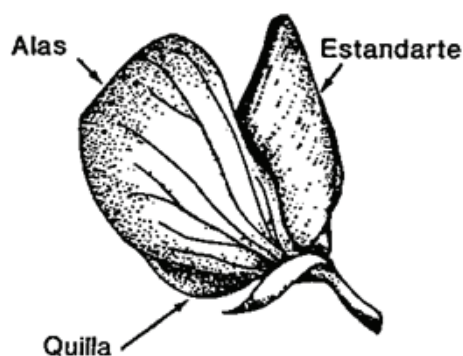


Figura 1.4: Partes de una flor de chocho

Fuente: JARDINES, B., (2010), "Lupinus nootkatensis", Edición No. 1

1.4.5. SEMILLA

El fruto está constituido por una vaina, algo dehiscente, las semillas se acomodan en la vaina en una hilera, su tamaño varía de 4 hasta 15 [mm]. La forma de

las semillas es elipsoidal, lenticular, algunas redondeadas y otras más bien con bordes más definidos en forma semicuadrada (un kilogramo tiene aproximadamente de 3500 a 5000 semillas).

La variación en tamaño depende tanto de las condiciones de crecimiento como del ecotipo o variedad. La semilla está constituida por un tegumento endurecido que puede constituir hasta el 10 % del peso total.

El color de las semillas es muy variable: blanco, gris, baya, marrón, negro e incluso de color marmoteado. Algunas semillas blancas tienen una pinta de otro color que puede tener forma de ceja, bigote, creciente o media luna, hasta punteada, como se indica en la Fig. (1.5).



Figura 1.5: Semilla del chocho en vaina verde y vaina seca

Fuente: PERALTA, E., RIVERA, M., LOMAS, L., MONAR, C., (2012), "Manual agrícola de grano andinos", Boletín No. 69, Pronaler, Quito, Pág.: 21

1.5. CONDICIONES DE CULTIVO³

Las condiciones para el cultivo del chocho en las provincias de la sierra son áreas agroecológicas secas y arenosas ubicadas entre los 2 600 y 3 400 [m s.n.m.] (Paralela al área de producción de cereales del centro y norte del callejón interandino) con precipitaciones de 300 a 600 [mm] anuales (el periodo en el que la planta de chocho requiere mayor cantidad de agua es durante la etapa de formación de flores y frutos), es decir en ambientes relativamente secos.

Por lo general el chocho es una planta de clima moderado, aunque sus exigencias de temperatura deben fluctuar entre 7 y 14 °C, tolera nubosidad, sequía y granizo leve.

Es susceptible a excesos de humedad (> a 1000 mm anuales) y es ligeramente tolerante a heladas (temperaturas < 0 °C) en la tabla 1.3.

Tabla 1.3: Condiciones agroecológicas para el cultivo del chocho

ALTIDUD	2800 a 3500 m.s.n.m
CLIMA	Lluvia: 300 mm de precipitación en el ciclo Temperatura: 7 a 14 °C
SUELO	Franco arenoso o arenoso, con buen drenaje pH: 5.5 a 7.0
VARIEDADES	INIAP 450 Andino INIAP 451 Guarangito Ciclo de cultivo: 180 a 240 días

1.5.1. PREPARACIÓN DEL SUELO

- Rastrado y surcado (tractor y animales): en suelos arenosos, con una o dos pasadas de rastra es suficiente, como se ve en la Fig. (1.6).
- Arado, cruza y surcado: en suelos más pesados siempre es necesario arar, cruzar y rastrar con tractor y el surcado con animales o máquina, como se observa en la Fig. (1.7).

³PERALTA, E., RIVERA, M., LOMAS, L., MONAR, C., (2012), "Manual agrícola de grano andinos", Boletín No. 69, Pronaler, Quito, Pág.: 3-21



Figura 1.6: Arada, rastrada y surcada con tractor para sembrar el chocho



Figura 1.7: Rastrada con tractor y surcado manual

- Labranza mínima o reducida, haciendo “ hoyos ”, con “ espeque ”, pala o surcos superficiales, como se muestra en la Fig. (1.8).



Figura 1.8: Labranza reducida

1.5.2. SIEMBRA

Las mejores épocas de siembra se han definido de la siguiente manera:

- Sierra norte (Carchi, Imbabura y Pichincha): Noviembre a Febrero
- Sierra central (Cotopaxi y Chimborazo): Diciembre a Marzo

Las diferentes maneras de realizar la siembra son:

1.5.2.1. Siembra de chocho de forma manual

Como indica la Fig. (1.9), se muestra las distancias a las que deben ir colocadas las semillas de chocho cuando se siembra de forma manual.

1. Distancia entre surcos: 60 u 80 [cm]
2. Distancia entre sitios: 30 [cm]
3. Número de semillas por sitio: 3
4. Plantas por hectáreas esperadas: 170.000 o 127.500
5. Cantidad de semilla/ha: 53 o 40 [kg/ha]

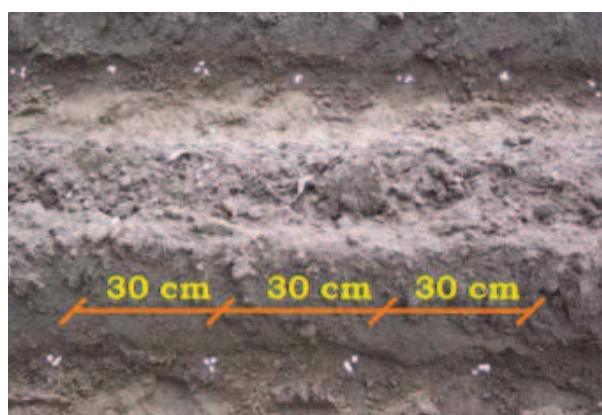


Figura 1.9: Distancia entre sitios de siembra

1.5.2.2. Siembra de chocho con la ayuda de una máquina

Esta siembra se realiza con la ayuda de una máquina, la cual permite ubicar la distancia correcta entre cada semilla de chocho cuando se esta sembrando, como se muestra en la Fig. (1.10).

1. Distancia entre surcos: 60 u 80 [cm]
2. Distancia entre sitios: 20 [cm]
3. Número de plantas por sitio: 2
4. Plantas por ha esperadas: 167.000 o 125.000
5. Cantidad de semilla/ha: 52 o 38 [kg/ha]



Figura 1.10: Sembradora mecánica con dosificador de alvéolos, ubica dos semillas cada 20 cm

1.5.3. FERTILIZACIÓN

Si no se dispone de análisis de suelo y su recomendación, de manera general se recomienda de 30 a 60 [kg] de fósforo por hectárea a la siembra y abono foliar antes de floración. En suelos francos, especialmente después de papa, no se recomienda fertilizar, como indica la Fig. (1.11).



Figura 1.11: Aplicación de fertilizante a chorro continuo, luego se debe tapar con azadón, yunta o máquina

1.5.4. ENFERMEDADES

Las principales enfermedades foliares de chocho en la Sierra ecuatoriana son:

- Antracnosis (*Colletotrichum acutatum*)
- Roya (*Uromyces lupini*)
- Cercospora (*Cercospora* spp.)
- Mancha Anular (*Ovularia lupinicola*)
- Ascochyta (*Ascochyta* spp.)
- Pudriciones radiculares

En general, estas enfermedades se presentan a la floración o después de esta etapa, es decir cuando los surcos se han cerrado por el crecimiento vegetativo de las plantas, lo que hace difícil las aspersiones para el control. Las enfermedades se presentaran de manera temprana por efecto de la lluvia y la humedad.

1.5.4.1. Antracnosis

Se observan manchas de 1 a 3 [cm] de diámetro en las hojas, tallos y vainas. En los bordes de los folíolos se presentan manchas cloróticas de forma irregular con

márgenes de tonalidad rojiza a marrón, las que producen un arrugamiento de los foliolos, como indica la Fig. (1.12).



Figura 1.12: Órganos de la planta de chocho afectados por antracnosis

Formas de Antracnosis que se presenta en la plancha de chocho y semilla:

- En los tallos se presentan manchas alargadas, deformes y deprimidas de color oscuro sobre las que se desarrolla una fructificación abundante de color naranja que corresponde a los acérvulos del hongo. Cuando el ataque es severo, esta enfermedad puede causar la defoliación de la planta antes de la floración. Las manchas producen estrangulamiento y deformación del tallo, por lo que cuando la infección se produce en la base de los tallos, se puede producir la marchitez de la planta.
- En las vainas se presentan manchas de color marrón deformes y deprimidas de 0,53 [cm] de diámetro, sobre las que se produce una esporulación abundante que también corresponde a los acervulos del hongo. Estas infecciones afectan también a las semillas, provocando manchas oscuras, afectando significativamente la calidad de la semilla.

1.5.4.2. Pudriciones radiculares

Las enfermedades radiculares afectan a la raíz del chocho cuando está en los primeros días de nacimiento del lupino ya que causa la pudrición posteriormente la muerte de la plante y son una de las limitantes más importantes del cultivo del chocho en las principales zonas de producción del país (provincias de Imbabura, Pichincha, Cotopaxi y Chimborazo), como se muestra en la Fig. (1.13).



Figura 1.13: Síntomas de pudriciones de raíz en chocho

1.5.4.3. Cercosporiosis

La cercosporiosis es una enfermedad foliar importante del chocho, como se ve en la Fig. (1.14).



Figura 1.14: Síntomas de cercospora en hojas

Formas de Cercosporiosis en las hojas de chocho:

- En las hojas se observan lesiones circulares de color café oscuro en las que se desarrollan anillos concéntricos. La lesión puede medir hasta 2 [cm] de diámetro y generalmente está circundada por una ligera clorosis. Estas manchas pueden coalescer provocando el atizonamiento foliar.

- A lo largo de los tallos se observan lesiones similares.
- En las vainas, se observan manchas deprimidas, irregulares y de color café claro. Las manchas generalmente coalescen ormando lesiones grandes y deformes de color café rojizo negro a lo largo de toda la vaina. En condiciones abrigadas las infecciones de las hojas, tallos y vainas pueden provocar el necrosamiento total de la planta.

1.5.4.4. Mancha anular

Las hojas presentan manchas un color café claro con anillos concéntricos oscuros de 2 a 3 [cm] de diámetro las cuales dan lugar a lesiones en el haz y envés de la planta provocando el necrosamiento total de la hoja y la defoliación de la planta, como se indica la Fig. (1.15).



Figura 1.15: Síntomas causados por mancha anular

1.5.4.5. Mancha del tallo o ascoquita

Sobre los tallos se presentan manchas alargadas extensas de color negro. Cuando el ataque de este patógeno es severo los tallos pueden necrosarse produciendo el doblamiento de los mismos, como observa en la Fig. (1.16).

1.5.4.6. Roya

En los pecíolos de las hojas, principalmente en el envés se desarrollan pústulas de color naranja que pueden alcanzar hasta 0.3 [mm] de diámetro.

En variedades susceptibles las pústulas pueden cubrir un área significativamente



Figura 1.16: Síntomas causados por ascoquita

del foliolo que produce cierta flacidez en las hojas y luego la defoliación de la planta, como se muestra en la Fig. (1.17).



Figura 1.17: Síntomas de roya en hojas

1.5.5. PLAGAS

Las plagas más importantes en el chocho son:

- Trozador (*Agrotis* sp.)
- Barrenador (*Melanagromyza* sp.)
- Gusano de la vaina (*Eryopiga* sp.) y trips

El cultivo es poco atacado por plagas, salvo en épocas de sequía. Es durante las temporadas secas de los Andes cuando se presenta la aparición de plagas.

1.5.6. SUPERFICIE, PRODUCCIÓN Y RENDIMIENTO

Según el SICA (2002) y datos del III Censo Agropecuario Nacional, en el país el chocho se siembran 5974 ha y se cosechan 3921 ha, con una pérdida de 2053 ha (34 %); probablemente debido a problemas bióticos (enfermedades y plagas) y abióticos (sequía, exceso de lluvias, etc.) , como se ve en la Fig. (1.18).

CULTIVOS TRANSITORIOS		SUPERFICIE SEMBRADA (ha)	SUPERFICIE COSECHADA (ha)	PRODUCCIÓN (TM)
CHOCHO	Solo	4 217	2 861	717
	Asociado	1 757	1 060	72
	TOTAL	5974	3921	789

Figura 1.18: Superficie sembrada, cosechada y producción de chocho en Ecuador (SICA, 2002)

La superficie potencial estimada para el cultivo de chocho es de 140.712 ha, (87.658 ha sin limitaciones y 53.054 ha con limitaciones ligeras de clima y suelo).

1.6. COSECHA DEL CHOCHO

1.6.1. COSECHA

La cosecha se realiza cuando la planta o los racimos están completamente secos. En un campo de cultivo se puede realizar hasta dos cosechas:

- La primera cuando los ejes centrales estén secos, cuyos granos deberían ser utilizados como semilla ya que son de mayor tamaño y uniformidad.
- La segunda luego de 20 a 30 días cuando las ramas laterales estén maduras o secas en un estado de 15 a 18% de humedad.

Para grano comercial se recomienda cortar los racimos de vainas con hoz o manualmente.

Para semilla, se deben seleccionar plantas sanas y cosechar por separado los ejes centrales (racimos).

1.6.2. TRILLA

El propósito fundamental de la trilla es separar la semilla del chocho de la vaina, para posteriormente obtener granos limpios de todo tipo de impurezas, en buen estado y con un mínimo de pérdidas. En la fig (1.19), se muestra como se da el proceso de trillado.

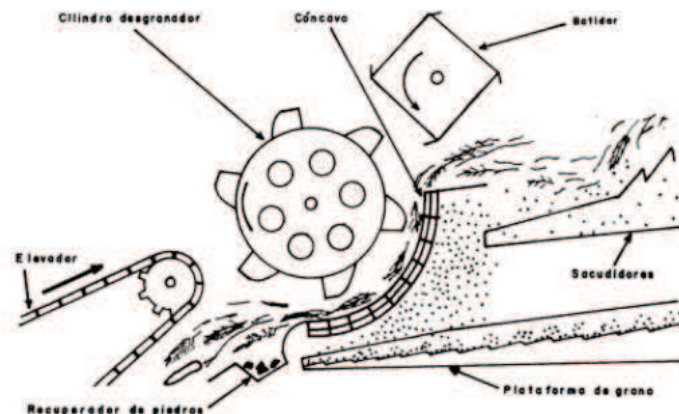


Figura 1.19: Disposición general del cilindro desgranador

Fuente: GONZALEZ, F., (1985), "Energía y mecanización en la agricultura", Edición No. 2

Para la cosecha de los chochos en nuestro país se realiza de dos formas:

1.6.2.1. Trilla manual

La trilla manual se realiza golpeando las vainas con tiras de madera sobre el suelo, para separar los granos o semillas de las vainas, en este proceso se requiere de bastante mano de obra ya que es un trabajo laborioso y pesado.

Mediante la trilla manual se tiene una eficiencia de 8 [kg/hr], según la Fig. (1.20).

Ventajas:

- Apropiado para siembras de hasta 1 hectárea.
- Los granos obtenidos pueden ser utilizados como semilla.

Desventajas:



Figura 1.20: Trilla manual del chocho

Fuente: Propia

- Requiere mucho tiempo de procesamiento.
- Aumenta los costos de producción.
- Se requiere de mucha mano de obra
- Los granos sufren daños considerables como aplastamiento y roturas.
- Las pérdidas son mayores.

1.6.2.2. Trilla mecanizada

El rendimiento promedio con una máquina de trilla mecanizada, se obtiene de 50 kg/hr, como se muestra en la Fig. (1.21).

Se realiza con trilladoras portátiles y/o estacionarias que funcionan con motor propio. El manejo adecuado se obtiene trabajando con 4 personas, uno que opere la trilladora, dos que se trasladan abasteciendo la máquina y el último que separe y traslade los sacos o quintales.

Ventajas:

- Realizar la obtención del grano en menos tiempo.
- Se efectúa un pre limpieza del grano.
- Disminuye los costos de producción.



Figura 1.21: Trilla mecanizada del chocho

Fuente: PERALTA, E., RIVERA, M., LOMAS, L., MONAR, C., (2012), "Manual agrícola de grano andinos", Boletín No. 69, Pronaler, Quito, Pág.: 20

- Se logra un grano semi – procesado.

Desventajas:

- Se requiere de un vehículo para su traslado.
- Puede causar daños en los granos si no están bien calibrada la máquina.

1.6.3. MÁQUINAS EXISTENTES

Las máquinas trilladoras se pueden clasificar por el tipo de cilindro de trillador.

1.6.3.1. Máquina trilladora con cilindro lazo de alambre

En este tipo de trilladora posee lazos de alambre distribuidos en toda la periferia del tambor, el funcionamiento empieza al introducir las espigas de la planta al tambor mientras que el tallo es sostenido por el operador o mecánicamente Fig. (1.22).

Ventajas

- Las ramas y las pajas permanecen intactas.
- Muy bajo requerimiento de potencia.

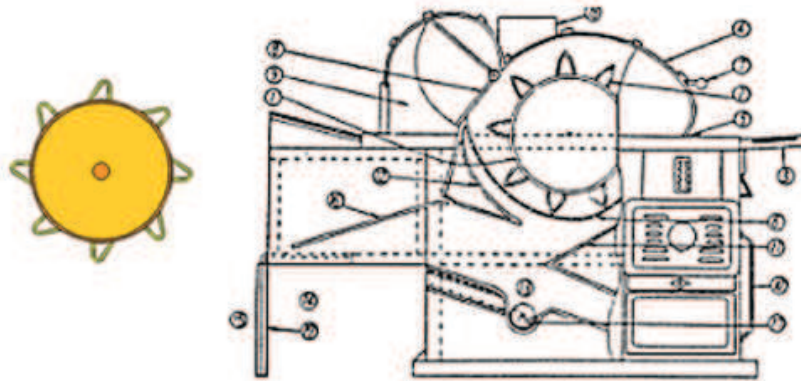


Figura 1.22: Máquina trilladora con cilindro lazo de alambre

Fuente: BANK, R., (2014), "Harvesting Operations", Pág.: 20

Desventajas

- La producción es baja.
- Desgaste rápido.

1.6.3.2. Máquina trilladora con cilindro de barras

Esta máquina tiene barras distribuidas longitudinalmente en la superficie exterior del cilindro, su funcionamiento comienza al lanzar las ramas de la planta dentro de la máquina, con lo que el grano junto con los tallos fluye tangencialmente por la abertura entre el cilindro de barras y el cóncavo, como indica la Fig. (1.23).

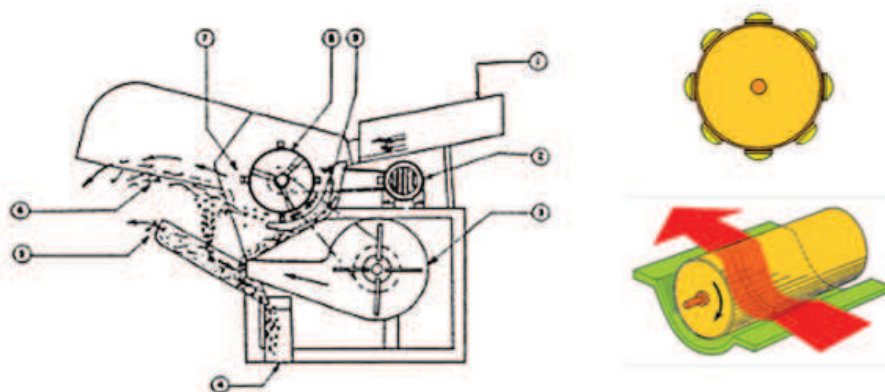


Figura 1.23: Máquina trilladora con cilindro de barras de flujo tangencial

Fuente: BANK, R., (2014), "Harvesting Operations", Pág.: 22

Ventajas

- Bajo requerimiento de potencia.
- Fácil desmontaje del cóncavo.

Desventajas

- Problemas con paja húmeda.
- Se necesita que los tallos y las pajas se muevan para separar el grano.

1.6.3.3. Máquina trilladora con cilindro de dientes

La máquina trilladora con cilindro de dientes se caracteriza porque los dientes están distribuidos en el cilindro, en este caso la vaina cultivada es cargada en la bandeja de alimentación. Los dientes que están sobre el cilindro trillador golpean el material separando el grano de la paja y al mismo tiempo transportándole alrededor de la periferia del cilindro. La mayoría del grano es trillado durante el impacto inicial pero además el trillado es mejorado con el movimiento axial antes que la paja sea descargada, como se muestra en la Fig. (1.24).

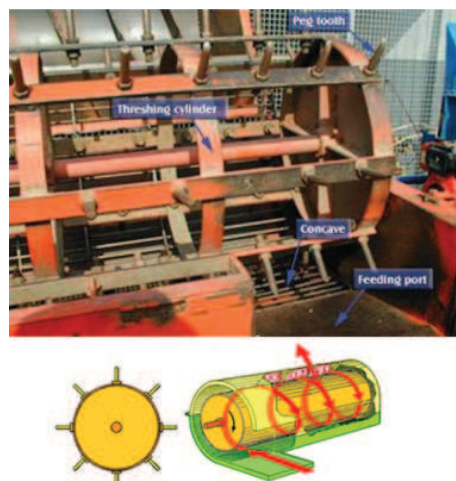


Figura 1.24: Máquina trilladora con cilindro dientes de flujo axial

Fuente: BANK, R., (2014), "Harvesting Operations" Pág.: 24

Ventajas

- Muele hasta la paja.

- Buen desempeño con paja húmeda.
- Diseño simple.
- Poco peso.
- Alta producción.

Desventajas




- Alto requerimiento de potencia.
- Tamices deben ser acorde al cereal trillado.

1.7. PROPIEDADES DE LOS CHOCHOS

1.7.1. DIMENSIONES GENERALES

Las medidas generales de los granos de chochos se muestran en la tabla 1.4 y las dimensiones tomadas de: largo, ancho y espesor; se detallan en el APÉNDICE A.1.

Tabla 1.4: Medidas de los granos de chocho

		
Largo	Ancho	Espesor
Medidas del chocho		

Fuente: Propia

El promedio de cada una de las medidas de los chochos, se determina con la siguiente fórmula:

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^n *X_i}{N} \quad \text{Ec. (1.1)}$$

Donde:

- \bar{X} = La media aritmética de las medidas del chocho.
- X_i = Es el promedio de las medidas tomadas a los granos de chocho (largo, ancho y espesor).
- N = Es el número de granos de chochos medidos.

1.7.2. FUERZA DE CORTE DE LAS VAINAS DE CHOCHO

Para determinar la fuerza de corte que presentan las vainas del chocho, se realizó el ensayo de corte para una cierta cantidad de vainas de chocho simulando el corte que se generará durante la trilla como se indica en la fig. (1.25).



Figura 1.25: Ensayo realizado a las vainas de chocho

Fuente: Propia

Una vez terminado el ensayo se obtuvieron diferentes valores los cuales se encuentran detallados en el APÉNDICE A.2 y para determinar la fuerza de corte promedio, se cálculo con la fórmula:

$$\bar{X}_{F_{corte}} = \frac{\sum_{i=1}^n * F_i}{N} \quad \text{Ec. (1.2)}$$

Donde:

- $\bar{X}_{F_{corte}}$ = Es la media aritmética obtenida de la fuerza de corte.
- F_i = Es el promedio de las fuerzas de corte obtenidas.
- N = Es el número de muestras ensayadas

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1. TOLVA DE ALIMENTACIÓN

La tolva de alimentación, ver Fig. (2.1), es el contenedor que se emplea para la carga continua de la máquina trilladora.

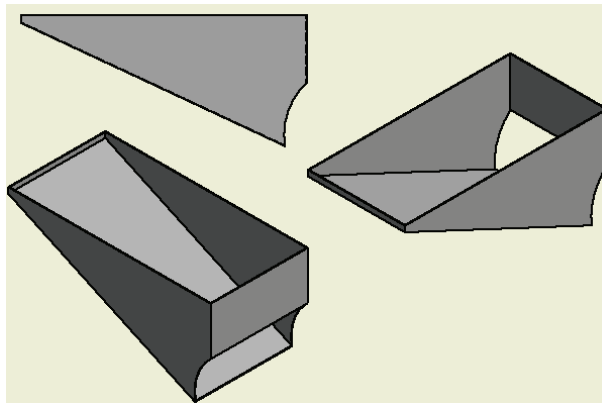


Figura 2.1: Esquema de la tolva de alimentación

Fuente: Propia

2.1.1. PLACAS RECTANGULARES¹

Para determinar el espesor necesario de la tolva de alimentación se considera un rectángulo limitado por rectas paralelas a los ejes coordenados. En la fig. (2.2),

¹FOPPL, (1945), "Tablas y ábacos para el cálculo de resistencia de materiales", Tecnos, Pág.: 70-75

se indica a la tolva de alimentación, como una superficie rectangular empotrada en sus cuatro lados.

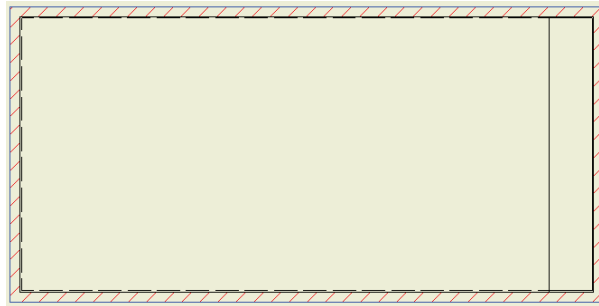


Figura 2.2: Placa rectangular empotrada

Fuente: Propia

$$p_x = p * \frac{\lambda^4}{1 + \lambda^4} ; \quad \eta_x = \eta_y = \eta \quad ; \quad M_{x\text{m}\acute{a}x} = \frac{p_x * l_x^2}{24} * \eta \quad \text{Ec. (2.1)}$$

$$p_y = p * \frac{1}{1 + \lambda^4} ; \quad \eta = 1 - \frac{5}{18} * \frac{\lambda^2}{1 + \lambda^4} ; \quad M_{y\text{m}\acute{a}x} = \frac{p_y * l_y^2}{24} * \eta \quad \text{Ec. (2.2)}$$

Si $b > a$, $\lambda > 1$, entonces $M_{x\text{m}\acute{a}x} > M_{y\text{m}\acute{a}x}$. La mayor tensi3n tiene un valor de:

$$\sigma_{x\text{m}\acute{a}x} = \frac{6 * M_{x\text{m}\acute{a}x}}{h^2} \quad \text{Ec. (2.3)}$$

Por lo tanto para una placa empotrada en sus cuatro lados bajo un carga uniforme el espesor se calcula con la expresi3n:

$$h = \varphi * a * \sqrt{\frac{p}{\sigma_{adm}}} \quad \text{Ec. (2.4)}$$

Donde:

- h = Espesor de la placa [mm]
- σ_{adm} = M3xima tracci3n admisible [MPa]
- p = Carga que soporta la tolva [N]
- a = Ancho de la tolva de alimentaci3n [m]
- φ = Coeficiente num3rico dependiente de la relaci3n de las dimensiones de la placa λ :

a) El valor de λ se determina con la expresión:

$$\lambda = \frac{b}{a} \quad \text{Ec. (2.5)}$$

b) Siendo b el lado más grande de la tolva de alimentación. Por tanto el valor de φ se lo encuentra en la fig. (2.3).

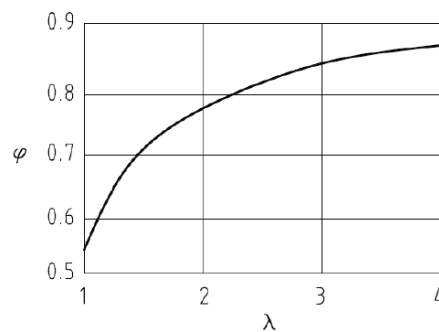


Figura 2.3: Coeficiente φ para el cálculo del espesor necesario de una placa

Fuente: FOPPL, (1945), "Tablas y ábacos para el cálculo de resistencia de materiales", Tecnos, Pág.: 75

2.2. DISEÑO DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES DEL CILINDRO TRILLADOR

2.2.1. DISEÑO DEL SOPORTE DE LA CUCHILLA TRILLADORA

Para su análisis se considera que esta soldado en su parte inferior y se tiene el caso de una viga en voladizo empotrada en unos de sus extremos, ver fig. (2.4). El momento flector que se genera sobre el soporte se calcula con la expresión:

$$M = \bar{F}_{corte} * x \quad \text{Ec. (2.6)}$$

Donde:

- \bar{F}_{corte} = Fuerza de corte promedio [N]
- x = altura del soporte [mm]

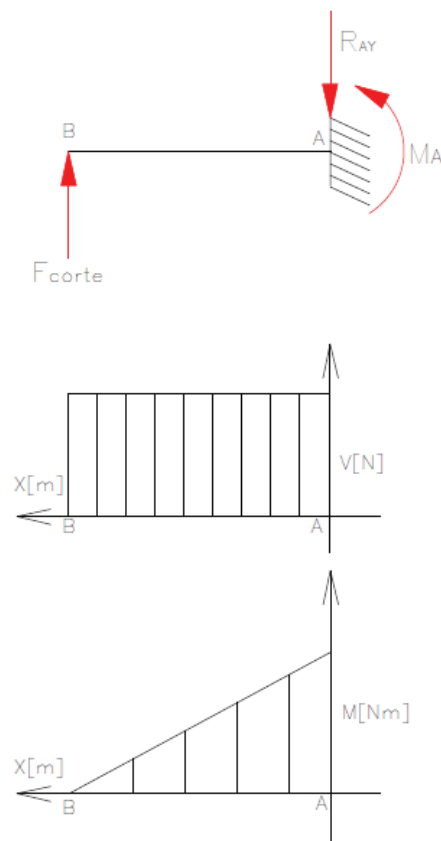


Figura 2.4: Diagrama de cuerpo libre del cilindro porta-cuchilla

Fuente: Propia

2.2.2. FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE CILINDRO TRILLADOR

Las fuerzas a las que está sometido el cilindro trillador: son el peso ejercido de todos los elementos (Q_p), la fuerza de trilla (Q_c) y el momento torsor necesario para mover todo el sistema de la máquina, como se muestra en la Fig. (4.10).

2.2.2.1. Cálculo del peso de los elementos Q_p en el cilindro trillador

Para calcular la masa de cada elemento (soporte, la cuchilla trilladora, el cilindro portacuchillas y tapas laterales); se determina con la fórmula:

$$m = \delta * V \quad \text{Ec. (2.7)}$$

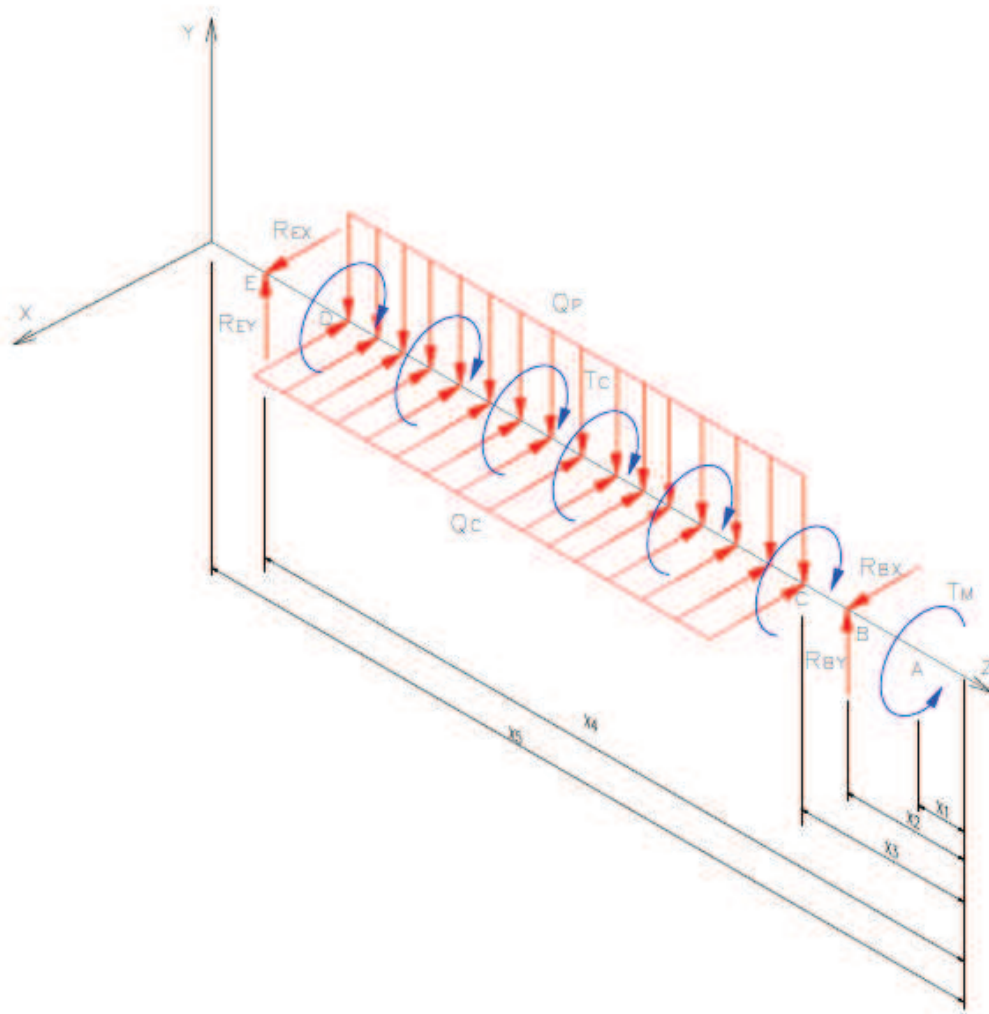


Figura 2.5: Diagrama de cuerpo libre del cilindro porta-cuchilla

Fuente: Propia

Se procede a calcular el peso (Q_p) que ejercen el soporté, la cuchilla trilladora, el cilindro porta-cuchillas y las tapas, sobre el cilindro trillador con la expresión:

$$Q_p = \frac{[N * g * (m_{soprt} + m_{cucht})] + (m_{cldprtch} * g) + (N_{tapa} * g * m_{tapa})}{L} \quad \text{Ec. (2.8)}$$

Donde:

- m_{soprt} = Masa del soporte [kg]
- m_{cucht} = Masa de la cuchilla trilladora [kg]
- $m_{cldprtch}$ = Masa del cilindro trillador [kg]

- m_{tapa} = Masa de las tapas laterales [kg]
- N = Número de soportes y cuchillas trilladoras
- N_{tapa} = Número de tapas
- g = Gravedad [m/s^2]
- L = Longitud del cilindro trillador [mm]

2.2.2.2. Cálculo de la fuerza de trillado Q_c en el cilindro trillador

Debido a que, los soportes y las cuchillas trilladoras entren en funcionamiento durante el proceso de trillado, se asume que trabajaran 3 soporte conjuntamente con su cuchilla trilladora.

Por tanto la fuerza de corte de las vainas de chocho durante el trillado se presenta como carga distribuida (Q_c) a todo lo largo del cilindro trillador en ese instante y se calcula fórmula:

$$Q_c = \frac{N * F_c}{L} \quad \text{Ec. (2.9)}$$

Donde:

- N = Número de soportes y cuchillas trilladoras
- F_c = Fuerza de Corte [N]
- L = Longitud del cilindro trillador [mm]

2.3. DISEÑO DE JUNTAS SOLDADAS²

En el diseño de las juntas soldadas se requiere considerar varios factores.

Las fuerzas que causan las tensiones en las juntas soldadas son: tensión, compresión, flexión, torsión y en corte. La capacidad de una junta soldada de sopor-

²SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 460-472

tar estas fuerzas depende tanto del diseño de la junta como la integridad de la soldadura.

2.3.1. ESFUERZOS EN UNIONES SOLDADAS SUJETAS A FLEXIÓN

Para el diseño del soporte de la cuchilla trilladora se considera un voladizo soldado mediante soldaduras de filete en la parte superior y en la inferior. Para determinar el esfuerzo máximo a flexión que se produce en la junta soldada, se calcula con la expresión:

$$\sigma_x = \frac{M * c}{I} \quad \text{Ec. (2.10)}$$

La fuerza aplicada en el soporte de la cuchilla trilladora produce un esfuerzo cortante primario en la soldadura, de manera que se calcula:

$$\tau' = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. (2.11)}$$

Donde:

- F = Es la fuerza aplicada sobre el soporte
- A = Se define como el área total de la garganta. El valor de A es tomado del APÉNDICE C.1.

$$A = 1,414 * h * d \quad \text{Ec. (2.12)}$$

De tal forma que:

1. h = Es el valor del tamaño del filete de la soldadura.
2. d = Es la distancia a se soldada.

El momento M induce una componente de esfuerzo cortante secundario en la garganta de la soldadura y se determina con la expresión:

$$\tau'' = \frac{M * r}{I} \quad \text{Ec. (2.13)}$$

Donde:

- r = Es la distancia desde el centroide del grupo de soldaduras hasta el punto en la soldadura de interés (distancia más alejada).
- I = Es el momento inercia del grupo de soldaduras respecto al centroide.

De modo que para la inercia de la soldadura en la sección del soporte, se calcula con la ecuación:

$$I = 0,707 * h * I_u \quad \text{Ec. (2.14)}$$

Donde I_u valor del momento M aplicado sobre el área unitaria y su valor se tomará del, ver APÉNDICE C.2.

El esfuerzo cortante nominal en la garganta de la soldadura del soporte de la cuchilla trilladora cuando está a flexión, se determina con la expresión:

$$\tau_{xy} = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2} \quad \text{Ec. (2.15)}$$

2.3.2. ESFUERZOS EN UNIONES SOLDADAS SUJETAS A TORSIÓN

Cuando un elemento esta sometido a torsión como el eje soldado a las tapas, el esfuerzo está dado por la ecuación:

$$\tau = \frac{M * r}{J} \quad \text{Ec. (2.16)}$$

Donde:

- r = Es la distancia desde el centroide del grupo de soldaduras hasta el punto en la soldadura de interés.
- J = Es el momento polar de inercia del área del grupo de soldaduras respecto del centroide del grupo.

De modo que para calcular el momento polar de inercia de soldadura se hace con la expresión:

$$J = 0,707 * h * J_u \quad \text{Ec. (2.17)}$$

Donde J_u se determina mediante métodos convencionales de un área con un ancho unitario y su valor se determinara del, ver APÉNDICE C.1.

2.3.2.1. Resistencia de juntas soldadas

Cuando se diseñe a fatiga una soldadura se sugiere que se utilicen los factores de concentración que se presentan en la tabla 2.1.

Dichos factores se deben emplear para el metal base, así como para el metal de aporte.

Tabla 2.1: Factores de concentración del esfuerzo, K_{fs}

ACABADO	K_{fs}
A tope reforzada	1.2
De filete transversal, en la punta	1.5
De filetes paralelos, en el extremo	2.7
A tope en T, con esquinas agudas	2.0

Fuente: SHIGLEY, (2008), “Diseño en Ingeniería Mecánica”, 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 472

2.4. DIMENSIONAMIENTO DEL EJE

2.4.1. ESFUERZOS EN EL EJE DE LA MÁQUINA TRILLADORA³

Debido a los esfuerzos fluctuantes sobre el eje y cilindro trillador de la máquina trilladora, son altamente alternantes (adoptan la forma de un patrón sinusoidal),

³SHIGLEY, (2008), “Diseño en Ingeniería Mecánica”, 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 355-358

entonces de acuerdo al gráfico de la fig. (2.6) se tiene que:

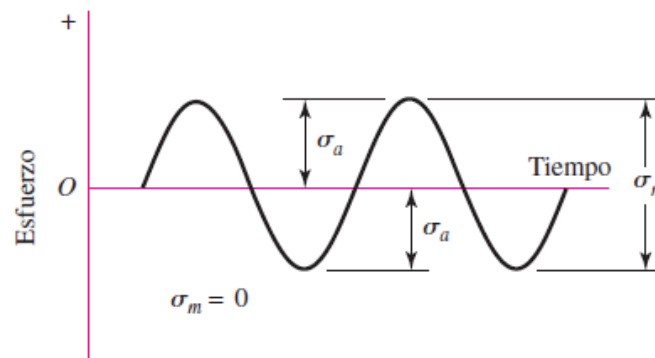


Figura 2.6: Esfuerzo sinusoidal completamente invertido

Fuente: SHIGLEY, (2008), “Diseño en Ingeniería Mecánica”, 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 293

Las componentes del esfuerzo, están en la figura (2.6), son:

- σ_a = Componente de la amplitud
- σ_m = Componente de esfuerzo medio
- σ_r = Intervalo de esfuerzo

Si se supone un eje sólido con sección transversal redonda, puede introducirse términos geométricos apropiados para c , I , y J , lo que resulta en:

$$\sigma_a = K_f * \frac{32 * M_a}{\pi * d^3} \quad \text{Ec. (2.18)}$$

$$\sigma_m = K_f * \frac{32 * M_m}{\pi * d^3} \quad \text{Ec. (2.19)}$$

$$\tau_a = K_{fs} * \frac{16 * T_a}{\pi * d^3} \quad \text{Ec. (2.20)}$$

$$\tau_m = K_{fs} * \frac{16 * T_m}{\pi * d^3} \quad \text{Ec. (2.21)}$$

Cuando los esfuerzos se combinan de acuerdo a con la teoría de falla de energía de distorsión se tiene:

2.4.2. LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA DEL EJE DEL CILINDRO TRILLADOR⁴

Para determinar el límite de resistencia a la fatiga del eje del cilindro trillador, se calculan ciertos factores (superficie, tamaño, confiabilidad, temperatura, modificación por concentración de esfuerzos y efectos diversos), que afectan el funcionamiento de la máquina trilladora y se utiliza la siguiente ecuación:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e' \quad \text{Ec. (2.27)}$$

Donde:

- S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico
- k_a = Factor de superficie
- k_b = Factor de tamaño
- k_c = Factor de confiabilidad
- k_d = Factor de temperatura
- k_e = Factor de modificación por concentración de esfuerzos
- k_f = Factor de efectos diversos.
- S_e' = Límite de resistencia a la fatiga de la en viga rotatoria.

2.4.3. FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL k_a

El factor de modificación depende de la calidad del acabado de la superficie del elemento mecánico y de la resistencia a la tensión. El valor de k_a , es determinado con la ecuación:

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad \text{Ec. (2.28)}$$

⁴SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 273-285

Donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión y los valores de a y b se encuentran en la tabla 2.2.

Tabla 2.2: Parámetros en el factor de la condición superficial

ACABADO	Factor a		Exponente
	S_{ut} , [Kpsi]	S_{ut} , [MPa]	
SUPERFICIAL			b
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272	-0.995

Fuente: SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 280

2.4.4. FACTOR DE CORRECCIÓN POR TAMAÑO k_b

El eje puede estar sometido a flexión, torsión o ambos y pueden expresarse con la ecuación:

$$\begin{aligned}
 k_b &= 0,869 * d^{-0,097} & Si & \quad 0,3'' < d < 10'' \\
 k_b &= 1 & Si & \quad d \leq 0,3'' \\
 k_b &= 1,189 * d^{-0,097} & Si & \quad 8 [mm] < d < 250 [mm]
 \end{aligned}
 \tag{Ec. (2.29)}$$

2.4.4.1. Factor de corrección para elementos estructurales no rotativos

Cuando una barra redonda en flexión no está girando, o cuando se utiliza una sección no circular. El método que se utilizará aquí se emplea una dimensión efectiva d_e que se obtiene al igualar el volumen de material sometido a esfuerzo igual o superior a 95 % del esfuerzo máximo con el mismo volumen en la muestra de viga rotativa. En el APÉNDICE C.11, se indican las áreas efectivas para distintos elementos estructurales no rotatorios.

2.4.5. FACTOR DE CONFIABILIDAD k_c

El factor de confiabilidad constituye desviaciones estándar del límite de resistencia a la fatiga de menos de 8 % y se determina con la siguiente Tabla 2.3:

Tabla 2.3: Factor de confiabilidad k_c

Confiabilidad	<i>Factor de Confiabilidad k_c</i>
0.50	1.000
0.90	0.897
0.95	0.868
0.99	0.814
0.999	0.753
0.9999	0.702
0.99999	0.659
0.999999	0.620

Fuente: SHIGLEY, (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Edición, McGraw Hill,

Pág.: 285

2.4.6. FACTOR DE CORRECCIÓN POR TEMPERATURA RA k_d

Este factor depende de la temperatura a la cual va estar trabajando, se determina según las siguientes fórmulas:

$$\begin{aligned}
 k_d &= 1 && Si && T \leq 450^\circ C \\
 k_d &= 1 - (5,8 * 10^{-3}) * (T - 450) && Si && 450^\circ C < T \leq 550^\circ C \\
 k_d &= 1 - (3,2 * 10^{-3}) * (T - 840) && Si && 840^\circ F < T \leq 1020^\circ F
 \end{aligned}
 \tag{2.30}$$

2.4.7. FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS

$$k_e$$

Dependiendo de las cargas (flexión o carga axial y torsión), a las que va estar sometido el eje cuando este trabajando.

Para determinar el factor de concentración de esfuerzos se determinan con las ecuación:

$$k_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1 + q * (K_t - 1)} \quad \text{Solicitaciones de carga a Flexión o Carga Axial}$$

$$k_{es} = \frac{1}{K_{fs}} = \frac{1}{1 + q_s * (K_{ts} - 1)} \quad \text{Solicitaciones de carga a Torsión}$$

Ec. (2.31)

Donde:

- El factor K_f se llama comúnmente factor de concentración del esfuerzo por fatiga.
- K_t : es conocido como factor teórico de concentración de esfuerzos, depende de la configuración geométrica de la pieza y del tipo de carga aplicada.
- q : es sensibilidad de ranuras, depende del material y del radio de la ranura, se determina con la Fig. (2.8).

El valor de q esta entre $0 < q < 1$, cuando:

- a) $q = 0$, entonces $K_f = 1$, y el material no tiene ninguna sensibilidad a la ranura.
- b) $q = 1$, entonces $K_f = K_t$ y el material tiene sensibilidad total a la ranura.

2.4.8. FACTOR DE EFECTOS VARIOS k_f

Por lo general se considera este valor $k_f = 1$ y para engranajes el valor de $k_f > 1$

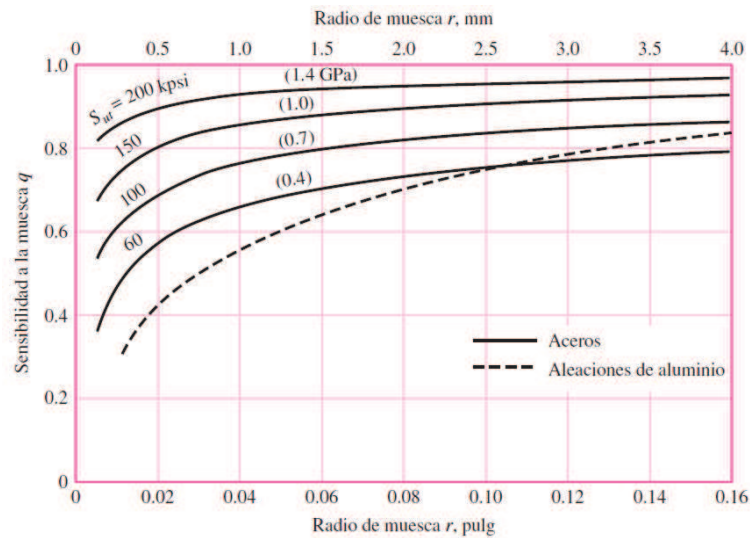


Figura 2.8: Diagrama de sensibilidad a las ranuras para aceros y aleaciones de aluminio sometidos a cargas flexionantes o axiales invertidas alternativamente

Fuente: SHIGLEY, (2008), “Diseño en Ingeniería Mecánica”, 8va. Edición, McGraw Hill, Pág.: 287

2.4.9. LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA DE UNA VIGA ROTATORIA

En el caso de los aceros los cuales deben ser dúctiles, se estimará el límite de resistencia a la tensión como:

$$\begin{aligned}
 &0,5 * S_{ut} \quad S_{ut} \leq 200 \text{ Kpsi (1400 MPa)} \\
 S_e' \Rightarrow &100 \text{ Kpsi} \quad S_{ut} > 200 \text{ Kpsi} \\
 &700 \text{ MPa} \quad S_{ut} > 1400 \text{ MPa}
 \end{aligned}
 \tag{2.32}$$

Donde S_{ut} , es la resistencia máxima a la tensión del acero que se va emplear en el diseño.

2.5. DISEÑO DE PERNOS⁵

Una de las aplicaciones fundamentales de pernos y tuercas es sujetar piezas para mantenerlas juntas en situaciones donde las cargas aplicadas someten el(los)

⁵NORTON, R., (2011), “Diseño de Máquinas”, 4ta. Edición, Pearson Education, Pág.: 744-752

perno(s) a tensión, ver fig. (2.9). La especificaciones de los pernos se indican en los APÉNDICES C.3 y C.4.

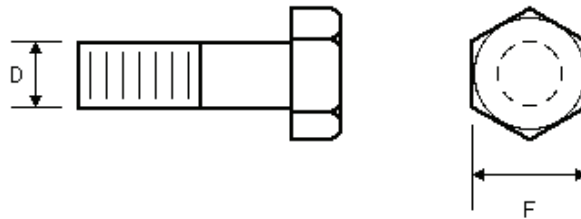


Figura 2.9: Dimensiones generales del perno

$$A_t = \frac{\pi * d^2}{4} \quad \text{Ec. (2.33)}$$

$$d = \frac{d_m + d_r}{4} \quad \text{Ec. (2.34)}$$

Donde:

- A_t = Área de tracción
- d = Diámetro
- d_m = Diámetro medio
- d_r = Diámetro de raíz

Un perno que sujeta un cilindro de sección transversal y longitud conocidas. Se quiere revisar las cargas, las deflexiones y los esfuerzos, tanto en el perno como el cilindro, bajo precarga, y después de que se aplica una carga externa. El análisis de la tensión en juntas apernadas se hará a partir de la Fig. (2.10), además se definen las siguientes variables:

- P = Carga externa total sobre la unión del perno
- F_i = Precarga del perno debida al apriete y el cual existe antes que se aplique P
- P_b = Porción de P tomada por el perno

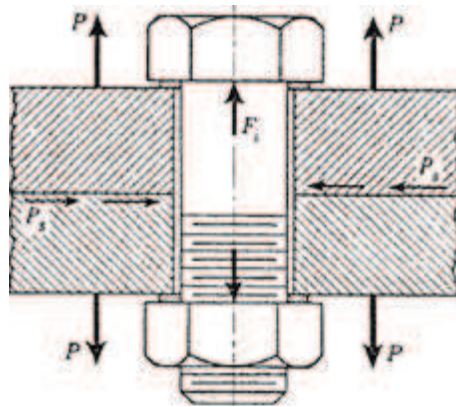


Figura 2.10: Fuerzas aplicada sobre un perno a tensión

Fuente: SHIGLEY, (1983), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 4ta. Edición, McGraw Hill, Pág.: 393

- P_m = Porción de P tomada por los elementos unidos
- $F_b = P_b + F_i$ = Carga resultante sobre el perno (carga de tensión)
- $F_m = P_m + F_i$ = Carga resultante (carga de compresión)
- C = Fracción de la carga externa P soportada por el perno.
- $1 - C$ = Fracción de la carga externa P que soportan los elementos.

La constante de rigidez de un elemento elástico es la relación de la fuerza aplicada al elemento a la deformación total producida por dicha fuerza y se obtiene con la expresión:

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{A * E}{l} \quad \text{Ec. (2.35)}$$

La deformación δ debida a las cargas de tracción o compresión causadas por la carga P , se determinan con la ecuación de la deflexión de una barra en tensión:

$$\delta = \frac{F * l}{A * E} \quad \text{Ec. (2.36)}$$

Donde:

- F = Fuerza aplicada
- A = Área transversal

- E = Modulo de elasticidad
- l = Espesor total de las piezas que han de sujetarse(Agarre)

Se supone que el perno tiene una precarga inicial y se aplica una carga P (tal como se indica en la figura 2.10). Esta carga P se reparte entre el perno y las piezas unidas: P_b y P_m respectivamente. La deformación total del perno depende de la relación entre las rigideces de ambos elementos (siempre que se mantenga el contacto). Efectivamente deben cumplirse las siguientes ecuaciones:

$$P = P_b + P_m = k_b * \Delta\delta_b + k_m * \Delta\delta_m \quad \text{Ec. (2.37)}$$

Y como la deformación debido a la carga P son iguales:

$$\Delta\delta_b = \Delta\delta_m$$

Por tanto:

$$\frac{P_b}{k_b} = \frac{P_m}{k_m}$$

Para un caso en particular, en la cual se tenga un mismo material y la misma geometría. Se tiene que:

$$k_b = \frac{A_t * E}{l} = \frac{\pi * d^2 * E}{4} \quad \text{Ec. (2.38)}$$

$$k_m = \frac{\pi * E * d}{2ln * \left[\frac{5 * (l + 0,5 * d)}{l + 2,5 * d} \right]} \quad \text{Ec. (2.39)}$$

Donde:

- k_b = Constante de rigidez del perno
- k_m = Constante de rigidez de los elementos

Por tanto:

$$P_b = \frac{k_b}{k_b + k_m} * P \quad \text{Ec. (2.40)}$$

$$P_m = \frac{k_m}{k_b + k_m} * P \quad \text{Ec. (2.41)}$$

De las dos últimas ecuaciones se puede deducir:

- Carga resultante sobre el perno (carga de tensión):

$$F_b = P_b + F_i = \frac{k_b}{k_b + k_m} * P + F_i \quad \text{Ec. (2.42)}$$

- Carga resultante (carga de compresión):

$$F_m = P_m - F_i = \frac{k_m}{k_b + k_m} * P - F_i \quad \text{Ec. (2.43)}$$

2.5.1. DISEÑO ESTÁTICO DE PERNOS

Con la carga a la que está sometido un perno precargado con F_i y con una carga externa actuando, P se tiene:

$$F_b = C * P + F_i$$

$$F_m = (1 - C) * P - F_i$$

Donde:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

La condición para la separación de la junta es $F_m = 0$ (desaparece la compresión en las piezas unidas y el perno soporta toda la carga). Luego la precarga F_i debe ser mayor que $(1 - C) * P$. Pero además no debe producir fluencia en el material:

$$n * (1 - C) * P < F_i < A_t * S_y \quad \text{Ec. (2.44)}$$

Donde:

- A_t = Área de trabajo
- S_y = Límite de fluencia
- n = Factor de seguridad

2.5.2. DISEÑO DINÁMICO DE PERNOS

Para este análisis es necesario determinar la carga media y alternante, empleando la notación anterior, conociendo la variación de P se pueden deducir, suponiendo que $P_{min} < P < P_{max}$, para $P_{min} = 0$ y hasta $P_{máx} = P$.

$$F_{b_{máx}} = \frac{k_m}{k_b + k_m} + F_i$$

$$F_{b_{min}} = F_i$$

De las dos expresiones anteriores se puede deducir la componente alternante y media de la carga, suponiendo que el área efectiva del perno es A_t :

$$\sigma_a = \frac{F_{b_{máx}} - F_{b_{min}}}{2 * A_t} \quad \text{Ec. (2.45)}$$

$$\sigma_m = \frac{F_{b_{máx}} + F_{b_{min}}}{2 * A_t} \quad \text{Ec. (2.46)}$$

A partir de las ecuaciones anteriores y utilizando el criterio de Goodman modificado:

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n}$$

Finalmente obtenemos el factor de seguridad para el diseño mecánico el cual será:

$$n = \frac{2 * (A_t * S_{ut} - F_i)}{C * P * \left(\frac{S_{ut}}{S_e} + 1 \right)} \quad \text{Ec. (2.47)}$$

2.6. CÁLCULO DE LA POTENCIA DE MOTOR⁶

Para calcular la potencia necesaria para vencer la inercia de todos los elementos que conforman la máquina trilladora se hace con el siguiente procedimiento.

⁶SHIGLEY, (1983), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 4ta. Edición, McGraw Hill, Pág.: 897

2.6.1. CÁLCULO DE LAS INERCIAS DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA

La inercia de la tapa, cilindro trillador porta-cuchillas y rodamientos, ver APÉNDICE B.6, se consideran como cilindro hueco y se determinan con la expresión:

$$I = \frac{m}{8} * (d_{ext}^2 + d_{int}^2) \quad \text{Ec. (2.48)}$$

Donde:

- I = Inercia del cilindro hueco [kg/m^2]
- m = Masa del cilindro hueco [kg]
- d_{ext} = Diámetro exterior del cilindro hueco [m]
- d_{int} = Diámetro interior del cilindro hueco [m]

La inercia del eje motriz y las poleas, se calcula con la siguiente fórmula:

$$I = \frac{m * d^2}{8} \quad \text{Ec. (2.49)}$$

Donde:

- I = Inercia del cilindro macizo [kg/m^2]
- m = Masa del cilindro macizo [kg]
- d = Diámetro del cilindro macizo [m]

Para determinar la masa del eje (m), se utiliza la siguiente expresión:

$$m = \delta_{SAE1018} * \left(\frac{\pi}{4} * d^2 * l\right) \quad \text{Ec. (2.50)}$$

Donde:

1. δ = Densidad del material [kg/m^3]
2. d = Diámetro del cilindro macizo [m]
3. l = Longitud del eje macizo [m]

La inercia del soporte y cuchilla trilladora se consideran como un prisma rectangular y se determina mediante la fórmula:

$$I = \frac{m}{12} * (a^2 + b^2) \quad \text{Ec. (2.51)}$$

Donde:

- I = Inercia del prisma rectangular [kg/m^2]
- m = Masa del prisma rectangular [kg]
- a = Ancho el prisma rectangular [m]
- b = Largo del prisma rectangular [m]

Por lo tanto la inercia total a vencer se determinada con la siguiente expresión:

$$I_{Total} = I_{tp} + I_{eje} + I_{cld-trll} + I_{spt-cch} + I_{cch-trll} + I_d + I_D + I_{rod} \quad \text{Ec. (2.52)}$$

El sistema al momento que empieza a realizar el proceso de trillado este parte del reposo ($w_0 = 0$), entonces la aceleración angular es igual a:

$$\alpha = \frac{w}{t} \quad \text{Ec. (2.53)}$$

El torque necesario para el movimiento se determina, según la expresión:

$$T = I_{Total} * \alpha \quad \text{Ec. (2.54)}$$

La potencia necesaria para mover todos los elementos está determinada por la fórmula:

$$P = T * w \quad \text{Ec. (2.55)}$$

2.7. TRANSMISIÓN POR BANDAS O CORREAS⁷

Un sistema de transmisión por banda consta de un conjunto de dos poleas acopladas por medio de una correa con el fin de transmitir fuerzas y velocidades

⁷MOTT, R., (2006), "Diseño de elementos de máquinas", 4ta. Edición, Pearson Education, Pág.: 268

angulares entre árboles paralelos que se encuentran a una cierta distancia.
La fuerza se transmite por efecto del rozamiento que ejerce la correa sobre la polea, ver Fig. (2.11).

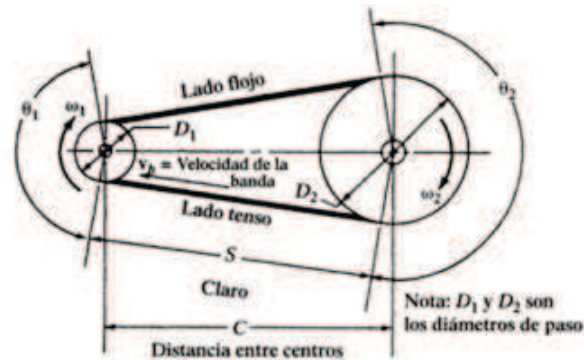


Figura 2.11: Geometría básica de una transmisión por bandas

Fuente: MOTT, R., (2006), "Diseño de elementos de máquinas", 4ta. Edición, Pearson Education, Pág.: 268

2.7.1. TRANSMISIÓN POR BANDAS - POLEAS⁸

Una banda es un elemento flexible de transmisión de potencia que se asienta firmemente en un conjunto de poleas o poleas acanaladas. Cuando se usan la banda para reducir la velocidad, que es el caso típico, la polea menor se monta en el eje de alta velocidad, que puede ser el eje de un motor eléctrico Fig. (2.11) y la polea mayor se monta en la máquina impulsada.

La banda se diseña para montarse en las dos poleas, sin resbalamiento.

Existen muchos tipos de bandas disponibles: planas, acanaladas o dentadas, bandas V normales, bandas V en ángulo doble y entre otras.

- La banda plana es el tipo más sencillo, y con frecuencia se fabrica de cuero o de hule. La superficie de la polea también es plana y lisa y la fuerza impulsadora se limita, por consiguiente, a la fricción para entre la banda y la polea.
- Las bandas síncronas están hechas de tela impregnada con caucho y con alambre de acero, pasan sobre poleas con ranuras en las que asientan los

⁸SHIGLEY, (1983), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 4ta. Edición, McGraw Hill, Pág.: 797-815

dientes de la banda. Este es un impulsador positivo, y solo se limitan por la resistencia de la banda a la tensión y la resistencia a la fuerza cortante de los dientes.

- La banda en V pueden ser de diferentes materiales tales como tela y cuerda a menudo con algodón, rayón o nylon e impregnada con caucho; hace que esta se acúñe firmemente en la ranura, lo cual incrementa la fricción y permite la transmisión de grandes pares torsionales sin que exista desplazamiento.

2.7.1.1. Relación de transmisión

La relación de transmisión entre poleas, se lo puede expresar en términos de las revoluciones de cada polea durante su funcionamiento con la siguiente expresión:

$$i = \frac{d}{D} = \frac{n_2}{n_1} \quad \text{Ec. (2.56)}$$

Donde:

- d = Diámetro de la polea motriz
- D = Diámetro de la polea conducida
- n_1 = Revoluciones de salida del motor
- n_2 = Revoluciones de trillado

2.7.2. SELECCIÓN DE BANDAS

La selección de una banda implica tener bien claro que esta permite transmitir una determinada potencia y para no tener problemas durante el funcionamiento de la máquina, se debe considerar los siguientes parámetros:

2.7.2.1. Distancia entre centros

Shigley recomienda que la distancia entre centros no deberá ser mayor que tres veces la suma de los diámetros de la polea y no debe ser menor que el diámetro de la polea mayor, con la fórmula:

$$D < C < 3(D + d) \quad \text{Ec. (2.57)}$$

2.7.2.2. Ángulo de contacto

El cálculo de los ángulos de contacto en una transmisión por correa abierta y de dos poleas como se observa en la Fig. (2.11), se determinan mediante las siguientes fórmulas:

$$\theta_1 = \pi - 2 * \cos^{-1} * \left(\frac{D - d}{2 * C} \right) \quad \text{Ec. (2.58)}$$

$$\theta_2 = \pi + 2 * \cos^{-1} * \left(\frac{D - d}{2 * C} \right) \quad \text{Ec. (2.59)}$$

Dónde:

- D = Diámetro de la polea mayor
- d = Diámetro de la polea menor
- C = Distancia entre centro
- θ = Ángulo de contacto

2.7.2.3. Longitud de paso de la banda

La relación entre la longitud de paso L , la distancia entre centros C y los diámetros de las poleas, se utiliza la siguiente expresión:

$$L_p = 2 * C + 1,57 * (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 * C} \quad \text{Ec. (2.60)}$$

Para cualquier sección de banda dada, para obtener la longitud disponible en el mercado se le resta la cantidad de la circunferencia interior, según la fórmula:

$$L = L_p - \Delta L \quad \text{Ec. (2.61)}$$

Donde:

- L = Perímetro interior
- L_p = Longitud de paso
- ΔL = Aumento de Longitud

En la tabla 2.4, se presenta las dimensiones de conversión de la longitud para las diferencias secciones de bandas.

Tabla 2.4: Aumentos de longitud para bandas V comunes de servicio pesado serie en pulgadas

SECCIÓN TRANSVERSAL	INTERVALOS DE TAMAÑO [pulg]	AUMENTO DE LONGITUD [pulg]
A	26 a 128	1.3
B	35 a 240	1.8
B	240 a mayor	2.1
C	51 a 210	2.9
C	210 a mayor	3.8
D	120 a 210	3.3
D	210 a mayor	4.1
E	180 a 240	4.5
E	240 a mayor	5.5

Fuente: SHIGLEY, (1983), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 4ta. Edición, McGraw Hill, Pág.: 797-815

2.7.2.4. Potencia transmitida por banda

El cálculo de la potencia nominal necesaria para el movimiento de una banda en V, se lo hace con la siguiente expresión:

$$H_r = \left[C_1 - \frac{C_2}{d} - C_3(r * d)^2 - C_4 \log(r * d) \right] (r * d) + C_2 r \left(1 - \frac{1}{K_A} \right) \quad \text{Ec. (2.62)}$$

Donde:

- H_r = Potencia nominal
- C_1 a C_4 = Constantes
- r = RPM del eje de alta velocidad para 1000
- d = Diámetro de la polea menor
- K_A = Factor de relación de velocidades (véase la tabla 2.5)

Tabla 2.5: Factores de relación de velocidad para emplear en la ecuación de la potencia de transmisiones de bandas

Intervalo D/d	K_A
1.00 a 1.01	1.000
1.02 a 1.04	1.0112
1.05 a 1.07	1.0226
1.08 a 1.10	1.0344
1.11 a 1.14	1.0463
1.15 a 1.20	1.0586
1.21 a 1.27	1.0711
1.28 a 1.39	1.0840
1.40 a 1.64	1.0972
mayor que 1.64	1.1106

Fuente: SHIGLEY, (1983), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 4ta. Edición, McGraw Hill,
Pág.: 797-815

Las constantes C_1 , C_2 , C_3 y C_4 dependen de la sección transversal de la banda y se indican en la tabla 2.6:

Tabla 2.6: Constantes para emplear en la ecuación de la potencia nominal de transmisiones de banda

SECCIÓN TRANSVERSAL	C_1	C_2	C_3	C_4
A	0.8542	1.342	$2,436 * 10^{-4}$	0.1703
B	1.506	3.520	$4,193 * 10^{-4}$	0.2931
C	2.786	9.788	$7,460 * 10^{-4}$	0.5214
D	5.922	34.72	$1,522 * 10^{-3}$	1.064
E	8.642	66.32	$2,192 * 10^{-3}$	1.532
13C	$3,316 * 10^{-2}$	1.088	$1,161 * 10^{-8}$	$5,238 * 10^{-3}$
16C	$5,185 * 10^{-2}$	2.273	$1,759 * 10^{-8}$	$7,934 * 10^{-3}$
22C	$1,002 * 10^{-1}$	7.040	$3,326 * 10^{-8}$	$1,500 * 10^{-2}$
32C	$2,205 * 10^{-1}$	26.62	$7,037 * 10^{-8}$	$3,174 * 10^{-2}$

Fuente: SHIGLEY, (1983), "Diseño en Ingeniería Mecánica", 4ta. Edición, McGraw Hill,

Pág.: 797-815

Por lo tanto la potencia corregida se determina con la siguiente fórmula:

$$H_r' = K_1 * K_2 * H_r \quad \text{Ec. (2.63)}$$

Donde:

- H_r' = Potencia nominal corregida
- K_1 = Factor de corrección para ángulos
- K_2 = Factor de corrección para longitudes
- H_r = Potencia nominal

Para determinar el número de bandas necesarias para mover la transmisión, se determina con la expresión:

$$N_b \geq \frac{H_{dis}}{H_r'} \quad \text{Ec. (2.64)}$$

Donde:

- H_r' = Potencia nominal corregida
- H_{dis} = Potencia de diseño

2.7.2.5. Determinación de las fuerzas presentes en la polea

Para determinar las fuerzas que se muestra en la Fig. (4.21) en la polea se calculan los valores de las fuerzas F_1 y F_2 :

Se calcula la velocidad de la banda mediante la fórmula:

$$V = \frac{\pi * n * d}{12} \quad \text{Ec. (2.65)}$$

La fuerza centrífuga se puede obtener de la siguiente forma:

$$F_c = K_c * \left(\frac{V}{1000} \right)^2 \quad \text{Ec. (2.66)}$$

La potencia que se trasmite por banda se basa en $\Delta F = F_1 - F_2$, donde se determinan mediante la expresión:

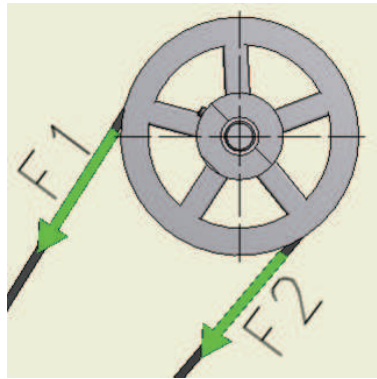


Figura 2.12: Cálculo de las fuerzas F_1 y F_2

Fuente: Propia

$$\Delta F = \frac{63025 * \left(\frac{H_{dis}}{N_d} \right)}{n * \left(\frac{d}{2} \right)} \quad \text{Ec. (2.67)}$$

Por lo tanto la fuerza F_1 , se determina con la expresión:

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1} \quad \text{Ec. (2.68)}$$

Dónde:

- f = Coeficiente de rozamiento correa-polea
- ϕ = Ángulo de contacto

El valor de la fuerza F_2 , se determina de la diferencia de fuerzas:

$$F_2 = F_1 - \Delta F \quad \text{Ec. (2.69)}$$

2.8. RODAMIENTOS⁹

Los rodamientos son elementos mecánicos que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste (aunque también puede darse el caso de un eje estacionario que sustenta una pieza giratoria), sirviéndole de apoyo y facilitando un

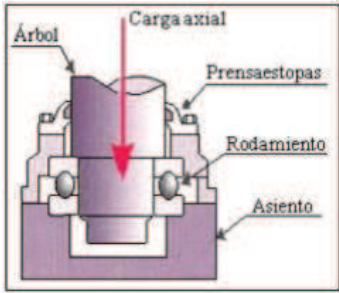
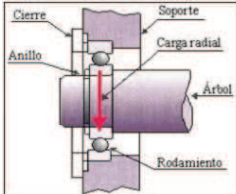
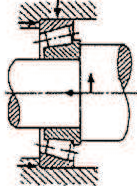
⁹Catalogo W41 520/3, (SB2000), "Rodamientos FAG", Pág.: 25-35

enlace móvil entre dos elementos de un mecanismos o máquina, que se encuentra en rotación con respecto a otro para tener un buen desempeño; siendo así su principal función permitir la rotación relativa de dichos elementos bajo carga, con precisión y con una rozamiento mínimo.

2.8.1. CLASIFICACIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Desde el punto de vista cinemático y dependiendo de la carga que van a soportar, pueden clasificarse en tres tipos, como se indica en la tabla 2.7:

Tabla 2.7: Tipos de Rodamientos según las solicitaciones mecánicas

Tipos de rodamientos	Carga aplicada
<p>Rodamientos para cargas axiales.- Soportar cargas que actúen únicamente en la dirección del eje de rotación. A su vez pueden ser: rodamientos de simple efecto, que pueden recibir cargas axiales en un sentido, y rodamientos de doble efecto, que pueden recibir cargas axiales en ambos sentidos.</p>	
<p>Rodamientos para cargas radiales.- Soportar preferentemente cargas dirigidas en la dirección perpendicular al eje de rotación.</p>	
<p>Rodamientos para cargas mixtas.- Soportar esfuerzos radiales, axiales o ambos combinados.</p>	

Fuente: Catalogo W41 520/3, (SB2000), "Rodamientos FAG", Pág.: 25-35

2.8.2. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

La selección de un rodamiento se hace bajo catálogos, pero saber cuál es el adecuado durante su funcionamiento los fabricantes solicitan se consideren las cargas que van a soportar tales como estática y dinámica aplicadas, la vida de fatiga deseada, así como de la geometría del rodamiento. Para esto es necesario establecer ciertos parámetros de selección los cuales se describen a continuación.

2.8.2.1. Relación entre carga y duración

A pesar de usar aceros de muy alta resistencia, todos los rodamientos tienen una duración finita, y terminarán por fallar debido a la fatiga causada por los altos esfuerzos de contacto. Pero mientras menor sea la carga, su duración será mayor y viceversa.

2.8.2.2. Espacio disponible

El espacio que el diseñador debe reservar dentro del mecanismo para el rodamiento y su alojamiento deber ser acorde al tamaño del eje. Para ejes de diámetros pequeños se emplea cualquier tipo de rodamientos de bolas, es posible usar rodamientos de agujas. En el caso de ejes de grandes diámetros, se disponen de rodamientos con rodillos cilíndricos, esféricos y cónicos, así como rodamientos de bolas de doble hilera.

2.8.3. TIPOS DE CARGAS EN RODAMIENTOS

Dependiendo de las sollicitaciones mecánicas a los que van estar sometidos los rodamientos, estos son diseñados para soportar cargas estáticas y dinámicas, como se describen a continuación:

2.8.3.1. Rodamientos cargados estáticamente

La capacidad de carga estática C_0 se usa en los cálculos cuando los rodamientos:

- Giran a velocidades muy bajas ($n < 10$ rpm)
- Realizan movimientos oscilantes muy lentos
- Permanecen estacionarios bajo carga durante largos períodos de tiempo.

La verificación de las cargas estáticas de los rodamientos se realiza comprobando el factor de seguridad estático de la aplicación, que se define:

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} \quad \text{Ec. (2.70)}$$

Donde:

- C_0 = Capacidad de carga estática, [kN]
- P_0 = Carga estática equivalente, [kN]
- f_s = Factor de seguridad estático

El factor de esfuerzos estáticos f_s se toma como valor de seguridad contra deformaciones demasiado elevadas en los puntos de contacto de los cuerpos rodantes. Para rodamientos que deban girar con gran suavidad y facilidad habrá que elegir un factor de esfuerzos estáticos f_s mayor. Si las exigencias de suavidad de giro son más reducidas, bastan valores pequeños. Los valores de f_s son:

- $f_s = 1,5$ hasta $2,5$ para exigencias elevadas
- $f_s = 1,0$ hasta $1,5$ para exigencias normales
- $f_s = 0,7$ hasta $1,0$ para exigencias reducidas

La carga estática equivalente P_0 [kN] es un valor teórico. Es una carga radial en rodamientos radiales y una carga axial y centrada en los rodamientos axiales. P_0 origina la misma sollicitación en el punto de contacto más cargado entre cuerpos rodantes y camino de rodadura que la carga combinada real, mediante la expresión:

$$P_0 = X_0 * F_r + Y_0 * F_a \quad \text{Ec. (2.71)}$$

Dónde:

- $P_0 =$ Carga estatica equivalente [kN]
- $F_r =$ Carga Radial [kN]
- $F_a =$ Carga Axial [kN]
- $X_0 =$ Factor Radial
- $Y_0 =$ Factor Axial

2.8.3.2. Rodamientos cargados dinámicamente

En el método de cálculo normalizado (DIN/ISO 281) para rodamientos solicitados dinámicamente, se parte de la fatiga del material, donde la capacidad de carga dinámica C se usa en los cálculos para los rodamientos sometidos a esfuerzos dinámicos, es decir, rodamientos que giran bajo carga:

$$C = \frac{f_L}{f_n * f_H} * P \text{ [kg]} \quad \text{Ec. (2.72)}$$

Dónde:

- $C =$ Capacidad de carga dinámica [kN]
- $f_L =$ Factor de esfuerzos dinámicos
- $f_n =$ Factor de velocidad
- $f_H =$ Factor de dureza
- $P =$ Carga dinámica equivalente [kN]

La carga dinámica equivalente P [kN] es un valor teórico. Es una carga radial en rodamientos radiales y una carga axial en rodamientos axiales, que es constante en magnitud y sentido. Donde P produce la misma vida que la combinación de cargas:

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad \text{Ec. (2.73)}$$

Dónde:

- P = Carga dinámica equivalente [kN]
- F_r = Carga radial [kN]
- F_a = Carga axial [kN]
- X = Factor radial
- Y = Factor axial

Los valores de X e Y están indicados en la tabla del APÉNDICE D.2.

2.9. DISEÑO DE CHAVETAS¹⁰

La ASME define una chaveta como una pieza de maquinaria desmontable que, cuando se sitúa dentro de una ranura axial (chavetero) que se máquina en el eje o árbol y sobre el cubo del elemento transmisor de potencia; permite fijar piezas tales como engranajes o poleas a ejes, de modo que se pueda transmitir momento de torsión.

2.9.1. CÁLCULO DE CHAVETAS Y SUS ALOJAMIENTOS

Las chavetas al igual que sus alojamientos se determinan unas que se ha diseñado el diámetro del eje o árbol. Entonces con el diámetro del eje como guía, el tamaño de la chaveta se lo hace con el uso de tablas de la norma correspondiente en función de la forma y dimensiones de la chaveta, por lo que las únicas variables a que quedan por definir, serán la longitud y el material.

Una de ellas puede ser especificada y la otra se diseñará por cálculos. Para determinar la resistencia de una chaveta se considera que se distribuyen las fuerzas a lo largo del elemento como se indica en la Fig. (2.13):

Dónde:

- L : Longitud de la chaveta

¹⁰NORTON, (2011), "Diseño de Mecánicas", 4ta. Edición, Pearson Education, Pág.: 432-440

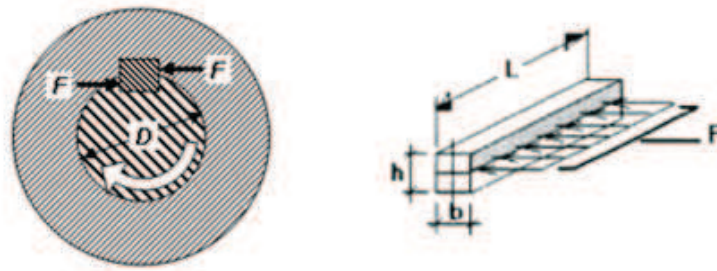


Figura 2.13: Diagrama de cuerpo libre de una chaveta

Fuente: NORTON, (2011), “Diseño de Mecánicas”, 4ta. Edición, Pearson Education, Pág.: 432-440

- D: diámetro del eje
- W: Ancho de la chaveta; dimensión normalizada en función del diámetro del eje.
- H: Altura de la chaveta; dimensión normalizada en función del diámetro del eje.
- T: Par a transmitir.

Una chaveta puede presentar una falla por corte (se da sobre la sección transversal que es la parte correspondiente a la altura h) y por aplastamiento (se da entre las superficies que conforman el asiento entre la chaveta – eje o la chaveta – cubo)

2.9.1.1. Diseño de chavetas por corte

Esta se diseña a partir de la energía de distorsión, donde el esfuerzo cortante máximo sobre la cuña se obtiene a partir de la fórmula:

$$\tau = \frac{2 * T}{D * w * L} \quad \text{Ec. (2.74)}$$

La resistencia al corte de la cuña se determina utilizando la fórmula:

$$S_{ys} = 0,577 * (S_y) \quad \text{Ec. (2.75)}$$

Donde:

- S_{ys} = Resistencia al corte.
- S_y = Resistencia a la fluencia.

El factor de seguridad debido a la falla por corte se calcula de la siguiente expresión:

$$n_s = \frac{S_{ys}}{\tau} \quad \text{Ec. (2.76)}$$

2.9.1.2. Diseño de chavetas por aplastamiento

Los esfuerzos de compresión y las áreas de la chaveta sometida a este esfuerzo son las mismas en la parte alojada en el eje y en la parte alojada en el cubo del eje, lo cual se determina con la fórmula:

$$\sigma_{apl} = \frac{4 * T}{D * L * H} \quad \text{Ec. (2.77)}$$

Se calcula el factor de seguridad para la falla de presión por contacto a partir de la fórmula:

$$n_{apl} = \frac{S_y}{\sigma_{apl}} \quad \text{Ec. (2.78)}$$

2.10. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

El cálculo del perfil vertical se considera que esta empotrado en los extremos como se indica en la fig. (4.27) y se analizará como una columna sometida a compresión.

La fórmula de la esbeltez está determinada por la siguiente ecuación:

$$\lambda = \frac{K * L}{r_{min}} \quad \text{Ec. (2.79)}$$

Donde:

- λ = Esbeltez
- K = Coeficiente de apoyo

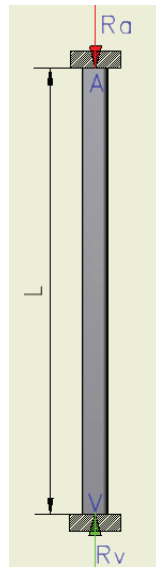


Figura 2.14: Diagrama de cuerpo libre de la estructura de máquina trilladora

Fuente: Propia

- L = Longitud de la columna
- r_{min} = Radio mínimo

De acuerdo a la tabla 2.8, se determina el coeficiente de apoyo.

Calculado el valor de la esbeltez se determina el esfuerzo admisible de compresión F_a , con la Tabla 3-36 de Manual de la AISC-ASD89.

De la relación:

$$f_a = \frac{A_z}{A} \quad \text{Ec. (2.80)}$$

Donde:

- f_a = Esfuerzo real de compresión
- A_z = Fuerza de compresión
- A = Área de la sección

Siendo el factor de índice de trabajo:

$$l_a = \frac{f_a}{F_a} \leq 1,0 \quad \text{Ec. (2.81)}$$

Condición para que no falle el perfil

Tabla 2.8: Valor del coeficiente de apoyo

Buckled shape of column is shown by dashed line	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Theoretical K value	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Recommended design value when ideal conditions are approximated	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
End condition code	 	Rotation fixed and translation fixed Rotation free and translation fixed Rotation fixed and translation free Rotation free and translation free				

Fuente: Manual de la AISC

CAPÍTULO 3

PREFACTIBILIDAD

3.1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

En la actualidad, la mayoría de los pequeños y medianos productores de chochos tienen problemas al separar los granos de chochos de las vainas ya que la postcosecha se realiza mediante el método tradicional, que es hecho a mano, el cual consiste en golpear las vainas con tiras de madera sobre el suelo. En este método se necesita demasiado tiempo y esfuerzo físico. Además se causan daños sobre el producto final e incluso se retrasa la producción.

En la Fig. (3.1), se muestra la cosecha del chocho.



Figura 3.1: Visita de Campo forma de coge del chocho

Fuente: Propia

En nuestro país debido al no contar con un sector especializado en la fabricación de equipos para la postcosecha de cereales, ha obligado a los pequeños y medianos agricultores a comprar máquinas trilladoras a un alto costo. Al ser en mayoría importadas, los agricultores han tenido inconvenientes debido al no adaptarse a los granos o cereales, que se encuentran en nuestro medio.

Otro problema es el mantenimiento de estas máquinas y el cambio de piezas averiadas durante su funcionamiento porque estas piezas no se encuentran en el mercado local, generando pérdidas de tiempo en la producción.

Es así, que la propuesta de una máquina trilladora de chochos ayudará a resolver los problemas que se tienen en la producción manual del chocho, ver Fig. (3.2).



Figura 3.2: Visita del lugar a los pequeños agricultores que siembran el chocho

Fuente: Propia

3.2. ESTUDIO DE MERCADO

El presente proyecto se desarrolló debido a la necesidad de optimizar tiempos y mejorar los procesos producción de la cosecha de los granos de chochos, con el servicio de la construcción de la máquina trilladora la cual se encargara de desgranar las vainas de chochos.

La manipulación de la máquina trilladora de chochos la hará el Sr. Danilo Quina-

paxi González ver fig. (3.3), quien es la persona que financia el diseño y construcción de la máquina trilladora de chochos, por tal razón no es necesario realizar un análisis del Estudio de Mercado.



Figura 3.3: Persona que financia el proyecto de titulación

Fuente: Propia

3.3. RESTRICCIONES Y LIMITACIONES

Las principales restricciones y limitaciones de la máquina trilladora de chochos, establecidas por el Sr. Danilo Quinapaxi González se detallan a continuación:

3.3.1. COSTOS Y TIEMPO DE ENTREGA DE LA MÁQUINA

El tiempo de diseño y construcción de la máquina trilladora de chocos tendrá un plazo máximo de 8 meses y es costo estimado será de 3000 [USD].

3.3.2. MATERIALES A USAR EN LA FABRICACIÓN DE LA MÁQUINA

El proceso de trillado no implica un contacto directo con el grano chocho, por lo tanto no es necesario utilizar materiales especiales, como demanda la industria alimenticia, entonces se emplea para la tolva de alimentación y descarga láminas de acero galvanizado. La estructura de la máquina trilladora se fabricará con acero A36.

3.3.3. CAPACIDAD

La capacidad de la máquina establecida es de 60 [kg/día].

3.3.4. FÁCIL OPERACIÓN

La máquina trilladora de chochos tendrá que ser fácil de manipular por las personas que se encargan de cargar el producto y regular las revoluciones óptimas del grano durante la trillada.

3.3.5. PESO

El peso de la máquina trilladora de chochos se estimará que no exceda los 250 [kg].

3.4. ESPECIFICACIONES

3.4.1. PARÁMETROS FUNCIONALES

Los principales parámetros funcionales a considerar para el correcto funcionamiento de la máquina trilladora de chochos son:

- Su funcionamiento será semiautomático.
- El tipo de energía eléctrica a ser utilizada es de 220/440 voltios con la frecuencia de 60 [Hz].

- Tener un grano completo sin romper la cascara que cubre a los chochos.
- La potencia debe ser la necesaria para producir el desgrane de las vainas de chocho.

3.4.2. DIMENSIONES

La máquina trilladora contará con las siguientes dimensiones generales:

- Largo: 1005 [mm]
- Ancho: 1350 [mm]
- Altura: 1330 [mm]
- Largo Cilindro trillador: 850 [mm]

3.4.3. VIDA ÚTIL

La máquina trilladora de chochos se estima que tendrá un periodo de funcionamiento de diez años.

Debido a que se produce un desgaste abrasivo en las cuchillas del cilindro trillador las cuales tendrán que ser cambiadas, según como se trabaje con la producción.

3.4.4. PROTOCOLO DE PRUEBAS.

Las pruebas que se realizaran a la máquina trilladora de chochos son:

- Pruebas sin carga.
- Pruebas con carga.

3.4.4.1. Pruebas sin carga

Para estos se comprobará el normal funcionamiento, una vez que la máquina haya sido ensamblada totalmente, sin tener vibraciones cuando este en proceso de trillado.

3.4.4.2. Pruebas con carga.

Con la prueba de carga se observará que la máquina trilladora no genere daños a los granos de chocho y además conocerá su capacidad real durante una hora.

CAPÍTULO 4

FACTIBILIDAD

4.1. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

En el siguiente estudio se propone dos alternativas de máquinas trilladoras de chochos, las cuales se especifican a continuación.

4.1.1. ALTERNATIVA 1: MÁQUINA TRILLADORA DE CHOCHOS CON CILINDRO DE BARRAS

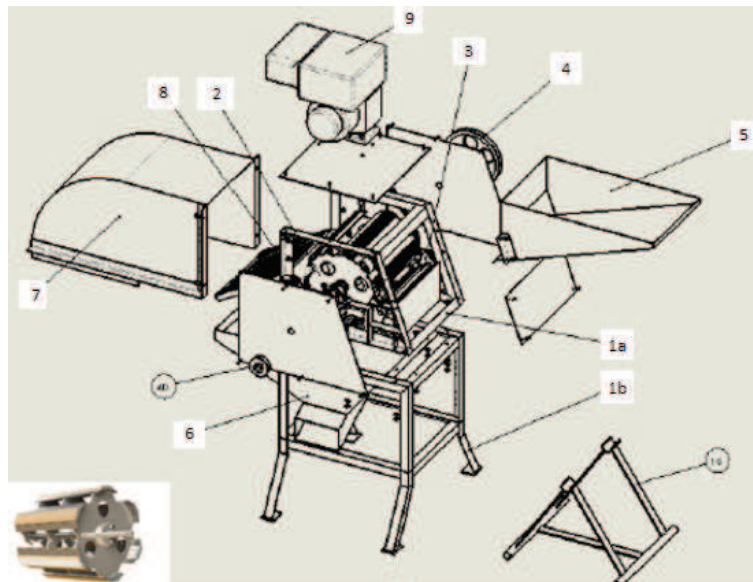


Figura 4.1: Vista explosionada de máquina trilladora con cilindro de barras

Fuente: MAKYL, E., (2014), "Engineering Consulting and Services", Ingeniería e Implementación de Soluciones Integrales

En la siguiente Fig. (4.1), se observa la máquina con cilindro de barras.

Elementos principales:

1. Bastidor.
 - a) Parte Superior
 - b) Parte Inferior
2. Rotor Trillador de Barras Estriadas
3. Cóncavo de trillado
4. Sistemas de Transmisión.
5. Tolva de Alimentación
6. Ducto de Descarga del Producto Trillado
7. Cobertor
8. Área de descarga de Cáscaras
9. Motor Eléctrico

4.1.1.1. Funcionamiento de la máquina trilladora de chocho con cilindro de barras

El movimiento en la máquina trilladora de chochos con cilindro de barras empieza al encender el motor (9), este transmite el movimiento de rotación al mecanismo trillador (2) a través del sistema de transmisión por correas.

Por medio de la tolva de alimentación (5), debido a la rotación del mecanismo trillador arrastra las vainas de chocho, tallos y paja que ingresan al espacio de trabajo creado entre la circunferencia del cilindro de barras y el cóncavo.

Como resultado del movimiento de rotación el mecanismo trillador se genera choque de las barras contra una predominante cantidad de vainas. Esto origina un mutuo rozamiento de las vainas, que chocan contra los bordes del cóncavo y separan por completo la vaina del chocho.

4.1.1.2. Ventajas y desventajas de la máquina trilladora de chochos con cilindro de barras

Ventajas:

- Bajo requerimiento de potencia.
- Baja cantidad de chochos no trillados.
- El cilindro y el cóncavo proporcionan una óptima combinación para la limpieza del grano.
- Facilidad de montaje y desmontaje.
- Fácil transportación para la post cosecha.

Desventajas:

- Costos de fabricación elevados.
- Diseño complejo del cilindro de barras.
- Material de difícil acceso en el mercado nacional.
- Problemas al trillar paja húmeda.

4.1.2. ALTERNATIVA 2: MÁQUINA TRILLADORA DE CHOCHOS CON CILINDRO DE DIENTES

En la siguiente Fig. (4.2), se observa la máquina con cilindro de dientes.

Esta máquina cuenta con los siguientes elementos principales:

1. Salida Vertical de la cascara.
2. Eje de Movimiento Principal.
3. Volante de Inercia.
4. Cóncavo de trillado.
5. Ventilador.

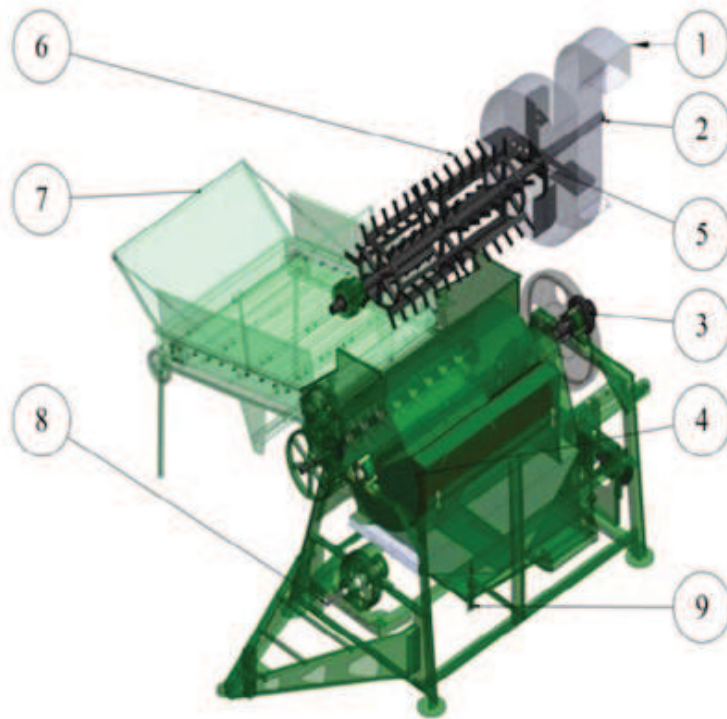


Figura 4.2: Vista explosionada de máquina trilladora con cilindro de dientes

Fuente: Fram Machinery and Power, (2007), “Development a local threshing Machine suits for thershing black seed”, 1ra. Edición, Nigella Sativa

- 6. Cilindro de trilla.
- 7. Sistema de alimentación.
- 8. Conexión del motor.
- 9. Tamizadora.

4.1.2.1. Funcionamiento de la máquina trilladora de chochos con cilindro de dientes

La máquina trilladora de chochos con cilindro de dientes entra en funcionamiento al encender el motor eléctrico, el cual a través de bandas transmite el movimiento al cilindro de trilla.

Las vainas del chocho a ser trilladas se colocan en la tolva de alimentación, donde ingresan a la cámara de trillado la cual está formado por el cilindro de dientes

y el cóncavo, estos trituran y rasgan al chocho en la medida que gira el cilindro. Las vainas tienen que pasar entre los dientes móviles del cilindro y estacionarios del cóncavo, lo que causa la acción trilladora.

Una vez el grano ha sido descascarado, pasa al proceso de tamizado para eliminar los residuos (vaina, polvo, palos, etc.) que hayan podido quedar después del proceso anterior.

Después de la trilla y separación, alguna vaina queda, aun mezclada con el grano estas impurezas son separadas por una corriente de aire generadas por un ventilador. Al final se obtiene un grano limpio libre de impurezas.

4.1.2.2. Ventajas y desventajas de la máquina trilladora de chochos con cilindro de dientes

Ventajas:

- El sistema de cilindro procesa mayor volumen de material.
- Diseño simple.
- Máquina de fácil manejo para el operador
- La máquina puede ser trasladada con facilidad de un lugar a otro.
- Se obtiene un trillado de alta calidad y cantidad del grano.
- Su material es de fácil acceso a nivel, nacional e internacional
- Su mantenimiento es fácil y sin alta tecnología.

Desventajas:

- La regulación de las revoluciones deben ser óptima dependiendo del tipo de cereal a trillar ya que al variar puede generarse rotura del grano.
- Desgaste excesivo de los dientes del cilindro y cóncavo.
- Requiere un sistema de alimentación continua del material a trillar.
- Los dientes tanto del cóncavo y cilindro deben estar espaciados o separados a una medida exacta.

4.2. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA

Para la selección de la alternativa que cumpla con los objetivos propuestos, se utilizó el método ordinal corregido de los criterios ponderados.

4.2.1. CRITERIOS DE VALORACIÓN

4.2.1.1. Costo

La máquina debe ser asequible a los productores de chochos. El mayor valor indica que la máquina tiene bajo costo.

4.2.1.2. Bajo peso

La máquina debe ser transportada con facilidad hacia el lugar de post cosecha del chocho. El mayor valor indica que la máquina tiene menor peso.

4.2.1.3. Facilidad de operación

La máquina debe presentar fácil postura de trabajo para los operadores. El mayor valor indica que la máquina posee una mayor facilidad de operación.

4.2.1.4. Seguridad

La operación de trillado de la máquina debe ser segura para evitar cualquier tipo de lesiones. El mayor valor indica que la máquina es más segura.

4.2.1.5. Facilidad de fabricación

La máquina a construir debe tener piezas que serán de fácil manufactura y de formas sencillas, lo que permitirá utilizar la tecnología que se encuentra a nuestra mano. El mayor valor indica que la máquina es de fácil fabricación.

4.2.1.6. Capacidad

La capacidad está relacionada del volumen de producción que se puede obtener en un tiempo dado. El mayor valor indica que la máquina posee alta capacidad.

4.2.1.7. Mantenimiento

La máquina deberá presentar en su estructura y elementos de fácil desmontaje para su reparación. El mayor valor indica que la máquina fácil mantenimiento.

En la Tabla 4.1 se presenta la ponderación de criterios de valoración anteriormente citados para conocer la de mayor prioridad.

Tabla 4.1: Ponderación de criterios de valoración

CRITERIOS	FACILIDAD DE FABRICACIÓN	CAPACIDAD	MANTENIMIENTO	COSTO	BAJO PESO	FACILIDAD DE OPERACIÓN	SEGURIDAD	$\Sigma + 1$	PONDERACIÓN
FACILIDAD DE FABRICACIÓN	-	0	0,5	0	0,5	0	0	2	0,07
CAPACIDAD	1	-	1	0,5	0,5	1	0	5	0,18
MANTENIMIENTO	0	0	-	0	0	0,5	0	1,5	0,05
COSTO	1	0,5	1	-	0,5	1	0,5	5,5	0,2
BAJO PESO	1	0,5	1	0,5	-	0,5	0	4,5	0,16
FACILIDAD DE OPERACIÓN	1	0	0,5	0	0	-	0	2,5	0,09
SEGURIDAD	1	1	1	1	1	1	-	7	0,25
SUMA								28	1

Fuente: Propia

En la tabla 4.1 se puede visualizar que el criterio de mayor valor es la seguridad.

Seguridad > Costo > Capacidad > Bajo peso > Facilidad de operación >
Facilidad de fabricación > Mantenimiento.

4.2.2. PONDERACIÓN DE LAS DIFERENTES ALTERNATIVAS

Ahora se pasará a evaluar las alternativas para cada uno de los criterios de valoración, esto se presenta desde la tabla 4.2 hasta la tabla 4.8 .

En la tabla 4.9 se indican las conclusiones, esto se realizo para obtener la máquina de mayor importancia para efectuar el diseño y construcción.

Tabla 4.2: Ponderación del peso específico del criterio “Seguridad”

SEGURIDAD	ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B	$\Sigma + 1$	PONDERACIÓN
ALTERNATIVA A	-	0.5	1,5	0,5
ALTERNATIVA B	0,5	-	1,5	0,5
SUMA			3	1

Fuente: Propia

Tabla 4.3: Ponderación del peso específico del criterio “Costo”

COSTO	ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B	$\Sigma + 1$	PONDERACIÓN
ALTERNATIVA A	-	0	1	0,33
ALTERNATIVA B	1	-	2	0.67
SUMA			3	1

Fuente: Propia

Tabla 4.4: Ponderación del peso específico del criterio “Capacidad”

CAPACIDAD	ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B	$\Sigma + 1$	PONDERACIÓN
ALTERNATIVA A	-	0	1	0,33
ALTERNATIVA B	1	-	2	0.67
SUMA			3	1

Fuente: Propia

Tabla 4.5: Ponderación del peso específico del criterio “Bajo Peso”

BAJO PESO	ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B	$\Sigma + 1$	PONDERACIÓN
ALTERNATIVA A	-	0	1	0,33
ALTERNATIVA B	1	-	2	0.67
SUMA			3	1

Fuente: Propia

Tabla 4.6: Ponderación del peso específico del criterio “Facilidad de Operación”

FACILIDAD DE OPERACIÓN	ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B	$\Sigma + 1$	PONDERACIÓN
ALTERNATIVA A	-	0.5	2	0,5
ALTERNATIVA B	0.5	-	2	0.5
SUMA			3	1

Fuente: Propia

Tabla 4.7: Ponderación del peso específico del criterio “Facilidad de Fabricación”

FACILIDAD DE FABRICACIÓN	ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B	$\Sigma + 1$	PONDERACIÓN
ALTERNATIVA A	-	0	1	0,33
ALTERNATIVA B	1	-	2	0.67
SUMA			3	1

Fuente: Propia

Tabla 4.8: Ponderación del peso específico del criterio “Mantenimiento”

MANTENIMIENTO	ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B	$\Sigma + 1$	PONDERACIÓN
ALTERNATIVA A	-	0	1	0,33
ALTERNATIVA B	1	-	2	0.67
SUMA			3	1

Fuente: Propia

Tabla 4.9: Conclusiones

CONCLUSIÓN	SEGURIDAD	COSTO	CAPACIDAD	BAJO PESO	FACILIDAD DE OPERACIÓN	FACILIDAD DE FABRICACIÓN	TOTAL	$\Sigma + 1$	PONDERACIÓN
PONDERACIÓN	0,25	0,2	0,18	0,16	0,09	0,07	0,05	1	-
ALTERNATIVA A	0,5	0,333	0,33	0,3	0,5	0,33	0,33	0,4	II
ALTERNATIVA B	0,5	0,667	0,67	0,7	0,5	0,67	0,67	0,6	I

Fuente: Propia

Por el método corregido de criterios ponderados, se obtiene que la mejor alternativa es la B por los resultados de la tabla 4.9, por lo tanto la Máquina Trilladora de Chochos con Cilindro de Dientes es la seleccionada; como se muestra en el Fig. (4.3) lo cuál indica el esquema básico de la máquina a ser diseñada y construida.

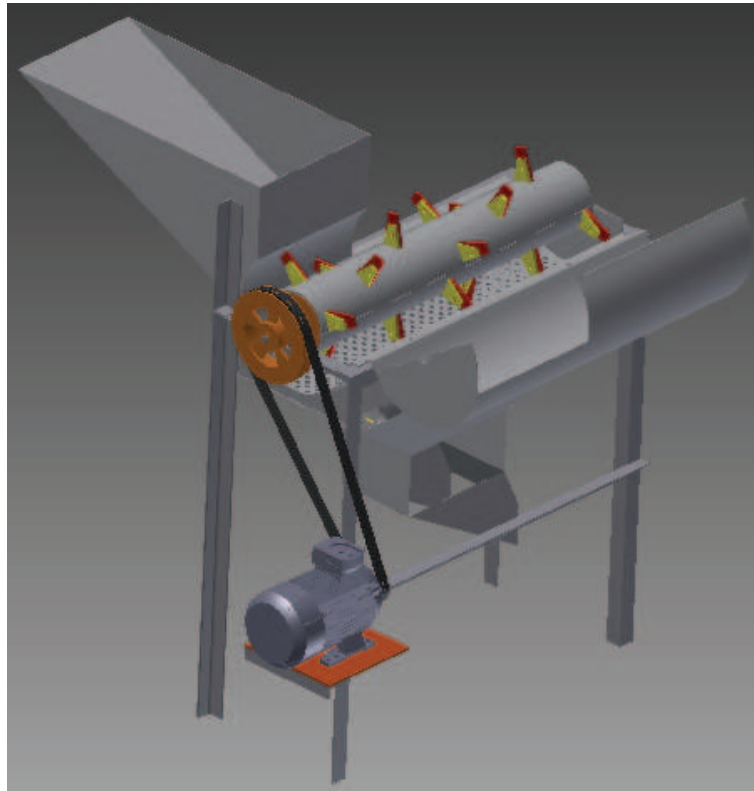


Figura 4.3: Esquema de la máquina a ser diseñada y construida

Fuente: Propia

4.3. DISEÑO DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA

Una vez realizados los respectivos análisis y evaluaciones de las diferentes alternativas, detalladas en la tabla 4.9 , se opta por la ALTERNATIVA B, la cual es la más eficiente para el proceso de trillado del chocho.

4.3.1. FACTORES BÁSICOS DEL DISEÑO DEL SISTEMA DE TRILLADO

4.3.1.1. Revoluciones de trillado de las vainas de chocho¹

Debido a no tener información necesaria sobre datos de potencia y revoluciones óptimas a las cuales son trillados los chochos. Se optó por tomar de dato experimental de cosechadoras automotrices de cereales las cuales sugieren trabajar en un rango de 400 a 500 [RPM], como se indica en la tabla 4.10.

Para empezar el diseño eficiente de la máquina se consideró un valor intermedio de 450 [RPM]. Esto se confirmará cuando la máquina esté en funcionamiento en las pruebas de campo.

Tabla 4.10: Rango de cosecha de diferentes cereales

CEREALES	Velocidad del sistema de trillado	Revoluciones de trillado [RPM]	Separación del cóncavo [mm]	Velocidad del ventilador
Garbanzos	Medio	400 – 600	10 – 30	Alto
Habas	Lento	400 – 600	15 – 35	Alto
Lenteja (Verde)	Lento	350 – 450	20 – 30	Alto
Lenteja (Roja)	Lento	350 – 450	10 – 20	Alto
Lupino (Chocho)	Lento	400 – 600	10 – 30	Alto
Guisante	Medio	400 – 600	10 – 30	Alto
Arveja	Lento	400 – 600	10 - 30	Medio

¹NEVADA, A., (2010), "Operator Manual for Almaco", Almaco

4.3.1.2. Características y tamaño del cilindro trillador

El sistema de trillado se realizará mediante un cilindro de dientes, este se utiliza para la cosecha de todo tipo de leguminosas y presenta las siguientes características según la tabla 4.11:

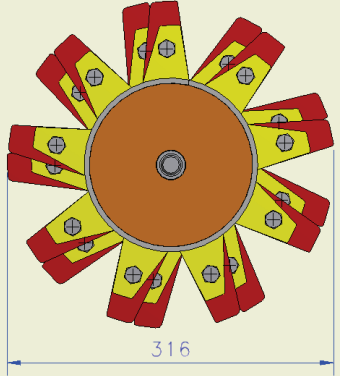
Tabla 4.11: Dimensiones del cilindro trillador según las velocidades de trabajo del sistema trillado

Revoluciones de trillado [RPM]	Velocidad periférica [m/s] para diámetros de cilindros trilladores		
	$\phi = 300$ [mm]	$\phi = 400$ [mm]	$\phi = 500$ [mm]
400	6.3	8.4	10.42
450	7.07	9.4	11.78
500	7.85	10.5	13.09
550	8.64	11.5	14.4
600	9.42	12.6	15.7
650	10.21	13.6	17.02
700	11	14.7	18.3
750	11.8	15.7	19.64
800	12.6	16.8	21
850	13.4	17.8	22.25
900	14.14	18.85	23.6

Fuente: Fram Machinery and Power, (2007), "Development a local threshing Machine suits for thershing black seed", 1ra. Edición, Nigella Sativa

De la tabla anterior 4.11, se toma de dato para 450 [RPM] y la dimensión del cilindro trillador se indica en el tabla 4.12.

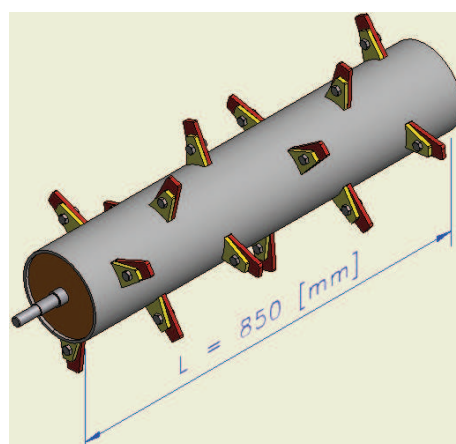
Tabla 4.12: Dimensiones tomadas para el tamaño del cilindro trillador

Rango de revoluciones [RPM]	Diámetro del cilindro trillador [mm]
450	

Fuente: Propia

4.3.1.3. Longitud del cilindro trillador

Por la poca información existente en el mercado de máquinas trilladoras enfocadas a la trilla de chocho y al no contar con datos sobre las dimensiones del cilindro trillador, se asume la longitud de 850 [mm], para el diseño de la máquina, según la Fig. (4.4):

**Figura 4.4:** Longitud del cilindro trillador

Fuente: Propia

4.3.1.4. Características y tamaño del cóncavo o tamiz

Para el diseño de este elemento se considera que su dimensionamiento se lo hace en función de la geometría de los granos del chocho y la separación que existe entre el cilindro trillador y el cóncavo.

En catálogos de máquinas trilladoras de cereales recomiendan que la separación entre las cuchillas trilladoras y el cóncavo, se indican en tabla (4.10), con esto se escoge una separación de 15 [mm] para no tener problemas de atascamiento entre las vainas cortadas y los granos de chochos durante el proceso de trillado. Con las consideraciones descritas, se tomó la decisión por una plancha rectangular de espesor de 4 [mm] en acero ASTM A36 y esta se muestra en la fig. (4.5).

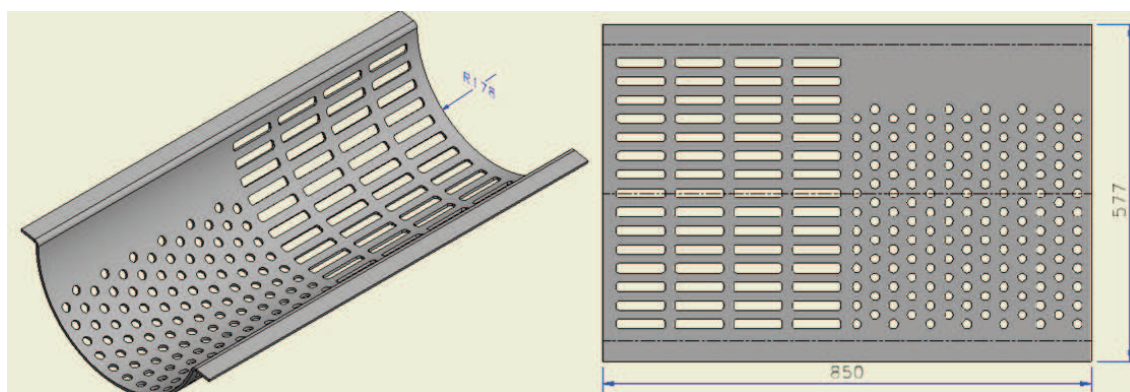


Figura 4.5: Esquema del cóncavo o tamiz

Fuente: Propia

4.3.2. DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DE CARGA LA TOLVA DE ALIMENTACIÓN

La tolva de alimentación debe cumplir con los requerimientos necesarios de carga, para esto se empleo acero galvanizado ASTM A653 (ver APÉNDICE D.1.1), ya que cumple con las características adecuadas para trabajar con alimentos. En la fig. (4.6) se indica la geometría de la tolva.

Para el dimensionamiento de la tolva de alimentación se considera que la mayor carga que soportara es de 60 [kg]. Se emplea la fig. (2.3) para obtener el valor

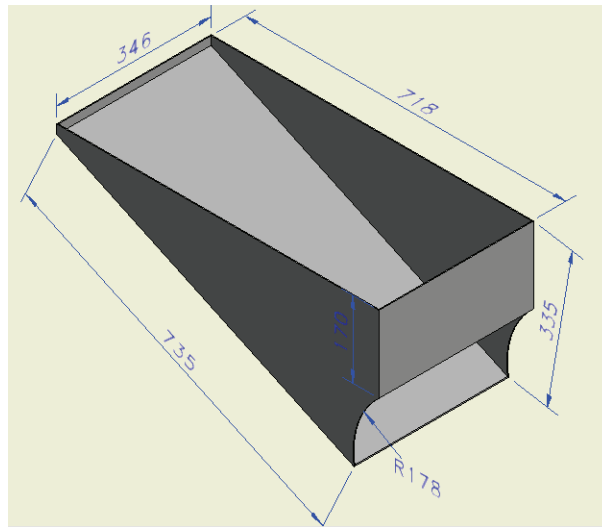


Figura 4.6: Geometría de la tolva de alimentación

Fuente: Propia

de φ y con la Ec. (2.4) se determina el espesor de la chapa metálica. Los datos son $a = 346$ [mm] y $b = 735$ [mm], que corresponden a las medidas de largo y ancho de la tolva de alimentación.

$$h = \varphi * a * \sqrt{\frac{p}{\sigma_{adm}}} = 0,78 * 0,346 * \sqrt{\frac{588}{275}}$$

$$h = 0,39$$
 [mm]

En el mercado existen laminas galvanizadas de espesor: 1, 2, 3 y 4 [mm]. Se toma el espesor de 1 [mm] el cual soportará la carga.

4.3.3. DISEÑO DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES DEL CILINDRO TRILLADOR

4.3.3.1. Diseño del soporte de la cuchilla trilladora

En la fig. (4.7) se indica la geométrica del soporte de la cuchilla trilladora y como se presenta la fuerza de corte sobre esta.

Para su análisis se considera que esta soldado en su parte inferior y se tiene el caso de una viga en voladizo empotrada en unos de sus extremos, ver fig. (4.8), generando un momento flector el cual se calcula con la Ec.(2.6):

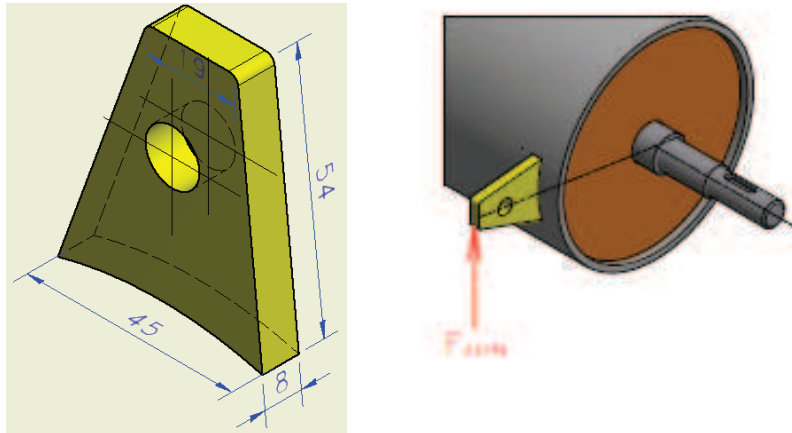


Figura 4.7: Esquema del soporte de la cuchilla trilladora

Fuente: Propia

$$M = \bar{F}_{corte} * x$$

Donde:

- $x = \text{altura del soporte} = 54 \text{ [mm]}$

$$M = (345) * (0,054)$$

$$M = 18,63 \text{ [N - m]}$$

Con el momento flector máximo de 18.63 [N-m], y se calcula el esfuerzo máximo producido durante el proceso de trillado, con la Ec. (2.10):

$$\sigma = \frac{M * c}{I} = \frac{18,63 * 0,027}{1,05 * 10^{-7}}$$

$$\sigma = 4,8 \text{ [MPa]}$$

Por tanto el factor de seguridad para el soporte de la cuchilla trilladora, se calcula con la Ec. (2.25):

Con los siguientes datos:

- $S_y = 250 \text{ [MPa]}$

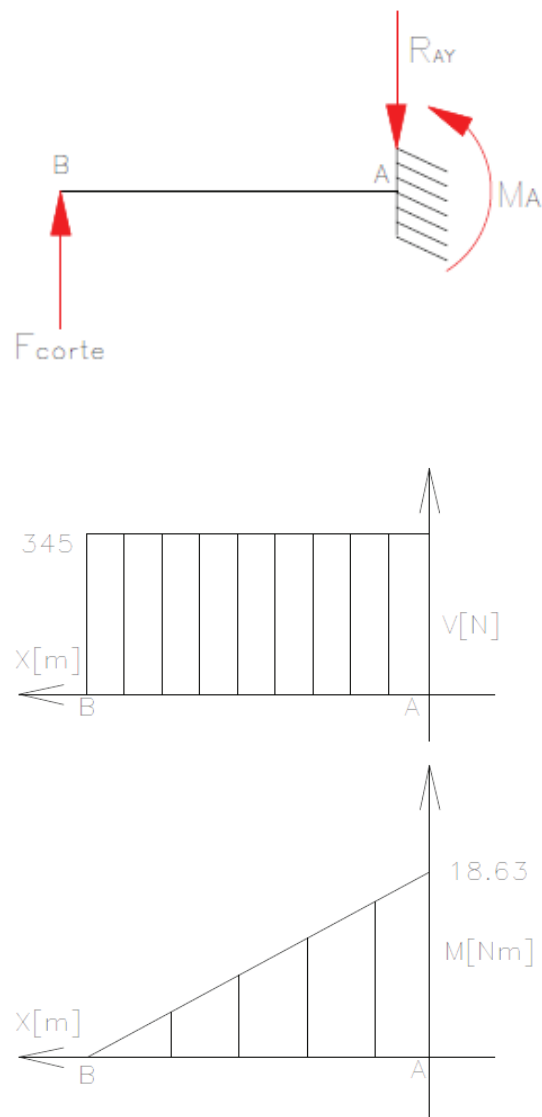


Figura 4.8: Diagrama de cuerpo libre del soporte de la cuchilla

Fuente: Propia

- $\sigma' = 4,8 \text{ [MPa]}$

$$n_e = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{250}{4,8}$$

$$n_e = 50$$

4.3.3.2. Diseño de la junta soldada del soporte de la cuchilla trilladora

Para el análisis de la soldadura de este elemento se considera que el soporte de la cuchilla trilladora durante su funcionamiento estará sometido a flexión, como indica la Fig. (4.9).

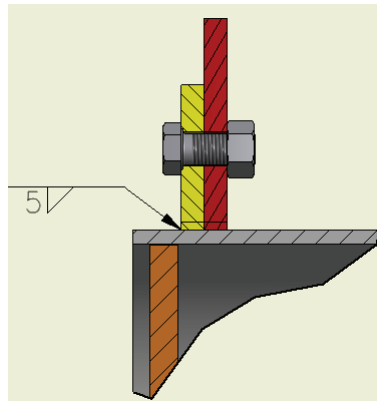


Figura 4.9: Lado soldado del soporte de la cuchilla trilladora

Fuente: Propia

Para determinar el esfuerzo máximo a flexión se utilizará la Ec. (2.10)

$$\sigma_x = \frac{M * c}{I}$$

$$\sigma_x = \frac{M}{I/c} = \frac{6 * M}{b * d^2} = \frac{6 * 18,63}{(0,008) * (0,045)^2}$$

$$\sigma_x = 6,9 [MPa]$$

La fuerza aplicada en el soporte de la cuchilla trilladora produce un esfuerzo cortante primario en la soldadura, se determina mediante la ecuación Ec. (2.11):

$$\tau' = \frac{F}{A}$$

El cálculo de A (*Área total de la garganta*), se define de la siguiente manera con la Ec. (2.12):

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

Con los datos siguientes:

- $h=0.005$ [m]
- $d=0.045$ [m]

Se tiene un esfuerzo primario de:

$$\tau' = \frac{345}{(1,414)(0,005)(0,045)}$$

$$\tau' = 1,084 \text{ [MPa]}$$

El momento flector M produce el esfuerzo cortante secundario en la garganta de la soldadura y se calculará con la ecuación Ec. (2.13):

$$\tau'' = \frac{M * r}{I}$$

Para la inercia que se genera debido a la soldadura en la sección, se utilizará la Ec. (2.14):

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

Del APÉNDICE C.2, se obtiene la fórmula del valor unitario, el mismo que es:

$$I_u = \frac{d^3}{2} = \frac{0,045^3}{2} = 4,556 * 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]}$$

El esfuerzo cortante secundario para $r = \frac{d}{2} = 0,0225$ [m], será:

$$\tau'' = \frac{(18,63) * (0,0225)}{(0,707) * (0,005) * (4,556 * 10^{-5})}$$

$$\tau'' = 2,6 \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo cortante máximo del soporte de la cuchilla trilladora cuando está a flexión, se determina con la Ec. (2.15):

$$\tau_{xy} = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2}$$

$$\tau_{xy} = \sqrt{(1,084)^2 + (2,6)^2}$$

$$\tau_{xy} = 2,82 \text{ [MPa]}$$

Factor de Seguridad por falla estática de la junta soldada del soporte de la cuchilla trilladora

Para el cálculo del factor de seguridad de un elemento por falla estática se utilizará, la teoría de falla de la energía de distorsión, con la Ec. (2.25):

$$n_e = \frac{S_y}{\sigma'}$$

Según la teoría de falla, de distorsión del esfuerzo de Von Mises, esta se calcula con la Ec. (2.22):

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3 * (\tau_{xy})^2}$$

Donde:

- $\sigma_x = 6,9 [MPa]$
- $\tau_{xy} = 2,82 [MPa]$

Por lo tanto el esfuerzo es: $\sigma' = 8,45 [MPa]$.

Una vez obtenido los datos necesarios, se calcula el valor del factor de seguridad para falla estática:

$$n_e = \frac{83,33}{8,45}$$

$$n_e = 9,86$$

Factor de Seguridad por falla dinámica de la junta soldada del soporte de la cuchilla trilladora

Se utilizará el Método de Goodman para calcular el factor de seguridad debido a fatiga con la Ec. (2.26):

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n}$$

Puesto que:

$$\sigma_m = \sqrt{3 * (\tau_{xy})^2} = \sqrt{3 * (2,82)^2} = 4,88 [MPa]$$

$$\sigma_a = \sigma_x = 6,9 [MPa]$$

Resistencia de tracción del ASTM A36:

$$S_{ut} = 400 [MPa]$$

Se procede a calcular el límite de resistencia a la fatiga del soporte de la cuchilla S_e' , con la Ec. (2.32)

$$S_e' = 0,5 * S_{ut}$$

$$S_e' = (0,5) * (400) = 200 [MPa]$$

$$S_e' = 200 [MPa]$$

Se determinan los factores del límite de resistencia a fatiga, del soporte de la cuchilla:

- $k_a = a * S_{ut}^b = 1,58 * (400)^{(-0,085)} = 0,95$ (Esmerilado)
- Para calcular el valor de factor de corrección k_b se lo hace:
 1. Debido a que el soporte de la cuchilla trilladora no es una viga rotatoria por su geometría, por tal razón se calcula el diámetro equivalente:

$$d_{eq} = 0,808\sqrt{h * b} = 0,808\sqrt{0,045 * 0,008} = 0,0153 [mm]$$

2. Por lo tanto k_b es:

$$k_b = 1,189 * d_{eq}^{-0,097} = 1,189 * (0,0153)^{-0,097} = 1,78$$

- $k_c = 0,868$ (Confiabilidad = 95 %)
- $k_d = 1$ (Trabaja a temperatura ambiente)
- $k_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{2,7} = 0,37$ (Tabla 2.1, Soldadura de filete paralela)
- $k_f = 1$ (Efectos varios)

Con los datos obtenidos se calcula el S_e , con la Ec.(2.27):

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e'$$

$$S_e = 0,95 * 1,78 * 0,868 * 0,37 * 200$$

$$S_e = 125,13 [MPa]$$

Donde el factor de seguridad es:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e}}$$

$$n_f = \frac{1}{\frac{4,88}{400} + \frac{6,99}{125,13}}$$

$$n_f = 14,68$$

4.3.3.3. Cálculo del peso de los elementos Qp en el cilindro trillador

Para determinar el peso de los elementos del cilindro trillador se determina el volumen: del soporte, la cuchilla trilladora, el cilindro portacuchillas y tapas laterales, como indican en el APÉNDICE B. Para calcular la masa de cada elemento, se utiliza la Ec. (2.27):

$$m = \delta * V$$

Con el dato la densidad del Acero: $\delta = 7850 [kg/m^3]$, se determina la masa de los componentes principales del cilindro trillador.

- Masa del soporte de la cuchilla trilladora m_{soprt} :

$$m_{soprt} = (7850) * (1,24 * 10^{-5}) = 0,1 [kg]$$

- Masa de la cuchilla trilladora m_{cucht} :

$$m_{cucht} = (7850) * (2,024 * 10^{-5}) = 0,16 [kg]$$

- Masa del cilindro hueco $m_{cldprtch}$:

$$m_{cldprtch} = (7850) * (2,18 * 10^{-3}) = 20,36 [kg]$$

- Masa de la tapa m_{tapa} :

$$m_{tapa} = (7850) * (1,89 * 10^{-4}) = 1,48 [kg]$$

Con la masa calculada de todos los elementos se calcula el peso (Q_p), que se ejerce sobre el cilindro trillador, con la Ec.(2.8):

Con los datos siguientes:

- $N = 36$ (Número de soportes y cuchillas trilladoras)
- $N_{tapa} = 2$ (Número de tapas)
- $g = 9,8 [m/s^2]$ (Gravedad)
- $L = 850 [mm]$ (Longitud del cilindro trillador)

$$Q_p = \frac{[N * g * (m_{soprt} + m_{cucht})] + (m_{cldprtch} * g) + (N_{tapa} * g * m_{tapa})}{L}$$

$$Q_p = \frac{[36 * 9,8 * (0,1 + 0,16)] + (20,36 * 9,8) + (2 * 9,8 * 1,49)}{0,85}$$

$$Q_p = 377 [N/m]$$

4.3.3.4. Cálculo de la fuerza de trillado Q_c en el cilindro trillador

Debido a que, los soportes y las cuchillas trilladoras entren en funcionamiento durante el proceso de trillado, se asume que trabajaran 3 soporte conjuntamente con su cuchilla trilladora.

Por tanto la fuerza de corte de las vainas de chocho durante el trillado se presenta como carga distribuida (Q_c) a todo lo largo del cilindro trillador en ese instante y se calculará con la Ec. (2.9):

Con los datos siguientes:

- $N = 6$ (Número de soportes y cuchillas trilladoras)
- $F_c = 345 [N]$ (Fuerza de Corte)
- $L = 850 [mm]$ (Longitud del cilindro trillador)

$$Q_c = \frac{N * F_c}{L}$$

$$Q_c = \frac{6 * 345}{0,85} = 2435,29 [N/m]$$

$$Q_c = 2435,29 [N/m]$$

4.3.3.5. Diagrama de cuerpo libre del cilindro trillador

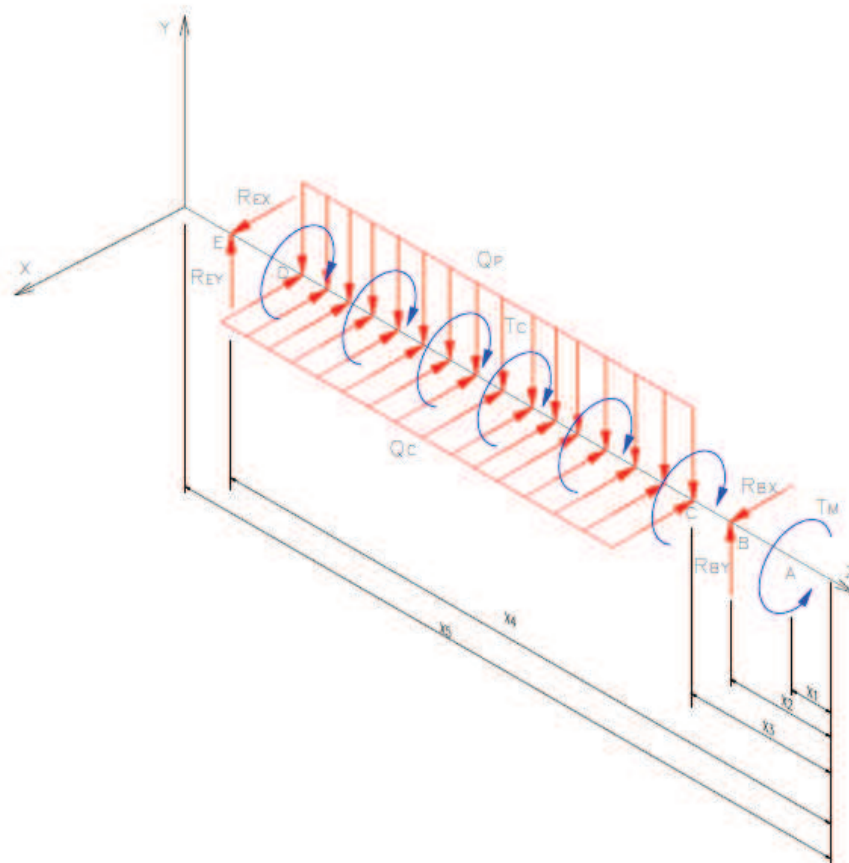


Figura 4.10: Diagrama de cuerpo libre del cilindro porta-cuchilla

Fuente: Propia

En la Fig. (4.10), se muestra las fuerzas a las que está sometido el cilindro trillador las cuales son: el peso de todos los elementos (Q_p), la fuerza de trilla (Q_c), la fuerza de la polea y el momento torsor necesario para mover todo el sistema de la máquina.

De la Fig. (4.10), del diagrama de cuerpo libre del cilindro porta-cuchilla, se calcula las fuerzas y momentos que se presentan con respecto a los planos yz y xz :

- Se procede a colocar las fuerzas y se realiza el diagrama de cuerpo libre en el plano xz , como se indica en la Fig. (4.11):

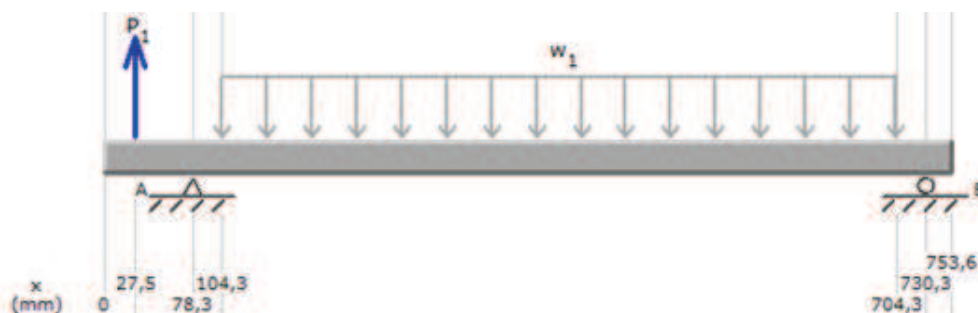


Figura 4.11: Diagrama de fuerzas en el plano xz

Fuente: Propia

- a) El diagrama de cortante en el plano xz , se indica en la Fig. (4.12):

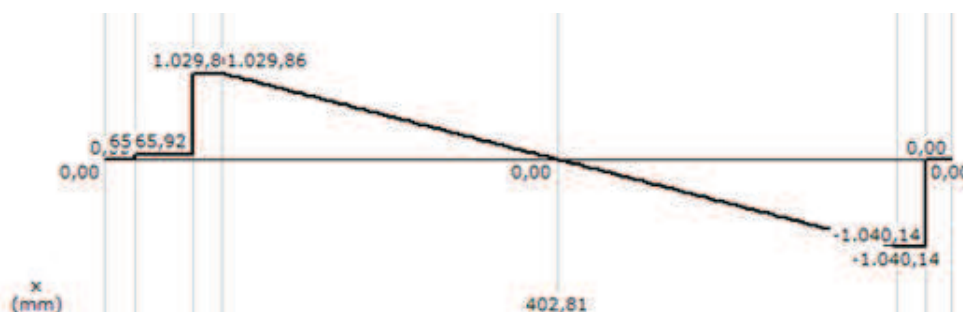


Figura 4.12: Diagrama de cortante en el plano xz

Fuente: Propia

- b) El diagrama de momento flector en el plano xz , se indica en la Fig. (4.13):

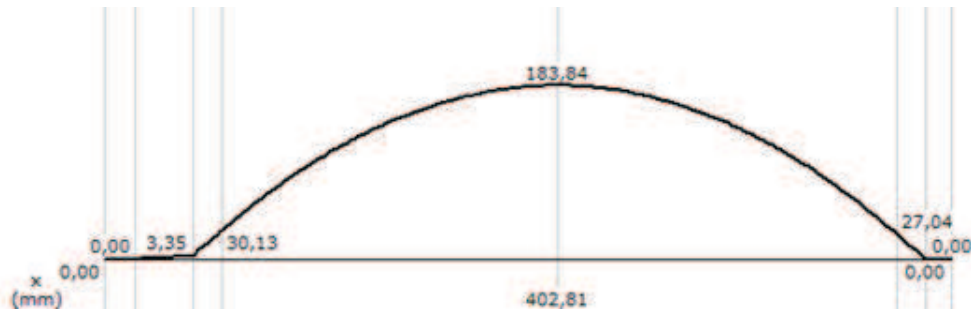


Figura 4.13: Diagrama de momentos flectores en el plano xz

Fuente: Propia

- Se colocan las fuerzas en el plano yz y se realiza el diagrama de cuerpo libre como se indica en la Fig. (4.14):

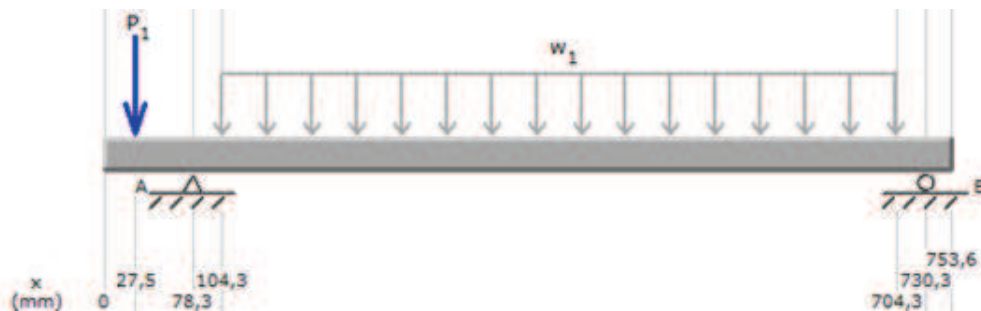


Figura 4.14: Diagrama de fuerzas en el plano yz

Fuente: Propia

- c) El diagrama de cortante en el plano yz , se indica en la Fig. (4.15):

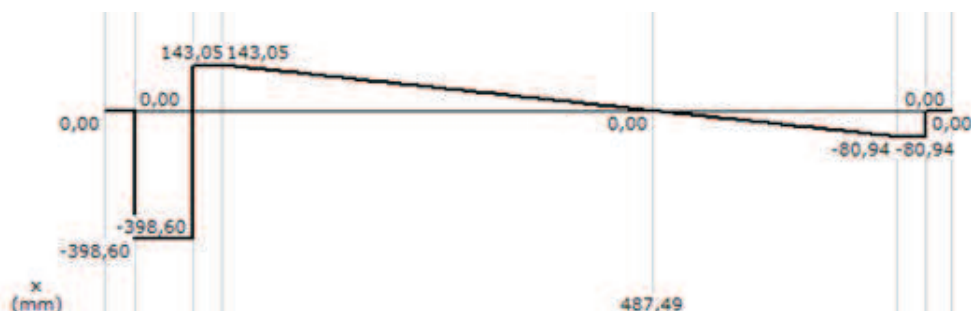


Figura 4.15: Diagrama de cortante en el plano yz

Fuente: Propia

- d) El diagrama de momento flector en el plano yz , se indica en la Fig. (4.16):

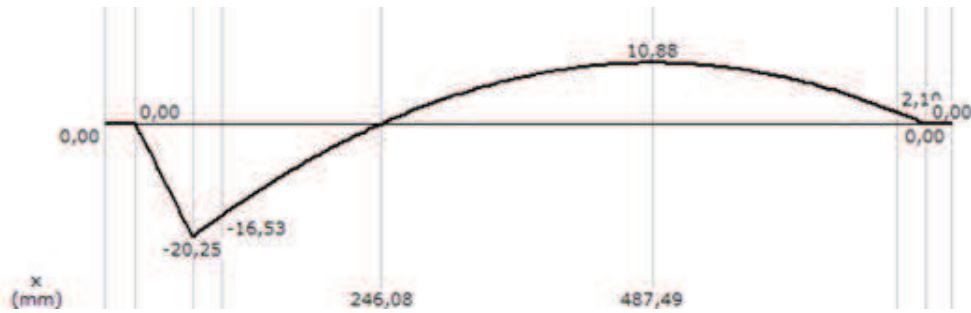


Figura 4.16: Diagrama de momentos flectores en el plano yz

Fuente: Propia

4.3.3.6. Diseño del cilindro hueco

Para un tubo de $d_{ext} = 168$ [mm] y $d_{int} = 158$ [mm]; se localiza la sección crítica del cilindro porta-cuchillas, se tiene que el esfuerzo máximo de flexión será calculado con la Ec. (2.18) respectivamente:

$$\sigma_x = \frac{M * c}{I}$$

$$c = \frac{d}{2} = \frac{168}{2} = 84$$
 [mm] \cong 0,084 [m]

El momento flector máximo de diseño obtenidos en los planos yz y xz según las Fig. (4.13) y Fig. (4.16) son:

- $M_{xz} = 183,84$ [N - m]
- $M_{yz} = 10,88$ [N - m]

Para el cálculo del momento flector máximo que se generan sobre el cilindro porta-cuchillas, es:

$$M = \sqrt{M_{xz}^2 + M_{yz}^2}$$

$$M = \sqrt{(183,84)^2 + (10,88)^2}$$

$$M = 184,16$$
 [N - m]

Para el cálculo de la inercia del cilindro porta-cuchillas de la sección transversal, se calcula a partir de las fórmulas del APÉNDICE C.9:

$$I = \frac{\pi}{64} * (d_{ext}^4 - d_{int}^4)$$

$$I = \frac{\pi}{64} * (168^4 - 158^4)$$

$$I = 8,51 * 10^6 [mm] \cong 8,51 * 10^{-6} [m]$$

El esfuerzo máximo de flexión se calcula con los datos obtenidos, con la Ec. (2.18):

$$\sigma_x = \frac{M * c}{I} = \frac{184,16 * 0,084}{8,51 * 10^{-6}} = 1,82 [MPa]$$

El esfuerzo cortante máximo se calcula a partir del torque generado en los extremos del cilindro porta-cuchillas según la Ec. (2.20):

$$\tau_{xy} = \frac{M * r}{J}$$

$$r = \frac{d_{ext}}{2} = \frac{168}{2} = 84 [mm] \cong 0,084 [m]$$

Para el cálculo del momento polar de inercia del cilindro porta-cuchillas de la sección transversal, se utiliza las fórmulas de APÉNDICE C.9:

$$J = \frac{\pi}{32} * (d_{ext}^4 - d_{int}^4)$$

$$J = \frac{\pi}{32} * (168^4 - 158^4)$$

$$J = 17,02 * 10^6 [mm] \cong 1,7 * 10^{-5} [m]$$

El esfuerzo máximo de flexión se calcula con los datos obtenidos, con la Ec. (2.20):

$$\tau_{xy} = \frac{M * r}{J} = \frac{25,875 * 0,084}{1,7 * 10^{-5}} = 0,127 [MPa]$$

Determinados los esfuerzos σ_x y τ_{xy} , se calcula el factor de seguridad, para que no se produzca la falla del cilindro porta – cuchillas:

Donde:

$$\sigma_m = \sqrt{3 * (\tau_{xy})^2} = \sqrt{3 * (0,127)^2} = 0,22 [MPa]$$

$$\sigma_a = \sigma_x = 1,82 [MPa]$$

Resistencia de fluencia y tracción del ASTM A569:

$$S_y = 203 [MPa]$$

$$S_{ut} = 345 [MPa]$$

Se calcula el limite de resistencia a la fatiga del cilindro porta - cuchillas S_e' , con la Ec. (2.32)

$$S_e' = 0,5 * S_{ut}$$

$$S_e' = (0,5) * (345) = 172,5 [MPa]$$

$$S_e' = 172,5 [MPa]$$

Se determinan los factores de límite de resistencia a fatiga, del cilindro porta - cuchillas:

- $k_a = a * S_{ut}^b = 1,58 * (345)^{(-0,085)} = 0,96$ (Esmerilado)
- $k_b = 1,189 * d^{-0,097} = 1,189 * (168)^{-0,097} = 0,72$
- $k_c = 0,868$ (Confiabilidad = 95 %)
- $k_d = 1$ (Trabaja a temperatura ambiente)
- $k_e = \frac{1}{K_{f_s}} = \frac{1}{2,7} = 0,37$ (Tabla 2.1, Soldadura de filete paralelo, en los extremos)
- $k_f = 1$ (Efectos varios)

Con los factores obtenidos se calcula el S_e , con la Ec.(2.32):

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e'$$

$$S_e = 0,96 * 0,72 * 0,868 * 0,37 * 172,5 = 38,3 [MPa]$$

Por tanto el factor de seguridad, se determina con la Ec. (2.26):

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e}} = \frac{1}{\frac{0,22}{345} + \frac{1,82}{38,8}}$$

$$n_f = 21$$

4.3.3.7. Diseño del eje de transmisión de movimiento del cilindro trillador

Para el diseño de este elemento se calcula el esfuerzo máximo de flexión a partir de un diámetro $d = 19$ [mm], con la Ec. (2.18):

$$\sigma_x = \frac{M}{I/c} = \frac{32 * M}{\pi * d^3} = \frac{32 * 20,25}{\pi * 0,019^3}$$

$$\sigma_x = 30,07 \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo cortante máximo se calcula a partir del torque que genera la polea al momento de transmitir el movimiento a todo el sistema, con la Ec. (2.20):

$$\tau_{xy} = \frac{T * r}{J} = \frac{16 * T}{\pi * d^3} = \frac{16 * 31,83}{\pi * 0,019^3}$$

$$\tau_{xy} = 23,63 \text{ [MPa]}$$

Factor de Seguridad por falla estática del eje de transmisión de movimiento del cilindro trillador

Para el cálculo del factor de seguridad del eje de transmisión de movimiento del cilindro trillador, se aplica la teoría de falla de energía de distorsión del esfuerzo de Von Mises, con la Ec. (2.22):

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3 * (\tau_{xy})^2}$$

Donde:

- $\sigma_x = 30,07 \text{ [MPa]}$
- $\tau_{xy} = 23,63 \text{ [MPa]}$

Por lo tanto el esfuerzo es: $\sigma' = 50,79 [MPa]$.

Resistencia fluencia y tracción del SAE 1018:

- $S_y = 370 [MPa]$
- $S_{ut} = 440 [MPa]$

Una vez obtenido los datos necesarios, se calcula el valor del factor de seguridad para falla estática, con la Ec. (2.25):

$$n_e = \frac{370}{50,79}$$

$$n_e = 7,83$$

Factor de Seguridad por falla dinámica del eje de transmisión de movimiento del cilindro trillador

Se calcula el factor de seguridad debido a fatiga, con el Método de Goodman, con la Ec. (2.26):

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n}$$

Puesto que:

$$\sigma_m = \sqrt{3 * (\tau_{xy})^2} = \sqrt{3 * (23,63)^2} = 40,93 [MPa]$$

$$\sigma_a = \sigma_x = 30,07 [MPa]$$

Para determinar el límite de resistencia a la fatiga del eje de transmisión de movimiento del cilindro trillador S_e' , se calcula con la Ec. (2.32)

$$S_e' = 0,5 * S_{ut}$$

$$S_e' = (0,5) * (440) = 220 [MPa]$$

$$S_e' = 200 [MPa]$$

Se calculan los factores del límite de resistencia a fatiga, del eje de transmisión de movimiento del cilindro trillador:

- $k_a = a * S_{ut}^b = 4,51 * (440)^{(-0,265)} = 0,9$ (Maquinado)
- $k_b = 1,189 * d^{-0,097} = 1,189 * (19)^{-0,097} = 0,9$
- $k_c = 0,868$ (Confiabilidad = 95 %)
- $k_d = 1$ (Trabaja a temperatura ambiente)
- $k_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1 + q * (K_t - 1)}$

$$1. K_t \Rightarrow \left[\begin{array}{l} \frac{D}{d} = \frac{22}{19} = 1,2 \\ \frac{r}{d} = \frac{2}{19} = 0,105 \end{array} \right] \Rightarrow K_t = 1,58$$

$$2. q = 0,65 \text{ (Ver Fig. 2,8)} \left\{ \begin{array}{l} r = 2 \text{ [mm]} \\ S_{ut} = 400 \text{ [MPa]} \end{array} \right\}$$

$$K_f = 1 + (0,65) * (1,58 - 1) = 1,377$$

$$k_e = \frac{1}{1,377} = 0,73$$

Con los factores del límite de resistencia a fatiga determinados, se calcula el S_e , con la Ec.(2.27):

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e'$$

$$S_e = 0,89 * 0,9 * 0,868 * 0,73 * 220$$

$$S_e = 111,66 \text{ [MPa]}$$

Por lo tanto el factor de seguridad para el eje que transmite el movimiento al cilindro trillador, con la Ec. (2.26):

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e}} = \frac{1}{\frac{40,93}{440} + \frac{30,73}{111,66}}$$

$$n_f = 2,8$$

4.3.3.8. Diseño de la soldadura de las tapas en el cilindro trillador

El análisis de soldadura del eje que transmite el movimiento al cilindro trillador, posee dos tapas donde en el diagrama de momentos la sección crítica, se encuentra en la tapa frontal, como se muestra en la Fig. (4.17) :

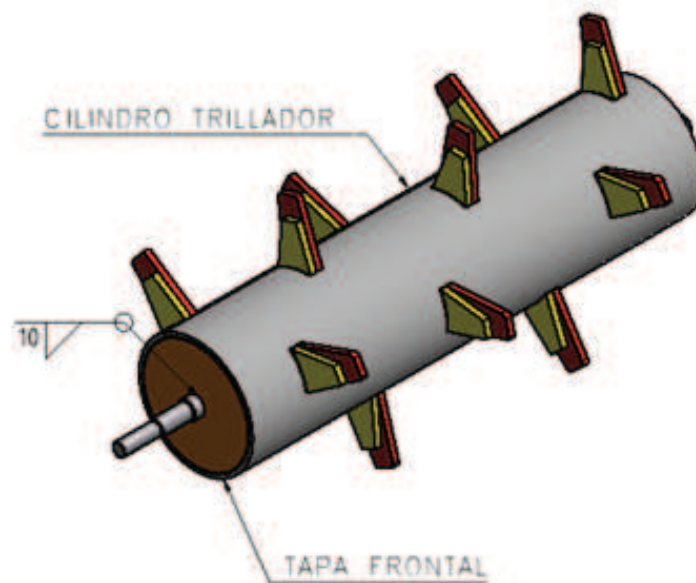


Figura 4.17: Detalle de la soldadura en la tapa

Fuente: Propia

Los momentos máximos de diseño presentes en la tapa con respecto a los planos yz y xz son:

- $M_{xz} = 30,13 [N - m]$
- $M_{yz} = 16,53 [N - m]$

Para el valor del momento flector máximo que se genera en el eje que transmite el movimiento al cilindro trillador es:

$$M = \sqrt{M_{xz}^2 + M_{yz}^2} = \sqrt{(30,13)^2 + (16,53)^2}$$

$$M = 34,37 [N - m]$$

Factor de Seguridad por falla estática de la junta soldada de las tapas en el cilindro trillador

Para determinar el esfuerzo máximo a flexión se utilizará la Ec. (2.18)

$$\sigma_x = \frac{M * c}{I}$$

Para la inercia que se genera en la sección, se utiliza la Ec. (2.14):

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

Del APÉNDICE C.2, se obtiene la fórmula para determinar el momento de inercia unitario:

$$I_u = \pi * r^3 = \pi * (0,0127)^3 = 6,440 * 10^{-6} [m^3]$$

Con los datos siguientes para:

- $r = 0.0127$ [m]
- $h = 0.01$ [m]

$$\sigma_x = \frac{M * c}{I} = \frac{34,37 * 0,0127}{0,707 * 0,010 * (6,440 * 10^{-6})}$$

$$\sigma_x = 9,59 [MPa]$$

El esfuerzo cortante máximo se calcula a partir del torque generado en el extremo de la tapa con la Ec. (2.16):

$$\tau_{xy} = \frac{M * r}{J}$$

Para el cálculo del momento polar de inercia que se genera en la sección, se utiliza la Ec. (2.17):

$$J = 0,707 * h * J_u$$

Del APÉNDICE C.1, se obtiene la fórmula del valor momento polar de inercia unitario, el mismo que es:

$$J_u = 2 * \pi * r^3 = 2 * \pi * (0,0127)^3 = 1,29 * 10^{-5} [m^3]$$

Con los datos siguientes para:

- $r = 0.0127 [m]$
- $h = 0.01 [m]$

$$\tau_{xy} = \frac{25,875 * 0,0127}{0,707 * 0,010 * (1,29 * 10^{-5})}$$

$$\tau_{xy} = 3,60 [MPa]$$

Para el cálculo del factor de seguridad de la soldadura en la tapa se aplica la teoría de falla de energía de distorsión del esfuerzo de Von Mises, se calcula con la Ec. (2.22).

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3 * (\tau_{xy})^2}$$

Donde:

- $\sigma_x = 9,59 [MPa]$
- $\tau_{xy} = 3,6 [MPa]$

Por lo tanto el esfuerzo es: $\sigma' = 11,44 [MPa]$.

Para el cálculo del factor de seguridad de un elemento por falla estática se utilizará, la teoría de falla de la energía de distorsión, con la Ec. (Ec. (2.26)) y el acero SAE 1018:

$$n_e = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{370}{11,44}$$

$$n_e = 32,35$$

Factor de Seguridad por falla dinámica de la junta soldada de las tapas en el cilindro trillador

Se utilizará el Método de Goodman para calcular el factor de seguridad debido a fatiga con la Ec. (2.26):

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n}$$

Puesto que:

$$\sigma_m = \sqrt{3 * (\tau_{xy})^2} = \sqrt{3 * (3,6)^2} = 6,23 [MPa]$$

$$\sigma_a = \sigma_x = 9,59 [MPa]$$

Se procede a calcular el limite de resistencia a la fatiga de la soldadura en las tapas S_e' , con la Ec. (2.32)

$$S_e' = 0,5 * S_{ut}$$

$$S_e' = (0,5) * (440) = 220 [MPa]$$

$$S_e' = 220 [MPa]$$

Se determinan los factores del límite de resistencia a fatiga, de la soldadura de las tapas:

- $k_a = a * S_{ut}^b = 1,58 * (400)^{(-0,085)} = 0,95$ (Esmerilado)
- $k_b = 1,189 * d^{-0,097} = 1,189 * (19)^{-0,097} = 0,9$ (No hay efecto de cambio de sección)
- $k_c = 0,868$ (Confiabilidad = 95 %)
- $k_d = 1$ (Trabaja a temperatura ambiente)
- $k_e = \frac{1}{K_{fs}} = \frac{1}{2,7} = 0,37$ (Tabla 2.1, Soldadura que se presenta a sus extremos)
- $k_f = 1$ (Efectos varios)

Con los datos obtenidos se calcula el S_e , con la Ec.(2.27):

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e'$$

$$S_e = 0,95 * 0,9 * 0,868 * 0,37 * 220$$

$$S_e = 60,41 \text{ [MPa]}$$

Por lo tanto el factor de seguridad en la soldadura de las tapas, se calcula con la Ec. (2.26):

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e}} = \frac{1}{\frac{6,23}{440} + \frac{9,59}{60,41}}$$

$$n_f = 5,78$$

4.3.4. DISEÑO DE LA UNIÓN DEL SOPORTE Y CUCHILLA TRILLADORA CON PERNOS

Para el análisis de la unión a cortante es importante la ubicación del centro del movimiento relativo de los elementos. En la Fig. (4.18) hay la cuchilla trilladora sujeta por un perno al soporte y este al cilindro.

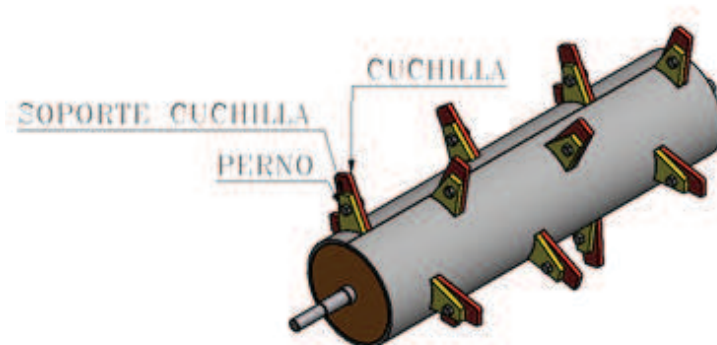


Figura 4.18: Cilindro trillador con cuchilla trilladora y pernos

Fuente: Propia

Se procede a calcular las fuerzas en los pernos para determinar cuál es el perno más crítico a diseñar como indica la Fig. (4.19):

El centroide O , del grupo de pernos se determina por simetría. Ahora se traza el diagrama de cuerpo libre de las cuchillas, reemplazando la fuerza de corte por la misma fuerza F que pasará por O y el torque T respecto a O , se calcula:

$$F = 345 \text{ [N]}$$

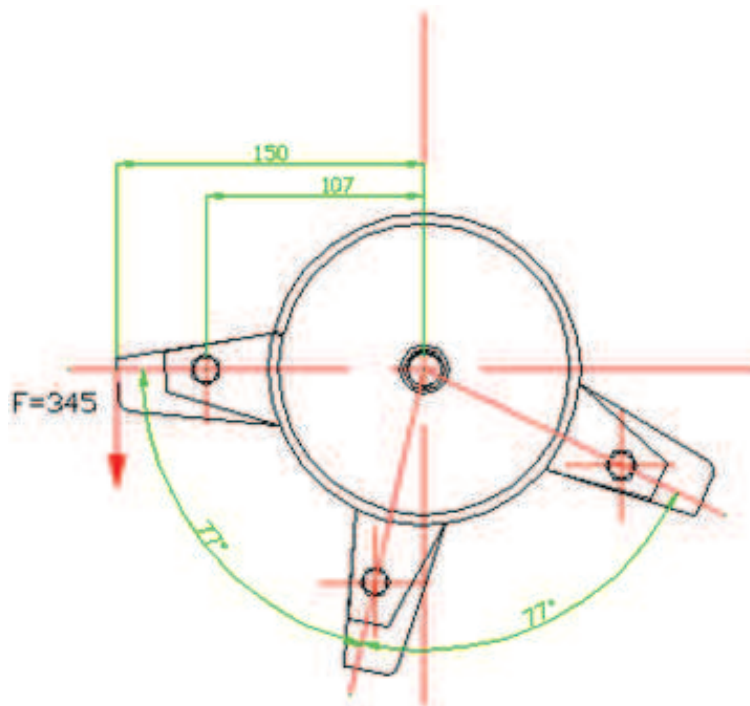


Figura 4.19: Dimensiones desde el centro del cilindro a la fuerza de corte

Fuente: Propia

$$T = F * (r)$$

$$T = 345(0,15) = 51,75 [N - m]$$

En la Fig. (4.20), el grupo de pernos se muestran las reacciones. La distancia desde el centroide hasta el centro de cada perno es $r = 107 [mm]$.

La carga cortante primaria por perno corresponde a:

$$F_{A1} = F = 345 [N]$$

Como las fuerzas cortantes secundarias son iguales, la fuerza F_{A2} , se determina con la Ec. (2.35):

$$F_{A2} = \frac{T}{r}$$

$$F_{A2} = \frac{51,75}{0,107}$$

$$F_{A2} = 483,64[N]$$

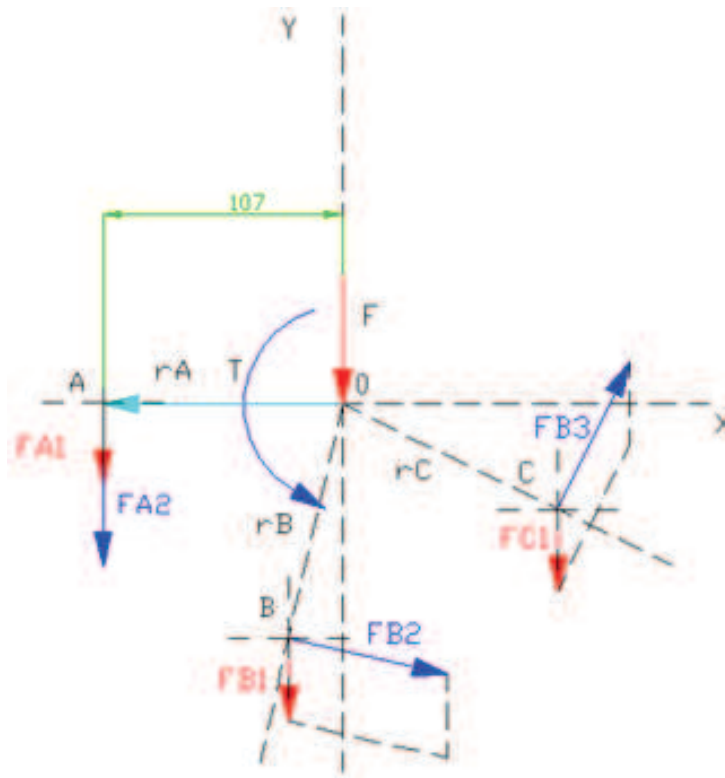


Figura 4.20: Diagrama de cuerpo libre del grupo de perno y el centroide

Fuente: Propia

Con base en el diagrama de vectores del perno de la Fig. (4.20), el perno A es el más fuertemente cargado y su fuerza resultante es:

$$F_A = F_{A1} + F_{A2}$$

$$F_A = 345 + 483,64 = 828,64 \text{ [N]}$$

La longitud del perno será de 16 [mm], más la altura de la tuerca, más cerca de 2 [mm] al agregar dos roscas más allá de la rosca.

El agarre es $l = 16 \text{ [mm]}$. A partir de la APÉNDICE C.3 y C.4, el espesor de la tuerca es 6.8 [mm]. Si se agregan dos roscas más allá de la tuerca de 2 [mm] se obtiene una longitud del perno de $L = 16 + 6,8 + 2 = 24,8 \text{ [mm]}$.

La longitud de la rosca es $L_T = 2(8) + 6 = 21 \text{ [mm]}$. Por ello la longitud de la parte no roscada es $l_d = 25 - 21 = 4 \text{ [mm]}$, la cual es menor que los 8 [mm] de espesor del soporte del diente. Debido a que el perno tenderá a cortarse a lo largo de su diámetro menor, el área de esfuerzo cortante es $A_s = 70,32 \text{ [mm}^2\text{]}$, de modo que

el esfuerzo cortante se determina con la Ec. (2.38):

$$\tau = \frac{F_A}{A_s} = \frac{828,64}{70,32 * 10^{-6}}$$

$$\tau = 11,78 [MPa]$$

Se elige un perno de acero tipo 7/16 x 20UNF x 1in, cuyas características se toman de los APÉNDICE C.3 y C.4:

- Grado métrico = 8
- d : Diámetro mayor = 7/16 [in]
- p : Paso = UNF = 20 [mm]
- A_s : Área de diámetro menor = 70.32 [mm²]
- S_y : Resistencia a la fluencia mínima = 120 [Kpsi] \cong 827.37 [MPa]

El factor de seguridad obtenido cuando un perno está sometido a corte se calcula con la Ec. (2.47):

$$N_S = \frac{0,577 * S_p}{\tau}$$

$$N_S = \frac{0,577 * 827,37}{11,78}$$

$$N_S = 40$$

Por lo tanto el perno está diseñado para soportar la fuerza de corte el perno, el valor alto de factor de seguridad se justifica porque en el mercado nacional solo se pueden encontrar para pernos en pulgadas de grado 8

4.3.5. SELECCIÓN DE RODAMIENTO Y CHUMACERA

Según el catálogo de la FAG para determinar el tamaño del rodamiento primero se debe calcular la capacidad de carga. Para esto la carga radial que soportará el rodamiento será igual $F_r = 1040,14 [N]$; mientras que la carga axial será $F_a = 0 [N]$.

Se determina la carga dinámica que soporta el rodamiento con la Ec. (2.72):

$$C = \frac{f_L}{f_n * f_H} * P \text{ [kg]}$$

Del APÉNDICE D.2 y D.3, se obtiene el factor de esfuerzos dinámicos $f_L = 3,75$ y para las 450 [RPM] de trillado, se calcula el factor de velocidad f_n como indica la tabla 4.13:

Tabla 4.13: Factores de velocidad

n	fn
440	423
450	
460	417

Fuente: Catalogo W41 520/3, (SB2000), "Rodamientos FAG", Pág.: 25-35

Donde se tiene que $f_{n@450}$:

$$f_{n@450} = \frac{0,423 + 0,417}{2}$$

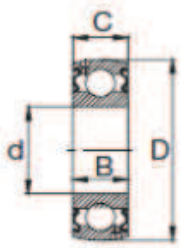
$$f_{n@450} = 0,42$$

Como la temperatura de servicio es menor a 150 C del APÉNDICE D.6, el factor de dureza $f_H = 1$ y la carga dinámica equivalente $P = F_r = 1040,14 \text{ [N]}$.

$$C = \frac{3,75}{0,42 * 1} * 1,04 = 0,93 \text{ [kN]}$$

Por lo tanto la capacidad de carga dinámica para el rodamiento, escogido es de $C=14 \text{ [kN]}$.

- En la tabla 4.15, se describen las características del rodamiento seleccionado que se ubicará en los extremos del eje que transmite movimiento al cilindro trillador.
- Con el rodamiento designado se procede a elegir la chumacera correspondiente según APÉNDICE D.5 y sus especificaciones se encuentran en la tabla 4.15.

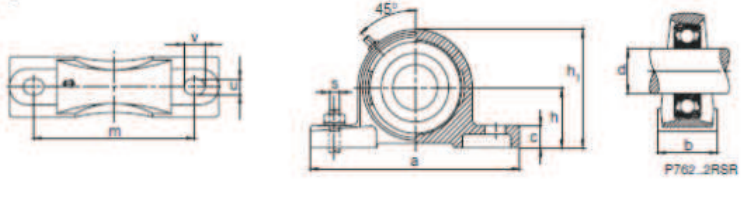
Tabla 4.14: Características del rodamiento seleccionado


762..2RSR

RODAMIENTO: 16205.014	
Dimensiones	
d [mm]	22,225
D [mm]	52
C [mm]	15
B [mm]	21.5
C [kN]	14
Co [kN]	7.8
Peso [kg]	237

Fuente: Catalogo W41 520/3, (SB2000), "Rodamientos FAG", Pág.: 25-35

Tabla 4.15: Características de la chumacera seleccionada

	
Denominación de la unidad de soporte	P16205.014
Soporte	P20.5
DIMENSIONES	
d [mm]	22225
a [mm]	140
b [mm]	38
c [mm]	15
h [mm]	36.5
h1 [mm]	71
m [mm]	105
u [mm]	11.5
v [mm]	16
Peso [kg]	937
Perno recomendados para su instalación	M10

Fuente: Catalogo W41 520/3, (SB2000), "Rodamientos FAG", Pág.: 25-35

4.3.6. DISEÑO DE LA CHAVETA

La chaveta se ensamblará en los cuñeros para transmitir el torque entre la polea y el eje. Se utilizará cuñas cuadradas paralelas con cuñeros fresados en los extremos. El material que se empleará es acero SAE 1010, su $S_{(y)} = 44 [Kpsi] \cong 303,34 [MPa]$. La dimensión de la cuña se selecciona en base al diámetro del eje en medidas métricas:

- $W = 6 [mm]$
- $H = 6 [mm]$
- $L = 20 [mm]$

El esfuerzo cortante máximo sobre la cuña se obtiene a partir de la Ec. (2.74):

$$\tau = \frac{2 * T}{D * W * L} = \frac{2 * 31,83}{0,019 * 0,006 * 0,020}$$

$$\tau = 27,92 [MPa]$$

La resistencia al corte de la cuña se determina utilizando la Ec. (2.75):

$$S_{ys} = 0,577 * (S_y) = 0,577 * 303,37 = 175,03 [MPa]$$

Los resultados anteriores sirven para obtener el factor de seguridad por cortante de la cuña, con la Ec. (2.76):

$$n_s = \frac{S_{ys}}{\tau} = \frac{175,03}{27,92}$$

$$n_s = 6,26$$

Para las mismas dimensiones se calcula el esfuerzo de presión por contacto sobre la cuña, por lo tanto, se considera la Ec. (2.77):

$$\sigma_{apl} = \frac{4 * 31,83}{0,019 * 0,006 * 0,020}$$

$$\sigma_{apl} = 55,94 [MPa]$$

Se calcula el factor de seguridad para la falla de presión por contacto a partir de la Ec. (2.78):

$$n_{apl} = \frac{S_y}{\sigma_{apl}} = \frac{303,37}{55,94}$$

$$n_{apl} = 5,42$$

- Por lo tanto la chaveta diseñada a corte y aplastamiento presenta un factor de seguridad mayor a 2

4.3.6.1. Dimensionamiento del sistema reductor de velocidad

Para dimensionar el sistema reductor de velocidades se emplearan poleas y bandas, con una relación de transmisión de 2:1. Como se usará un variador de velocidades el cual permitirá regular las revoluciones, desde las más bajas hasta llegar a un máximo de 600 [RPM] de trillado, ya que se realizo pruebas de campo y se comprobó que las revoluciones seleccionadas anteriormente de 450 [RPM] cumple con el proceso de trillado.

- $n_1 = 1200$ [RPM] (Velocidad entregada por el motor que se cuenta)
- $n_2 = 600$ [RPM] (Velocidad máxima de trillado)
- $d_1 = 3$ [pulg] (APÉNDICE D.8; Catálogo de bandas y poleas SKF)

Para determinar la polea de diámetro D_2 , necesaria para transmitir el movimiento se calcula con la Ec. (2.56):

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{d_1}$$

$$D_2 = \frac{1200 * 3}{600}$$

- $D_2 = 6$ [pulg] (APÉNDICE D.8; Catálogo de bandas y poleas SKF)

4.3.7. CÁLCULO DE LA POTENCIA PARA LA SELECCIÓN DEL MOTOR

Una vez definidos los diferentes componentes del sistema de transmisión para la trilla, se calcula la potencia necesaria que vence la inercia de la máquina.

4.3.7.1. Tapas

Se calcula la inercia de la tapa con la Ec. (2.48):

$$I = \frac{m}{8} * (d_{ext}^2 + d_{int}^2) = \frac{1,49}{8} * (158^2 + 25,4^2)$$

$$I = 0,00476 [kg - m^2]$$

Como se van a emplear 2 tapas a los extremos del cilindro trillador entonces la inercia total será:

$$I_{tp} = 0,00952 [kg - m^2]$$

4.3.7.2. Eje motriz

Para calcular la inercia del eje motriz se utiliza la Ec. (2.49):

$$I = \frac{m * d^2}{8}$$

Donde la masa del eje (m), se calcula con la Ec. (2.50):

$$m = \delta_{SAE1018} * \left(\frac{\pi}{4} * d^2 * l\right)$$

Con los siguientes datos:

- $\delta_{SAE1018} = 7870 [kg/m^3]$
- $d = 0,0254[m]$
- $l = 1003[mm]$

$$I = 7870 * \left(\frac{\pi}{4} * 0,0254^2 * 1,003\right) * \frac{0,0254^2}{8}$$

$$I_{eje} = 3,23 * 10^{-4} [kg - m^2]$$

4.3.7.3. Cilindro trillador porta-cuchillas

Se calcula la inercia del cilindro trillador porta-cuchillas, con la Ec. (2.48):

$$I = \frac{m}{8} * (d_{ext}^2 + d_{int}^2) = \frac{20,36}{8} * (168^2 + 152^2)$$

$$I_{cld-trll} = 0,13 [kg - m^2]$$

4.3.7.4. Soporte de cuchilla

Al soporte de la cuchilla trilladora se considera como un prisma rectangular y se determina la inercia con la Ec. (2.51):

$$I = \frac{m}{12} * (a^2 + b^2) = \frac{0,1}{12} * (54^2 + 45^2)$$

$$I_{spt-cch} = 4,28 * 10^{-5} [kg - m^2]$$

Pero como se emplearan 18 soportes entonces la inercia será:

$$I_{spt-cch} = (4,28 * 10^{-5}) * (18) = 7,704 * 10^{-4} [kg - m^2]$$

4.3.7.5. Cuchilla trilladora

Se considera a la cuchilla trilladora como un prisma rectangular y se determina con la Ec. (2.51):

$$I = \frac{m}{12} * (a^2 + b^2) = \frac{0,16}{12} * (77^2 + 45^2)$$

$$I_{cch-trll} = 1,1 * 10^{-4} [kg - m^2]$$

Como se utilizaran en total 18 cuchillas entonces la inercia será:

$$I_{spt-cch} = (1,1 * 10^{-4}) * (18) = 1,98 * 10^{-3} [kg - m^2]$$

4.3.7.6. Poleas

Con los diámetros de las poleas de 3 [pulg] y 8.2 [pulg] con sus masas de 2.2 [lb] y 18 [lb] respectivamente, la inercia de cada una de las poleas se calculará con la Ec. (2.49):

$$I_d = \frac{m_1 * d_1^2}{8} = \frac{2,2 * 3^2}{8} = 2,475 [lb - pulg^2] \cong 7,26 * 10^{-4} [kg - m^2]$$

$$I_D = \frac{m_2 * D_2^2}{8} = \frac{8 * 6^2}{8} = 36 [lb - pulg^2] \cong 0,011 [kg - m^2]$$

4.3.7.7. Rodamientos

Se calcula la inercia del rodamiento con la Ec. (2.48):

$$I = \frac{m}{8} * (d_{ext}^2 + d_{int}^2) = \frac{0,237}{8} * (52^2 + 22,225^2)$$

$$I_{rod} = 9,47 * 10^{-5} [kg - m^2]$$

Como son 2 rodamientos a los extremos del cilindro trillador para generar el movimiento de trillado entonces la inercia total será:

$$I_{rod} = 1,9 * 10^{-4} [kg - m^2]$$

Con las inercias determinadas de cada uno de los elementos que constituyen la máquina se calcula la inercia total, con la Ec. (2.52):

$$I_{Total} = I_{tp} + I_{eje} + I_{cld-trll} + I_{spt-cch} + I_{cch-trll} + I_d + I_D + I_{rod}$$

$$I_{Total} = 0,15 [kg - m^2]$$

El sistema al momento que empieza a realizar el proceso de trillado este parte del reposo ($w_0 = 0$), entonces la aceleración angular según la Ec. (2.53) es igual a:

$$\alpha = \frac{w}{t} = \frac{47,12}{0,25}$$

$$\alpha = 188,48 [rad/s^2]$$

El torque, según la Ec. (2.54), es igual a:

$$T = I_{Total} * \alpha = 0,15 * (188,48)$$

$$T = 28,27 [N - m]$$

La potencia necesaria para mover todos los elementos está determinada por la Ec.(2.55):

$$P = T * w = 28,27 * 47,12$$

$$P = 1332,18 [W] \cong 1,78 [hp]$$

Con la potencia obtenida se divide para el coeficiente de rendimiento el cual es de 0.85 para una máquina de motor individual, con correas trapezoidales de acuerdo al APÉNDICE C.10.

$$P = \frac{1,78 [hp]}{0,85}$$

$$P = 2 [hp]$$

Conociendo la potencia necesaria para accionar el motor, y habiendo estudiado los catálogos proporcionados por diversos fabricantes, se opta por un motor con las siguientes características según el APÉNDICE E.1:

- Velocidad del motor: 1200 [rpm]
- Potencia: 2 [hp]
- Amperaje: 7.8 [A]
- Voltaje: 220 [V]
- Polos: 6
- Frecuencia: 60 [Hz]
- Fases: 3

4.3.8. SELECCIÓN DE BANDAS Y POLEAS

La selección de una banda se hace pensando en una duración prolongada y libre de dificultades durante su funcionamiento; para lo cual se elige bandas trapeciales en V de sección transversal A (potencia del motor de 2 [hp] y velocidad del eje rápido de 1200 [rpm]) y con poleas de diámetro: $d=3$ [pulg] y $D=6$ [pulg].

La distancia entre ejes se calcula con la Ec. (2.57):

$$D < C < 3(D + d)$$

$$6 \text{ [pulg]} < C < 27 \text{ [pulg]}$$

Se tomará de referencia la distancia entre ejes de: $C=22.7$ [pulg].

Para poder determinar el ángulo de contacto se lo hace con la Ec. (2.58):

$$\theta_s = 2 * \cos^{-1} * \left(\frac{D - d}{2 * C} \right) = 2 * \cos^{-1} * \left(\frac{6 - 3}{2 * 22} \right)$$

$$\theta_s = 172,18$$

La longitud de paso de la banda se calcula con la Ec. (2.60) será:

$$L_p = 2 * C + 1,57 * (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 * C}$$

$$L_p = 2 * 22 + 1,57 * (6 + 3) + \frac{(6 - 3)^2}{4 * 22}$$

$$L_p = 58,3 \text{ [pulg]}$$

Por lo tanto el perímetro interior se calcula utilizando la Ec.(2.61):

$$L = L_p - \Delta L = 58,3 - 1,3 = 57 \text{ [pulg]}$$

Para calcular la potencia nominal que transmite cada banda se lo hace con la Ec. (2.62):

$$H_r = \left[C_1 - \frac{C_2}{d} - C_3(r * d)^2 - C_4 \log(r * d) \right] (r * d) + C_2 r \left(1 - \frac{1}{K_A} \right)$$

Donde las constantes C_1 , C_2 , C_3 y C_4 dependen de la sección transversal de la banda y se tienen en la Tabla (2.4):

$$H_r = \left[0,8542 - \frac{1,342}{3} - (2,436 * 10^{-4})(1,2 * 3)^2 - 0,1703 \log(1,2 * 3) \right] (1,2 * 3) \\ + 1,342 * 1,2 \left(1 - \frac{1}{1,1106} \right) \\ H_r = 1,262 \text{ [hp]}$$

Para obtener la capacidad o potencia corregida, se calcula con la Ec. (2.63):

$$H_r' = K_1 * K_2 * H_r$$

Donde:

- $K_1 = 0,97$ (Factor de corrección para ángulos; APÉNDICE C.7)
- $K_2 = 1$ (Factor de corrección para longitudes; APÉNDICE C.8)

Por lo tanto la potencia corregida es:

$$H_r' = 1,224 \text{ [hp]}$$

Puesto que la potencia de diseño es 1.262 [hp], el número de bandas necesario se determina con la Ec. (2.64):

$$N_b \geq \frac{H_{dis}}{H_r'} = \frac{1,262}{1,224} \\ N_b = 1$$

- Luego de haber hecho el proceso de selección del tipo de banda se decide emplear 1 banda de las características PHG A57, del catálogo de SKF, APÉNDICE D.9.

4.3.8.1. Determinación de las fuerzas presentes en la polea

Para determinar las fuerzas que se muestra en la Fig. (4.21) en la polea se procede de la siguiente manera:

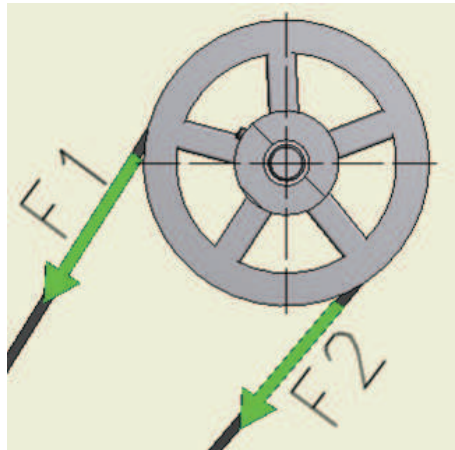


Figura 4.21: Cálculo de las fuerzas F_1 y F_2

Fuente: Propia

Se calcula la velocidad de la banda con la Ec. (2.65):

$$V = \frac{\pi * n * d}{12} = \frac{\pi * 1200 * 3}{12}$$

$$V = 942,48 \text{ [ft/min]}$$

La fuerza centrífuga se puede obtener de la Ec. (2.66):

$$F_c = K_c * \left(\frac{V}{1000} \right)^2 = 0,561 * \left(\frac{942,48}{1000} \right)^2$$

$$F_c = 0,5 \text{ [lbf]}$$

La potencia que se trasmite por banda se basa en $\Delta F = F_1 - F_2$, donde se utiliza la Ec. (2.67):

$$\Delta F = \frac{63025 * \left(\frac{H_{dis}}{N_d} \right)}{n * \frac{d}{2}} = \frac{63025 * \left(\frac{2,4}{2} \right)}{1200 * \left(\frac{3}{2} \right)}$$

$$\Delta F = 42,02 \text{ [lbf]} \cong 186,91 \text{ [N]}$$

Por lo tanto la fuerza F_1 , se calcula con la Ec. (2.68):

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f\theta)}{\exp(f\theta) - 1}$$

Dónde:

- $f =$ Coeficiente de rozamiento correa-polea = 0.35
- $\emptyset = 172,18 \cong 3 \text{ [rad]}$

$$F_1 = 0,5 + \frac{42,02 \exp(0,35 * 3)}{\exp(0,35 * 3) - 1}$$

$$F_1 = 66,41 \text{ [lbf]} \cong 295,4 \text{ [N]}$$

Finalmente el valor de la fuerza F_2 , se determina con la Ec. (2.69):

$$F_2 = F_1 - \Delta F = 295,4 - 186,91$$

$$F_2 = 108,48 \text{ [N]}$$

4.3.8.2. Diseño de la placa soporte del motor eléctrico

El diseño de esta placa se establece en función de las dimensiones máximas del motor eléctrico y los soportes, como se indica en la Fig. (4.22)

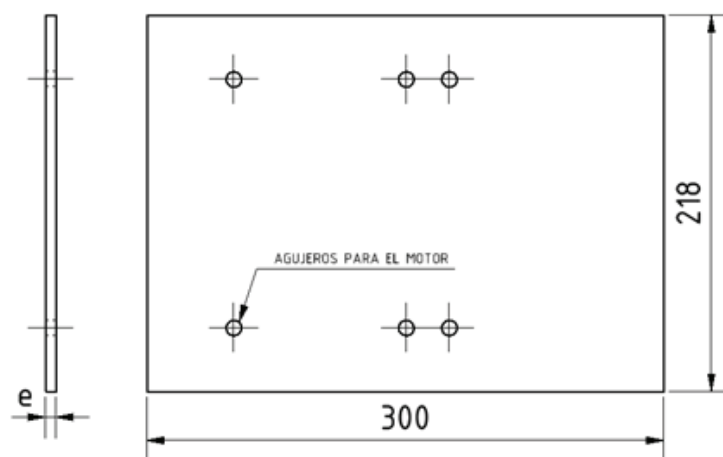


Figura 4.22: Dimensiones de la placa soporte

Fuente: Propia

Con la masa de las características del motor eléctrico del APÉNDICE E.2 y el torque total del motor, se obtiene:

$$M_m = 22 \text{ [Kg]} * 9,8 \text{ [m/s}^2\text{]} = 215,6 \text{ [N]}$$

$$F_m = \frac{\text{Torque total}}{\text{radio del eje}} = \frac{25,88}{0,024/2} = 2156,25 \text{ [N]}$$

Para que el análisis se distribuye uniformemente el peso del motor como carga distribuida y se considera que los apoyos se encuentran a $l = 178$ [mm]:

$$q = \frac{215,6}{0,178} = 1211,24 \text{ [N/m]}$$

Ahora se determina las fuerzas de las reacciones y el valor del momento flector máximo que se genera sobre la placa, como se indica en la Fig. (4.23).

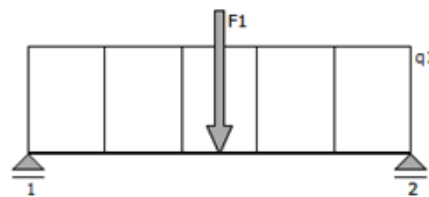


Figura 4.23: Diagrama de cuerpo libre del soporte del motor

Fuente: Propia

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = 2156,25 + 1211,24 * 0,178 = 2371,85 \text{ [N]}$$

$$R_1 + R_2 = 2371,85 \text{ [N]}$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$R_2 = 2156,25 + 1211,24 * 0,178 = 2371,85 \text{ [N]}$$

$$R_2 = 1185,93 \text{ [N]}$$

$$R_1 = 2371,85 - 1185,93$$

$$R_1 = 1185,93 \text{ [N]}$$

Obtenidas las reacciones se grafica los diagramas del cortante y de momento, de la placa como se muestra de la Fig. (4.24) a Fig. (4.25) :

Con el momento máximo $M_{max} = 100,75 \text{ [N - m]}$ obtenido de la figura de momentos flectores, se determina el espesor de la placa que soportará al motor:

$$e \geq \sqrt{\frac{18 * 100,75}{(250 * 10^6 * 0,178)}} \geq 0,006 \text{ [m]}$$

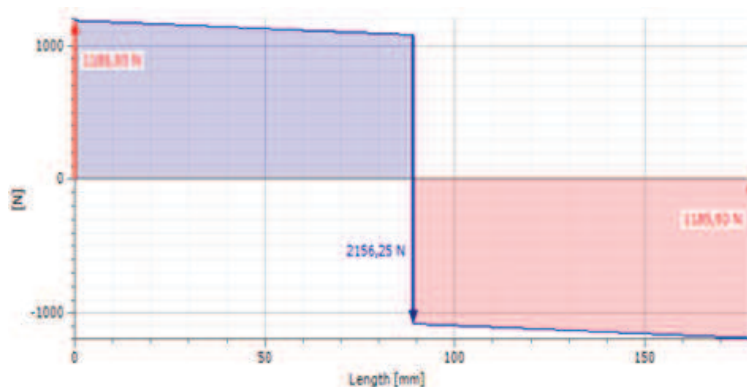


Figura 4.24: Diagrama de cortante de la placa del motor

Fuente: Propia

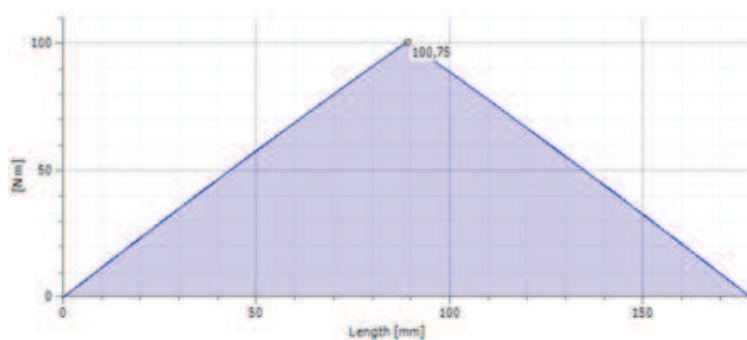


Figura 4.25: Diagrama de momento flector de la placa del motor

Fuente: Propia

- Por lo tanto el espesor de la placa que soportará al motor es de $e=6$ [mm].

4.3.8.3. Diseño de los pernos de la base del motor

En esta parte se determinará un tamaño adecuado del perno y la precarga para la junta de la figura. La carga de flexión aplicada por la polea al motor es $P_{By} = 398,58$ [N], se elige un perno de acero tipo M 10x1.5, cuyas características principales son:

- Grado métrico = 8.8
- d : Diámetro mayor = 10 [mm]
- p : Paso = $p = 1.5$ [mm]

- A_t : Área de esfuerzo por tensión = 52.3 [mm²]
- A_d : Área de diámetro mayor = 314.16 [mm²]
- S_p : Resistencia de prueba mínima = 600 [MPa]
- S_y : Resistencia a la fluencia mínima = 660 [MPa]
- S_{ut} : Resistencia a la tensión mínima = 830 [MPa]
- $E = 207$ [GPa]

La precarga se toma con un 90 % de la resistencia de prueba, entonces con el área de esfuerzo por tensión, para la precarga es:

$$F_i = 0,9 * (600) * (52,3) = 28242 \text{ [N]}$$

El agarre es $l = 16$ [mm]. A partir del APÉNDICE C.3 y C.4, el espesor de la tuerca es 6.8 [mm]. Si se agregan dos roscas más allá de la tuerca de 2.5 [mm] se obtiene una longitud del perno de $L = 16 + 6,8 + 2,5 = 25,3$ [mm].

De la ecuación la longitud de la rosca es $L_T = 2(8) + 6 = 21$ [mm]. Por ello la longitud de la parte no roscada es $l_d = 25 - 21 = 4$ [mm].

La longitud roscada en el agarre es $l_t = l - l_d = 12$ [mm]. Entonces la rigidez del perno, se determina con la Ec.(2.38):

$$k_b = \frac{A_d * A_t * E}{A_d * l_t + A_t * l_d} = \frac{314,16 * 52,3 * 207}{314,16 * 12 + 52,3 * 4}$$

$$k_b = 854,74 * 10^6 \text{ [N/m]}$$

La junta está conformada por dos elementos de materiales diferentes, la base del motor es de fundición gris (k_1) y la placa es de acero (k_2). Por lo tanto el módulo de rigidez de la base del motor es de $E=100$ [GPa], entonces se calcula con la Ec. (2.40):

$$k_1 = \frac{0,5774 * \pi * E * d}{2ln * \left[5 * \frac{0,5774 * l + 0,5 * d}{0,5774 * l + 2,5 * d} \right]} = \frac{0,5774 * \pi * 100 * 10}{2ln * \left[5 * \frac{0,5774 * 10 + 0,5 * 10}{0,5774 * 10 + 2,5 * 10} \right]}$$

$$k_1 = 1134 * 10^6 \text{ [N/m]}$$

El soporte de la placa posee un módulo de rigidez de $E = 100 [GPa]$, por lo tanto con la Ec. (2.41):

$$k_2 = \frac{0,5774 * \pi * E * d}{2ln * \left[5 * \frac{0,5774 * l + 0,5 * d}{0,5774 * l + 2,5 * d} \right]} = \frac{0,5774 * \pi * 207 * 10}{2ln * \left[5 * \frac{0,5774 * 6 + 0,5 * 10}{0,5774 * 6 + 2,5 * 10} \right]}$$

$$k_2 = 3236,28 * 10^6 [N/m]$$

La rigidez de los elementos, se calcula con la Ec. (2.39):

$$k_m = \frac{k_1 * k_2}{k_1 + k_2} = \frac{1134 * 3236,28}{1134 + 3236,28}$$

$$k_m = 839,79 [N/m]$$

La contante de rigidez C, se determina con la Ec. (2.44):

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{854,74}{854,74 + 839,79} = 0,51$$

La porción de carga que se aplica a los pernos, considerando que se usarán 6 pernos en cada junta, por lo tanto:

$$P = \frac{P_{By}}{6} = \frac{398,58}{6} = 66,43 [N]$$

La porción de carga aplicada que experimenta cada perno y el material, se determinan con las Ec. (2.40) y Ec. (2.41):

$$P_b = C * P = 0,51 * (66,43) = 33,88 [N]$$

$$P_m = (1 - C) * P = (1 - 0,51) * 66,43 = 32,55 [N]$$

Las cargas resultantes en el perno y el material después de que se aplica la carga P, se tiene:

$$F_b = F_i + P_b = 28242 + 33,88 = 28275,88 [N]$$

$$F_m = F_i - P_b = 28242 - 32,55 = 28209,45 [N]$$

El esfuerzo de tensión máximo en el perno es:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} = \frac{28275,88}{52,3}$$

$$\sigma_b = 540,49 \text{ [MPa]}$$

Este es un escenario de esfuerzo uniaxial de modo que el esfuerzo principal y el esfuerzo de Von Mises son idénticos al esfuerzo de tensión aplicado. Entonces, el factor de seguridad se determina con la Ec. (2.47):

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_b} = \frac{660}{540,49}$$

$$N_y = 1,22$$

El factor de seguridad contra la fluencia es bajo, pero así se esperaba, ya que el perno se precargó deliberadamente a un nivel cercano a la resistencia de fluencia.

4.3.9. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA

La estructura diseñada y construida, está hecha de perfiles tipo L de 40 [mm] de arista y 4 [mm] de espesor la cual soporta el peso del cilindro trillador. De igual manera el soporte para el motor fue hecho de perfiles tipo L de 25 [mm] de arista y 3 [mm] de espesor para no tener problemas durante su funcionamiento, como se observa en la fig. (4.26).

Para determinar si la estructura de la máquina soportas las cargas cuando esta en funcionamiento, se cálculo la esbeltez con ecuación Ec. (2.79) y se realiza el diagrama de cuerpo libre indicado en la fig. (4.27).

Con los siguientes datos:

- $L = 99,6 \text{ [cm]}$
- $K = 0,5$ Por estar articulado-articulado
- $r_{min} = 1,18 \text{ [cm]}$
- $A = 2,14 \text{ [cm}^2\text{]}$

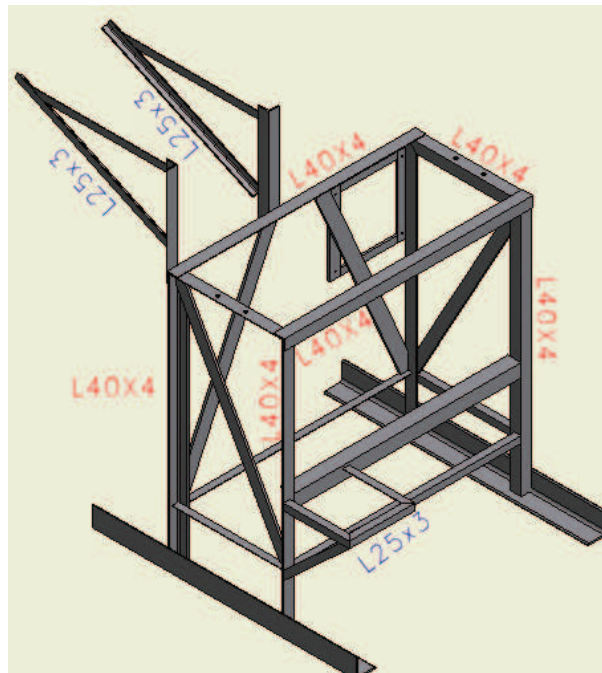


Figura 4.26: Esquema de la estructura con sus perfiles utilizados

Fuente: Propia

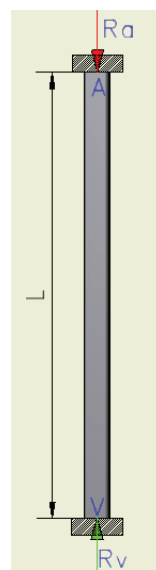


Figura 4.27: Diagrama de cuerpo libre de la estructura de máquina trilladora

Fuente: Propia

$$\lambda = \frac{K * L}{r_{min}} = \frac{0,5 * 99,6}{1,18}$$

$$\lambda = 42,2 \cong 43$$

En el manual de la AISC (tabla 3-36) y el valor de la esbeltez de 43, se determina el valor del esfuerzo admisible de compresión $F_a = 286.87$ [MPa] y el esfuerzo real de compresión se calcula con la Ec. (2.80):

$$f_a = \frac{A_z}{A} = \frac{1041}{2,14 * 10^{-4}}$$

$$f_a = 4,86 \text{ [MPa]}$$

Siendo el factor de índice de trabajo determinado con la Ec. (2.81)

$$l_a = \frac{f_a}{F_a} = \frac{4,86}{286,87}$$

$$l_a = 0,02$$

La condición para que falle la estructura es $l_a \leq 1,0$, y como el índice de trabajo (l_a) da como resultado un valor de 0.02, por tanto la estructura no falla.

Luego de realizar los análisis correspondientes se utiliza el programa inventor con todas las cargas consideras, ver fig (4.28), y se observo que la estructura resiste sin ningún problema.

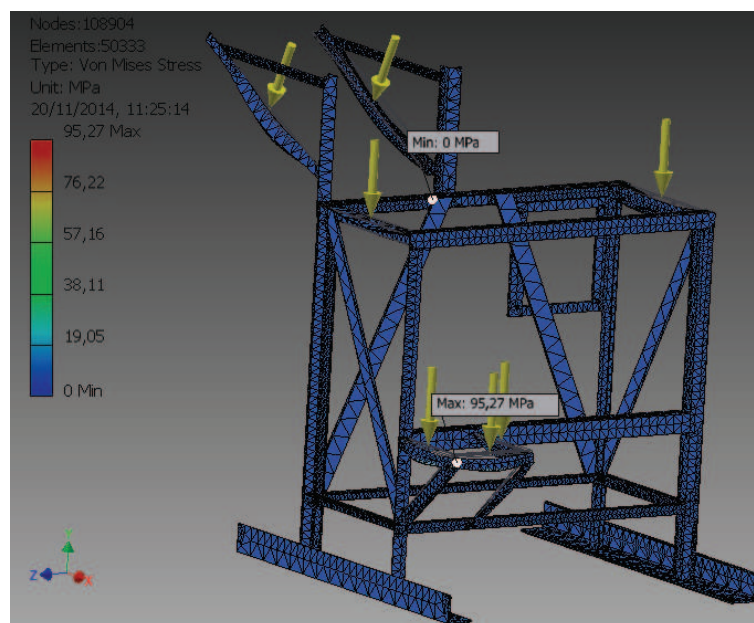


Figura 4.28: Esquema de la estructura de la máquina trilladora

Fuente: Propia

4.3.10. DIMENSIONAMIENTO DE TOLVA DE SALIDA

La tolva de salida es la encargada de recoger el producto trillado, el material usado para su construcción es el mismo que de la tolva de alimentación Acero Galvanizado ASTM A653.

El espesor necesario es de 1 [mm], para no tener inconvenientes durante la salida de material. En la fig. (4.29) se indica la tolva de salida de la máquina trilladora.

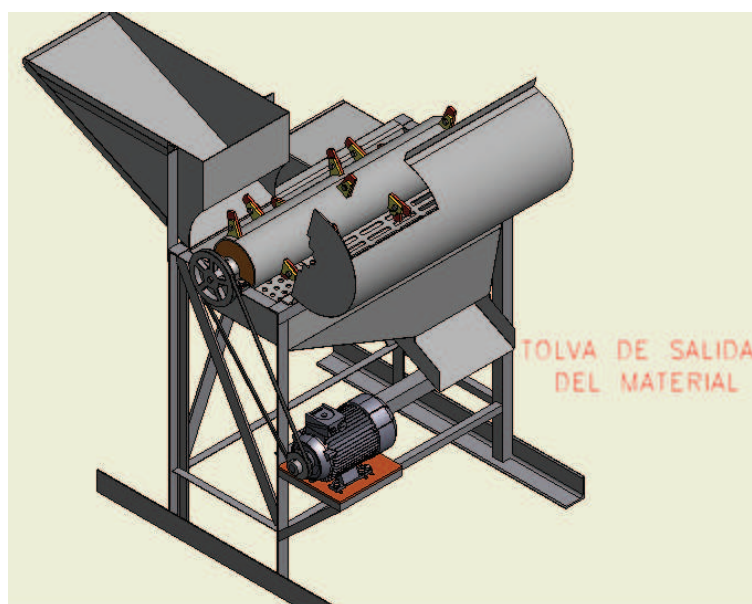


Figura 4.29: Esquema de la tolva de salida de la máquina trilladora

Fuente: Propia

4.4. FABRICACIÓN DE LA MÁQUINA TRILLADORA

4.4.1. PLANOS DE FABRICACIÓN

En los planos de conjunto para la fabricación de la máquina trilladora de chochos especifican cada una de las partes y elementos que conforman la máquina. Todos los planos se encuentran bien detallados en el APÉNDICE I.

4.4.2. HOJAS DE PROCESOS

Con la elaboración de las hojas de procesos, estas indican las diferentes operaciones de maquinado de los diferentes elementos de la máquina. Todos los planos de taller se detallan en el APÉNDICE H.

4.4.3. MÁQUINAS, EQUIPOS Y HERRAMIENTAS USADOS PARA LA CONSTRUCCIÓN

4.4.3.1. Máquinas y equipos empleados en la construcción

A continuación se describen las máquinas y equipos, empleados en la construcción y montaje de la máquina trilladora de chochos como se indica en la tabla 4.16:

Tabla 4.16: Operaciones usadas en la construcción de la máquina

OPERACIÓN	MÁQUINA	NOMENCLATURA
Corte y Taladrado de Planchas	Máquina de corte y perforación de planchas	M1
Corte Perfiles	Máquina de corte de perfiles	M2
Corte Ejes	Máquina de corte ejes	M3
Torneado	Torno	M4
Fresado	Fresadora	M5
Curvado de Planchas	Roladora de Planchas	M6
Doblado de Planchas	Máquina dobladora de Planchas	M7
Acabados	Amoladora	E1
Soldadura	Equipo de Suelda GMAW	E2
Pintura	Equipo de Pintura	E3

Fuente: Propia

4.4.3.2. Herramientas usadas en la construcción

Las herramientas empleadas en la construcción de la máquina trilladora de chochos se describen en la tabla 4.17:

Tabla 4.17: Herramientas usadas en la construcción

OPERACIÓN	HERRAMIENTA	NOMENCLATURA
Ajustes	Martillo	H1
Ajustes	Escuadra	H2
Taladrado	Taladro Eléctrico	H3
Acabados	Lima	H4
Ajustes	Nivel	H5
Ajustes	Rayador Metálico	H6

Fuente: Propia

4.4.3.3. Instrumentos de medición de precisión empleados en la construcción

Los instrumentos de medición necesarios para la construcción de la máquina trilladora de chochos se detallan en la tabla 4.18:

Tabla 4.18: Instrumentos de medición de precisión

OPERACIÓN	HERRAMIENTAS	NOMENCLATURA
Control de Medidas	Calibrador Pie de Rey	M1
Control de Medidas	Flexometro	M2
Control de Medidas	Micrometro Exteriores	M3

Fuente: Propia

4.4.3.4. Elementos a construir

A continuación se describen cada una de las fases y operaciones principales utilizados en la fabricación de los elementos de la máquina trilladora de chochos en la Fig. (4.30).

ELEMENTO	PROCESO	NOMENCLATURA
Soporte de Cuchillas	Corte y taladrado de placas	MT1
	Eliminación rebabas del corte y taladrado	H4
Cuchilla trilladora		
Cilindro Porta-Cuchillas	Corte de Perfiles	MT2
	Eliminación de aristas vivas después del corte	H4
Distribución de soportes y cuchillas	Rayado sobre el tubo metálico	H6
	Medidas correctas de soportes y cuchillas	M2
	Ubicación correcta de soporte y cuchillas	H1 ; H2
Soldado de soporte	Soldado de todos los soportes	E2
	Pulida de bordes soldados	E1
Eje motriz	Corte del eje motriz	MT3
	Refrentado del eje motriz	MT4
	Cilindrado del eje motriz	MT4
	Medición de las dimensiones principales	M1
	Fresado de la chaveta	MT5
Cóncavo	Corte y taladrado de placas	MT1
	Eliminación rebabas del corte y taladrado	H4
	Curvado de planchas	MT6
	Doblado de planchas	MT7
	Medición de las dimensiones principales del cóncavo	M2
	Taladrado del cóncavo	H3
Estructura	Corte de ángulos	E1
	Medición de las medidas de los ángulos	M2
	Soldado de la estructura	E2
Tapa	Corte y taladrado de placas	MT1
	Curvado de planchas	MT6
	Doblado de tapa	MT7
	Medición de las dimensiones de la tapa	M2
Colocación de eje motriz	Colocación del eje motriz en chumaceras	H5
Tolva de alimentación	Corte de chapa metálica	MT1
	Soldador de chapas metálicas	E2
	Verificación de medidas	M2
Tolva de salida	Corte de chapa metálica	MT1
	Soldador de chapas metálicas	E2
	Verificación de medidas	M2

Figura 4.30: Fases y operaciones de la construcción de la máquina

Fuente: Propia

4.4.4. OPERACIONES TECNOLÓGICAS

Para la fabricación de los componentes principales de la máquina trilladora de chochos, se requiere una serie de operaciones que siguen una determinada secuencia, estas operaciones se indican en la tabla 4.19.

4.4.5. SIMBOLOGÍA DE OPERACIONES





Los diagramas de flujo, indican la secuencia de la construcción y montaje de la máquina trilladora, para lo cual se emplea la simbología mostrada en la tabla 4.20.

Tabla 4.19: Tabla de las operaciones tecnológicas

DESIGNACIÓN	OPERACIÓN
O1	Corte de material
O2	Torneado
O3	Fresado
O4	Taladrado
O5	Esmerilado
O6	Soldado
O7	Rolado
O8	Doblado
O9	Pintado

Fuente: Propia

Tabla 4.20: Simbología utilizada en el diagrama de flujo de la máquina

SÍMBOLO	DEFINICIÓN
	OPERACIÓN
	INSPECCIÓN
	PROCESO TERMINADO
	ENSAMBLE FINAL

Fuente: Propia

4.4.6. DIAGRAMA DE FLUJO DE LA CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA MÁQUINA

El diagrama de flujo del ensamble final de la construcción y montaje de la Máquina Trilladora, se muestra en la Fig. (4.31). Los diagramas de flujo de cada uno de los sistemas que conforman la máquina están especificados en el APÉNDICE.

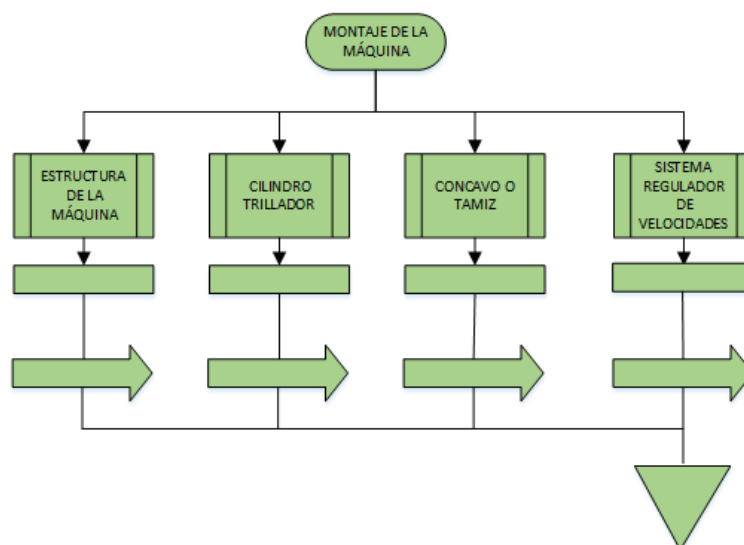


Figura 4.31: Diagrama de flujo del ensamble de la máquina

Fuente: Propia

4.5. PROTOCOLOS DE PRUEBAS

4.5.1. PRUEBAS SIN CARGA

Se realiza el encendido de la máquina para comprobar su estabilidad y comportamiento, a la hora de alcanzar las revoluciones máximas del motor que se indican en la tabla 4.21.

Tiempo de rotación sin carga de la máquina fue de: 60 minutos.

La máquina trilladora funciona correctamente a altas revoluciones, la estructura no presenta vibraciones, el cilindro trillador está centrado correctamente, el motor no presente cambios de temperatura. En la fig. (4.32) se muestra el resultado final del ensamble de la máquina.

Tabla 4.21: Revoluciones alcanzadas por el cilindro trillador

EVENTO	REVOLUCIONES [RPM]
1	380
2	390
3	400
4	410
5	420
6	450
7	480
8	500
9	510
10	520

Fuente: Propia

**Figura 4.32:** Prueba de funcionamiento de la máquina trilladora sin carga.

Fuente: Propia

4.5.2. PRUEBAS CON CARGAS

Luego de hacer las pruebas de funcionamiento de la máquina trilladora de chochos con carga, se tubo los siguientes datos indicados en la tabla 4.22.



Figura 4.33: Pruebas de funcionamiento de la máquina trilladora de chochos con carga

Fuente: Propia

Tabla 4.22: Capacidad de la máquina trilladora de chochos en función del tiempo y revoluciones

PRUEBA UNO			PRUEBA DOS			PRUEBA TRES			PRUEBA CUATRO		
MEDIDAS	MASA [kg]	REVOLUCION [RPM]	MEDIDAS	MASA [kg]	REVOLUCIONES [RPM]	MEDIDAS	MASA [kg]	REVOLUCIONE [RPM]	MEDIDAS	MASA [kg]	REVOLUCIONES [RPM]
1	10	460	1	10	450	1	10	420	1	10	475
2	10	445	2	10	460	2	10	440	2	10	460
3	10	460	3	10	445	3	10	455	3	10	465
4	10	465	4	10	450	4	10	450	4	10	450
5	10	460	5	10	450	5	10	450	5	10	445
6	10	455	6	10	460	6	10	445	6	10	475
SUMA 1	60	2745	SUMA 2	60	2715	SUMA 3	60	2660	SUMA 4	60	2770
PROMEDIO 1	10	457.5	PROMEDIO 2	10	452.5	PROMEDIO 3	10	443.3	PROMEDIO 4	10	461.7

PRUEBA UNO: 457 [RPM]			PRUEBA DOS: 452 [RPM]			PRUEBA TRES: 443 [RPM]			PRUEBA CUATRO: 461 [RPM]		
MEDIDAS	MASA [kg]	TIEMPO: t [min]	MEDIDAS	MASA [kg]	TIEMPO: t [min]	MEDIDAS	MASA [kg]	TIEMPO: t [min]	MEDIDAS	MASA [kg]	TIEMPO: t [min]
1	10	12	1	10	15	1	10	16	1	10	10
2	10	14	2	10	12	2	10	13	2	10	12
3	10	13	3	10	14	3	10	14	3	10	11
4	10	11	4	10	13	4	10	15	4	10	13
5	10	12	5	10	14	5	10	15	5	10	14
6	10	13	6	10	12	6	10	14	6	10	10
SUMA 1	60	75	SUMA 2	60	80	SUMA 3	60	87	SUMA 4	60	70
PROMEDIO 1	10	12,4	PROMEDIO 2	10	13,6	PROMEDIO 3	10	14,6	PROMEDIO 4	10	12
GRANO TRILLADO 1	7,4		GRANO TRILLADO 2	7,3		GRANO TRILLADO 3	7,2		GRANO TRILLADO 4	7,6	

Fuente: Propia

4.5.2.1. Análisis de la prueba con carga

a.- Se determina el tiempo promedio de trillado:

$$\bar{t} = \frac{12,4 + 13,6 + 14,6 + 12}{4}$$

$$\bar{t} = 13 \text{ [min]}$$

b.- Capacidad de trillado de la máquina:

$$\bar{C} = \frac{10}{12}$$

$$\bar{t} = 0,833 \text{ [kg/min]} \cong 50 \text{ [kg/hr]}$$

c.- Eficiencia del proceso de trillado:

$$\%ET = \left(\frac{7,375}{10} \right) * 100$$

$$\%ET = 74$$

La capacidad de trillado de la máquina es de 50 [kg/hr] por tanto la máquina trilladora cumple el objetivo planteado.

4.6. ANÁLISIS ECONÓMICO

En este capítulo se analizará todos los costos necesarios para el Diseño y construcción de la máquina trilladora de chochos de 60 (Kg/día) de capacidad, los cuales son los siguientes:

- Costos de Materiales
- Costos de Fabricación
- Costos de Elementos normalizados
- Costos del Sistema Reductor de Velocidades
- Costos del Diseño

4.6.1. COSTOS DE MATERIALES

Mediante la gestión hecha a la empresa SEDEMI quien nos ayudo y facilito los materiales estructurales. Por tanto el costo total de los materiales usados en la construcción de la máquina trilladora se detallan en la tabla 4.23, con las medidas y cantidades necesarias.

Tabla 4.23: Costos de los materiales

No.	PIEZAS/ ELEMENTOS	MATERIAL	DIMENSIONES [mm]	CANT.	PRECIO [usd]	
1	MATERIALES PRINCIPALES DE LA MÁQUINA TRILLADORA	Tubo Estructural: Redondo			1	400
		D= 6 in, e= 6 [mm]	ASTM A569	1005		
2		Eje de transmisión			1	
		D=1 1/18 in	SAE 1018	850		
3		Perfil en L: Angulo Estructural			1	
		Soporte del motor	25X3 [mm]	4876		
		Soporte de la máquina	40X4 [mm]	6742		
			75x7 [mm]	2000		
4		Plancha de Acero A-36			1	
		Tamiz	e= 4 [mm]	850x577		
	Placa base motor	e= 8 [mm]	250x250			
	Tapa lateral del cilindro trillador	e= 10 [mm]	Φ= 158	2		
				18		
	Soporte	e= 8 [mm]	45x54			
Cuchilla trilladora		45x77	18			
5	Plancha de acero Galvanizado			1		
	Tolva de Alimentación		1220x2440			
	Tolva de Descarga	e= 1[mm]	1220x2440			
	Tapa del cilindro trillador		1220x2440			
				TOTAL	400	
				TOTAL 12%	448	

Fuente: Propia

4.6.2. COSTOS DE FABRICACIÓN

En la tabla 4.24 de los costos de fabricación se indican detallados los costos de fabricación de las piezas y/o elementos de la máquina.

4.6.3. COSTOS DE LOS ELEMENTOS NORMALIZADOS

Los costos de los elementos normalizados son aquellos elementos que no necesitan ser maquinados, es decir estos se encuentran en el mercado de acuerdo a especificaciones técnicas, para su utilización e instalación y sus costos se indican en la tabla 4.25.

Tabla 4.24: Costos de fabricación

No.	COMPONENTE ESTRUCTURAL	PROCESO	COSTO [usd/hr]	CANTIDAD	TIEMPO REQUERIDO [hr]	SUBTOTAL DE FABRICACIÓN [usd]
1	SOPORTE LATERAL	CORTE	8	4	0.75	24
		AMOLADORA	3	4	0.5	6
2	SOPORTE DEL CILINDRO TRILLADOR	CORTE	8	2	0.5	8
		AMOLADORA	3	2	0.5	3
3	SOPORTE DEL TAMIZ	CORTE	8	2	0.5	8
		AMOLADORA	3	2	0.5	3
4	SOPORTE DEL MOTOR	CORTE	8	1	0.5	4
		AMOLADORA	3	1	0.15	0.45
5	ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA TRILLADORA	CORTE	8	1	0.25	1.5
		SOLDADURA	15	1	1	15
6	SOPORTE	AMOLADORA	3	1	0.5	1.5
		CORTE PLASMA	15	18	0.13	35.1
7	CUCHILLA TRILLADORA	CORTE	8	1	0.5	4
		CORTE PLASMA	15	18	0.13	35.1
8	TUBO DEL CILINDRO TRILLADOR	CORTE	8	1	0.5	4
		CORTE	8	1	0.25	2
9	EJE	CORTE	8	1	0.25	2
		SOLDADURA	15	1	1	15
10	CILINDRO TRILLADOR	AMOLADORA	3	1	0.75	2.25
		TORNEADO	8	1	4	32
11	CONCAVO O TAMIZ	FRESADO	10	1	2	20
		CORTE PLASMA	15	1	0.5	7.5
12	TAPA DEL TAMIZ	ROLADO	8	1	1	8
		DOBLADO	3	1	1	3
13	TOLVA DE ALIMENTACIÓN	CORTE	3	1	1	3
		ROLADO	8	1	1	8
14	TOLVA DE SALIDA	SOLDADURA	15	1	0.5	7.5
		DOBLADO	3	1	0.5	1.5
15	POLEA	CORTE	3	1	4	12
		DOBLADO	3	1	1	3
16	CHAVETA	SOLDADURA	15	1	0.5	7.5
		TORNEADO	8	2	0.75	12
17	MAQUINA TRILLADORA	FRESADO	10	2	0.75	15
		LIMADO	3	1	0.5	1.5
		PINTURA	8	1	1	8
TOTAL						341.9
TOTAL 12%						382.93

Fuente: Propia

Tabla 4.25: Costos de los elementos normalizados

No.	ELEMENTO	CANTIDAD	COSTO UNITARIO [usd]	COSTO TOTAL [usd]
1	BANDA DE TRANSMISIÓN A57	1	6.77	6.77
2	PERNO ACERO G8 RF 7/16X1	20	0.5358	10.72
3	TUERCA ACERO RF 7/16 hex 11/16	20	0.134	2.68
4	ARANDELA PRESIÓN 7/16 (K=253 unid)	20	0.0358	0.72
5	PERNO ACERO 8.8 M10 - 1.5X40 JIS 14	6	0.5358	3.21
6	TUERCA ACERO M10 - 1.5 hex M14	10	0.134	1.34
7	ARANDELA PRESIÓN M10	6	0.0447	0.27
8	ARANDELA PLANA Biselada M10X19X2 tropic	10	0.1072	1.07
9	PERNO ACERO 8.8 M10 - 1.5X35 JIS 14	4	0.4465	1.79
10	CHUMACERAS 7/8 PISO	2	10.8	21.60
11	POLEA ALUMINIO 1X3 in	1	5.02	5.02
12	POLEA ALUMINIO 1X6 in	1	7.65	7.65
13	PERNO ACERO 8.8 M12 - 1.25X40	4	0.625	2.50
14	TUERCA ACERO M12 - 1.25 hex M19	4	0.2233	0.89
15	ARANDELA PLANA M12	8	0.134	1.07
16	ARANDELA PRESIÓN 1/12	4	0.0447	0.18
17	PRISIONERO RG 5/16X1	4	0.2679	1.07
	TOTAL			68.55
	TOTAL 12%			76.77

Fuente: Propia

4.6.4. COSTOS DEL SISTEMA REDUCTOR DE VELOCIDADES

El costo del sistema reductor de velocidades comprenden el costo de todos los elementos necesario para su correcto funcionamiento y los costos de cada elemento se detallan en la tabla 4.26.

Tabla 4.26: Costos del sistema reductor de velocidades

No.	ELEMENTO	CANTIDAD	COSTO UNITARIO [usd]	COSTO TOTAL [usd]
1	MOTOR TRIFASICO 2 HP 1125 RPM 1LA7 096-6YA60	1	410	410
2	VARIADOR 2HP 1-3F 240V G110 6SL3211-0AB21-5UA1	1	370	370
3	PANEL OPERADOR BASICO/SINAMICS G110	1	45	45
4	GABINETE METALICO S. PESADO 30X30X20	1	28.97	28.97
5	BREAKER 2P 16AMP	1	16.9	16.90
6	RIEL DIN	1	2.5	2.50
7	PLAQUETAS ADHESIVAS	20	0.15	3.00
8	AMARRA PLASTICA 10 CM BLANCO	1	0.81	0.81
9	PRENSA ESTOPA PG13.5	2	0.45	0.90
10	CABLE CONCENTRICO 3X12 INCAB	7	2.3373	16.36
11	CABLE FLEXIBLE #12 AZUL	1	0.78	0.78
12	TERM. PIN AMARILLO PIN5.5	8	0.08	0.64
13	TERM. OJO 5/32 AMARILLO 12	5	0.08	0.40
	TOTAL			896.26
	TOTAL 12%			1003.81

Fuente: Propia

4.6.5. COSTOS DE DISEÑO

Los costos de diseño se determinan con un 20 % de los costos de construcción de la máquina.

4.6.6. COSTOS TOTAL DE LA MÁQUINA TRILLADORA

El costo total de la máquina trilladora se detalla en la tabla 4.27, en la cual constan todos los rubros involucrados en la fabricación de la máquina.

Tabla 4.27: Costos total de la máquina trilladora

TIPO DE COSTOS	COSTO TOTAL [usd]
Materiales	448
Fabricación	382.93
Elementos Normalizados	76.77
Sistema Reductor de Velocidades	1003.8
Diseño	76.58
SUBTOTAL	1988.1
Utilidad (15%)	298.2
Imprevistos (5%)	99.4
TOTAL	2385.7

Fuente: Propia

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

- La máquina diseñada y construida luego de realizar pruebas con carga se observó que es capaz de trillar, separando los tallos y vainas del grano de chocho sin producir fracturas o aplastamiento del chocho, por tal razón es el mejor método de trillado que los métodos tradicionales.
- La máquina trilladora de chochos fue fabricada con el uso de materiales disponibles a nivel local, los cuales cumplen con las normas técnicas especificadas para el procesamiento de cereales.
- En el diseño de la tolva de alimentación es importante su longitud para evitar lesiones como cortes y amputaciones de extremidades superiores.
- Las características constructivas de la máquina responden a las exigencias planteadas por los Pequeños agricultores del país, y son el resultado de una profunda búsqueda y análisis de modelos ya existentes que hacen que el modelo propuesto, no difiera de los existentes a escala internacional.
- La máquina cumplió con las necesidades y expectativas planteadas por la persona que financió el proyecto de titulación, para optimizar los tiempos de producción y disminuyo el esfuerzo físico que se emplea para separar los granos de chochos de las vainas.

- El costo de la máquina es relativamente bajo en comparación con otras máquinas trilladoras que presentan características similares, lo cual permite competir en el mercado para la fabricación en serie de esta máquina.
- La máquina permitirá al pequeño y mediano agricultor tener una mayor capacidad de producción de chochos, por lo que sus ingresos serán mayores y disminuirá el costo de contratar mano de obra.
- La máquina luego de la prueba de campo realizada obtuvo una eficiencia de trillado del 75 %, lo cual se logra competir con máquinas que son importadas para la trilla de cereales.

5.2. Recomendaciones

- Es muy importante tener siempre presentes normas de seguridad cuando se manipulan máquinas trilladoras, por tal razón la longitud de la tolva es larga para evitar el ingreso de los brazos, manos y dedos por parte del operador cuando este en funcionamiento la máquina.
- Para disminuir los costos de construcción de la máquina trilladora se recomienda emplear un sistema de cambio de revoluciones por poleas o engranajes por el variador de frecuencia utilizado.
- Es necesario realizar un procedimiento adecuado para la fabricación del cilindro trillador para no tener problemas de desbalanceo durante el funcionamiento de la máquina.
- Se recomienda que cuando se vaya a trillar otro tipo de cereal o legumbre, el cóncavo o tamiz se ajuste a las medidas del grano tales como: dimensiones y perforaciones, para no tener inconvenientes de atascamientos durante el proceso trillado.
- Si se requiere el uso de la máquina con otro tipo de granos que se trille a revoluciones mayores a las obtenidas es necesario aumentar las revoluciones de salida del motor para tener un trillado óptimo.

- El inmediato trillado después de la cosecha ayuda a prevenir pérdidas y deterioro de la calidad del grano. Además se logrará reducir la exposición del grano a insectos, pájaros, roedores, enfermedades y al moho.
- Para minimizar la pérdida de los granos y maximizar la calidad del grano, se debe siempre ajustar la velocidad de la trilladora correctamente. Altas velocidades aumentan la cantidad de granos dañados. Bajas velocidades incrementan la cantidad de grano no trillado y esto da como resultado pérdidas del grano. Las bajas velocidades también disminuye el rendimiento de la máquina trilladora.

Bibliografía

- [1] AISC. *Manual of steel construction*. Estados Unidos, octava edition, 1980.
- [2] Rice Knowledge Bank. *Harvesting operations*, 2014.
- [3] Richard G Budynas and J Keithe Nisbett. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. McGraw Hill Interamericana, México, octava edition, 2008.
- [4] Carlos Caicedo and Eduardo Peralta. *El Cultivo de Chocho*. FUNDACYT, Quito, 1 edition, 2001.
- [5] Northern Regional Farm and Machinery Testing and Training Institute His-sar (HP). *SUPER JET MULTICROP THRESHER*. BALAJI, India, 1 edition, 2012.
- [6] Freddy Gil González. *Energía y mecanización en la agricultura*, 1995.
- [7] INIAP. *Propiedades nutritivas del chocho, alternativa para una mejor alimentación*, 2014.
- [8] *Botanica y Jardines*. *Lupinus nootkatensis*, 2010.
- [9] MAKYL Engineering Consulting and Services. *INGENIERÍA E IMPLEMENTACIÓN DE SOLUCIONES INTEGRALES*, 2014.
- [10] Robert L Mott. *Diseño de Elementos de Máquinas*. Pearson Education, México, cuarta edition, 2006.
- [11] Avenue Nevada and C O M Manual Number. *Operator's Manual for Almaco low profile plot thresher*. Almaco, 1 edition, 2010.

- [12] Robert L Norton. *Diseño de Máquinas*. Pearson Education, México, cuarta edición, 2011.
- [13] Eduardo Peralta, Marco Rivera, Luis Lomas, and Carlos Monar. *Manual Agrícola de Granos Andinos*. Number 69. Pronaler, Quito, 1 edición, 2012.
- [14] FARM MACHINERY AND POWER. *DEVELOPMENT OF A LOCAL THRESHING MACHINE SUITS FOR THRESHING BLACK SEED*. *Nigella sativa*, India, 1 edición, 2007.
- [15] Catalogo WL 41 520/3 SB SB. *Rodaminetos FAG*. FAG Sales Europe GMBH, España, 1 edición, 2000.
- [16] Joseph Edward Shigley. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. McGraw Hill, México, tercera edición, 1985.
- [17] Tito Velastegui. *Folleto de elementos de máquina*. EPN, Quito, 1 edición, 2011.
- [18] Elena Villacrés, Armando Rubio, Luis Egas, and Gabriela Segovia. *Usos Alternativos del Chocho*. FUNDACYT, Quito, 1 edición, 2006.




APÉNDICE A

CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL CHOCHO

A.1. Dimensiones generales de los granos de chocho

En el ensayo realizado se tomaron las medidas mas importantes de los granos de chocho como son: largo, ancho y espesor que se muestran en la tabla A.1. Para las medidas tomadas se uso un calibrador de apreciación 0,02 [mm] y se obtuvieron las siguientes medidas indicadas en la tabla A.2.

Tabla A.1: Medidas relevantes de los granos de chocho

		
Largo	Ancho	Espesor
Medidas del chocho		

Fuente: Propia

Tabla A.2: Dimensiones Generales de los chochos

No. de Muestras	Largo [mm]	Ancho [mm]	Espesor [mm]
1	10,6	8	5
2	10	8,5	5,5
3	9,3	8	4
4	11	8,7	5
5	9,51	7,6	5
6	10	8,2	6
7	10	7,7	4,5
8	11	10	5
9	9	7,63	5
10	9	8,42	5
11	10	7	3,61
12	8	6,4	4
13	10	8	5,5
14	9	7,4	5,3
15	9,4	8	5,6
16	10,5	9,4	6
17	9,7	7,43	5
18	10,7	9	5,5
19	11	9	4,51
20	9	8	4
21	10	8	5,4
22	10	8	5,5
23	11	8	5
24	10	8	6
25	10	8	6
26	9	7	4,41
27	10	8	6
28	10	8	6
29	11	8	5
30	9	7	5,5

31	9,3	8	5,4
32	10,3	8,6	5,4
33	10	8	5
34	10,7	8	6
35	9	7	5
36	10,5	9	6
37	9	7,6	6
38	10	8	5
39	11	9,6	4
40	9	7	5
41	9	7,6	5
42	9,5	7	4,6
43	11	9	5
44	9	7	6
45	10	8	6
46	9,5	8	4
47	10,6	8	6
48	10	8	4,6
49	11	9	4
50	9,6	7,5	4
TOTAL	494,71	400,280	255,83
PROMEDIO	9,894	8,006	5,117

Fuente: Propia

Para determinar las medias promedio de las dimensiones de largo y ancho del chocho, se utiliza la Ec. (1.1) de la media aritmética:

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^n *X_i}{N}$$

Los datos obtenidos en el cálculo de la media aritmética son los siguientes:

$$\bar{X}_{largo} = \frac{494,71}{50}$$
$$\bar{X}_{largo} = 9,894 [mm]$$
$$\bar{X}_{ancho} = \frac{400,28}{50}$$
$$\bar{X}_{ancho} = 8 [mm]$$

A continuación, la Fig. (A.1) muestra los valores obtenidos de las dimensiones generales del chocho.

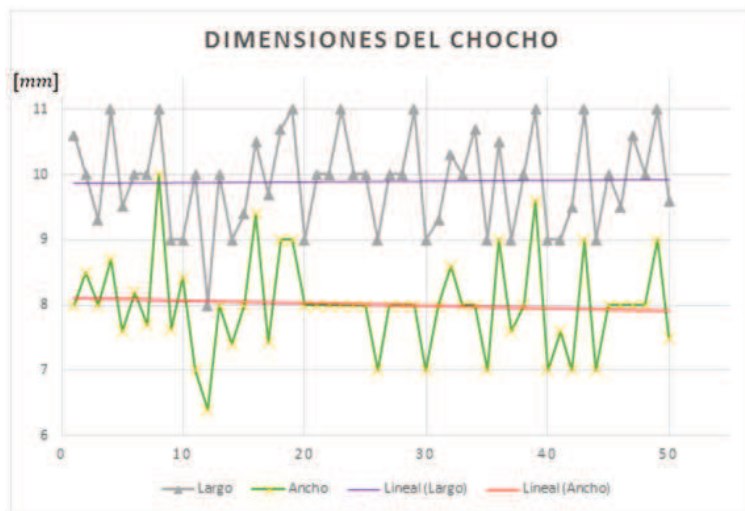


Figura A.1: Medidas largo y ancho de las semillas del chocho.

Fuente: Propia

A.2. Fuerza necesaria para el corte de las vainas de chocho

Para este ensayo se procedió a realizar pequeñas muestras de vainas embaladas como se indica en la fig. (A.2), con el fin de saber cual es la fuerza necesaria para

cortar las vainas de chocho. El ensayo fue hecho en el Laboratorio de Análisis de



Figura A.2: Muestras ensayadas

Fuente: Propia

Esfuerzos y Vibraciones de la Escuela Politécnica Nacional, el cual consistió en colocar las muestras en la máquina universal de ensayos (Tinuis Olsen modelo Súper L.) y simular como se va a generar el corte sobre las vainas de chocho cuando la máquina trilladora este en funcionamiento. En la fig. (A.3) se muestra como se hizo el ensayo, y en la tabla A.3 se indican los resultados obtenidos del ensayo a las vainas de chocho.

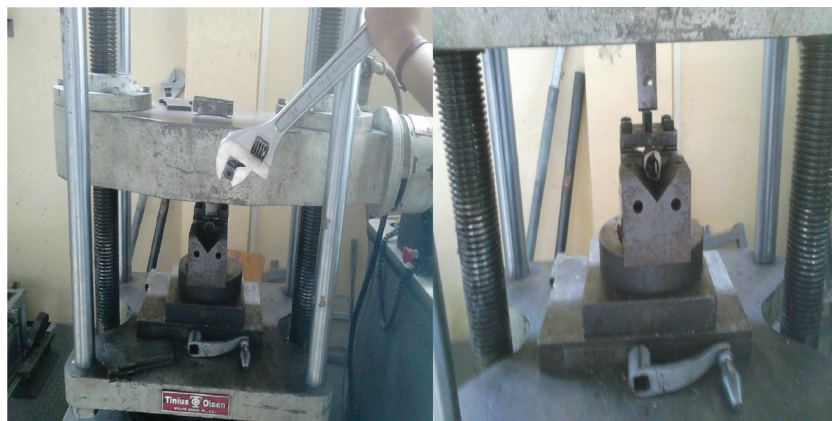


Figura A.3: Ensayo realizado a las vainas de chocho.

Fuente: Propia

Tabla A.3: Fuerza de Corte obtenida en el ensayo

No. de Muestras	Fuerza en [lbf]	Fuerza en [N]
1	84,4	375,430
2	86,6	385,216
3	53,8	239,314
4	74,5	331,392
5	125,8	559,586
6	74,6	331,837
7	64,6	287,355
8	58,1	258,442
9	86,2	383,437
10	87,5	389,219
11	70,7	314,489
12	85,2	378,988
13	76,7	341,178
14	115,6	514,214
15	70,2	312,265
16	65,4	290,914
17	64,9	288,689
18	65,5	291,358
19	86,9	386,550
20	75,4	335,396
21	47,8	212,625
22	71,8	319,382
23	99,2	441,263
24	75,7	336,730
25	71,9	319,827
TOTAL	1939	8625,1
PROMEDIO	77,56	345

Fuente: Propia

Para determinar las medias promedio de las dimensiones de largo y ancho del chocho, se utiliza la Ec. (1.2) de la media aritmética:

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^n *X_i}{N}$$

Los datos obtenidos en el cálculo de la media aritmética son los siguientes:

$$\bar{X}_{F_{corte}} = \frac{8625,099}{25}$$

$$\bar{X}_{F_{corte}} = 345 [N]$$

A continuación, la Fig. (A.4) muestra los valores obtenidos de fuerza de corte para las vainas de chocho.



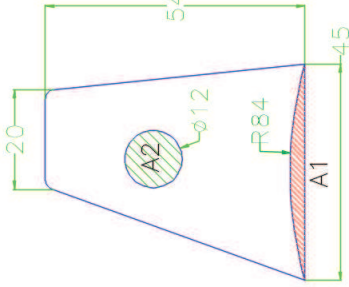
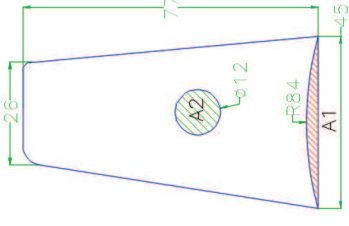
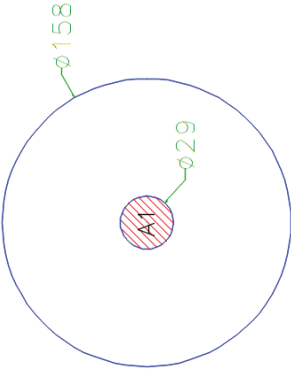
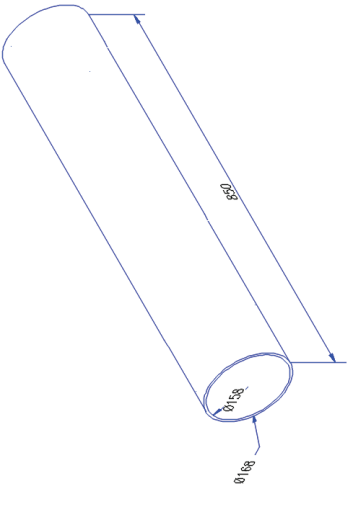
Figura A.4: Fuerza de corte de las vainas de chocho.

Fuente: Propia

APÉNDICE B

VOLUMEN DE LOS ELEMENTOS PRINCIPALES DEL CILINDRO TRILLADOR

Tabla B.1: Volumen de los elementos principales del cilindro trillador







SOPORTE DE LA CUCHILLA	CUCHILLA TRILLADORA	TAPA LATERAL	CILINDRO TRILLADOR
$t_p = 8 \text{ [mm]}$ 	$t_p = 8 \text{ [mm]}$ 	$t_p = 10 \text{ [mm]}$ 	$l = 850 \text{ [mm]}$ 
$A_{Total} = \left(\frac{45 + 20}{2} \right) * (54)$ $A_{Total} = 1755 \text{ [mm}^2\text{]}$ $A_1 = \frac{84^2}{2} \left[31 * \left(\frac{\pi}{180} \right) - \text{sen}31 \right]$ $A_1 = 91,78 \text{ [mm}^2\text{]}$ $A_2 = \frac{\pi}{4} * (12^2) = 113,1 \text{ [mm}^2\text{]}$ $A_{soprt} = A_{Total} - A_1 - A_2$ $A_{soprt} = 1,55 * 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$ $V_{soprt} = A_{soprt} * t_p$ $V_{soprt} = 1,24 * 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]}$	$A_{Total} = \left(\frac{45 + 26}{2} \right) * (77)$ $A_{Total} = 2733,5 \text{ [mm}^2\text{]}$ $A_1 = \frac{84^2}{2} \left[31 * \left(\frac{\pi}{180} \right) - \text{sen}31 \right]$ $A_1 = 91,78 \text{ [mm}^2\text{]}$ $A_2 = \frac{\pi}{4} * (12^2) = 113,1 \text{ [mm}^2\text{]}$ $A_{cucht} = A_{Total} - A_1 - A_2$ $A_{cucht} = 2,53 * 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$ $V_{cucht} = A_{cucht} * t_p$ $V_{cucht} = 2,024 * 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]}$	$A_{Total} = \frac{\pi}{4} * (158^2)$ $A_{Total} = 19606,68 \text{ [mm}^2\text{]}$ $A_1 = \frac{\pi}{4} * (29^2)$ $A_1 = 660,52 \text{ [mm}^2\text{]}$ $A_{tapa} = A_{Total} - A_1$ $A_{tapa} = 0,0189 \text{ [m}^2\text{]}$ $V_{tapa} = A_{tapa} * t_p$ $V_{tapa} = 1,89 * 10^{-4} \text{ [m}^3\text{]}$	$A_{Total} = \frac{\pi}{4} * (168^2 - 158^2)$ $A_{Total} = 2560,4 \text{ [mm}^2\text{]}$ $V_{cldprtrch} = A_{Total} * l$ $V_{cldprtrch} = 2560,4 * 850$ $V_{cldprtrch} = 2,18 * 10^{-3} \text{ [m}^3\text{]}$

Fuente: Propia

APÉNDICE C


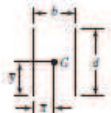
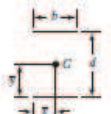
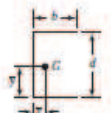

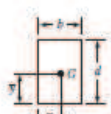



GRÁFICOS Y TABLAS PARA EL DISEÑO MECÁNICO

C.1. Propiedades torsionales de las soldadura de filete

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento polar unitario del área
	$A = 0.70 \, hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
	$A = 1.41 \, hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b+d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b+d)}$	$J_u = \frac{[b+d]^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b+d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b+d}$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{[b+d]^3}{6}$
	$A = 1.414 \, \pi r$		$J_u = 2\pi r^3$

*G es el centroide del grupo de soldaduras; h es el tamaño de la soldadura; el plano del par de torsión está en el plano de la página; todas las soldaduras son de ancho unitario.

C.2. Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{d^3}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_x = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_x = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_x = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 1.414\pi r$		$I_x = \pi r^3$

* I_x , segundo momento de área, se toma respecto de un eje horizontal que pasa por G, el centroide del grupo de soldaduras, siendo h el tamaño de la soldadura; el plano del momento es normal al plano de la página y paralelo al eje y; todas las soldaduras son del mismo tamaño.

C.3. Dimensiones principales de las cuerdas de tornillos del estándar nacional unificado

Dimensiones principales de las cuerdas de tornillos del estándar nacional unificado

Tamaño	Cuerdas gruesas, UNC				Cuerdas finas, UNF		
	Diámetro mayor d (in)	Cuerdas por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo por tensión A_t (in ²)	Cuerdas por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo por tensión A_t (in ²)
0	0.0600	–	–	–	80	0.0438	0.0018
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258
1/4	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187
1/2	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030
5/8	0.6250	11	0.5069	0.2260	18	0.5528	0.2560
3/4	0.7500	10	0.6201	0.3345	16	0.6688	0.3730
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4617	14	0.7822	0.5095
1	1.0000	8	0.8376	0.6057	12	0.8917	0.6630
1 1/8	1.1250	7	0.9394	0.7633	12	1.0167	0.8557
1 1/4	1.2500	7	1.0644	0.9691	12	1.1417	1.0729
1 3/8	1.3750	6	1.1585	1.1549	12	1.2667	1.3147
1 1/2	1.5000	6	1.2835	1.4053	12	1.3917	1.5810
1 3/4	1.7500	5	1.4902	1.8995			
2	2.0000	4.5	1.7113	2.4982			
2 1/4	2.2500	4.5	1.9613	3.2477			
2 1/2	2.5000	4	2.1752	3.9988			
2 3/4	2.7500	4	2.4252	4.9340			
3	3.0000	4	2.6752	5.9674			
3 1/4	3.2500	4	2.9252	7.0989			
3 1/2	3.5000	4	3.1752	8.3286			
3 3/4	3.7500	4	3.4252	9.6565			
4	4.0000	4	3.6752	11.0826			

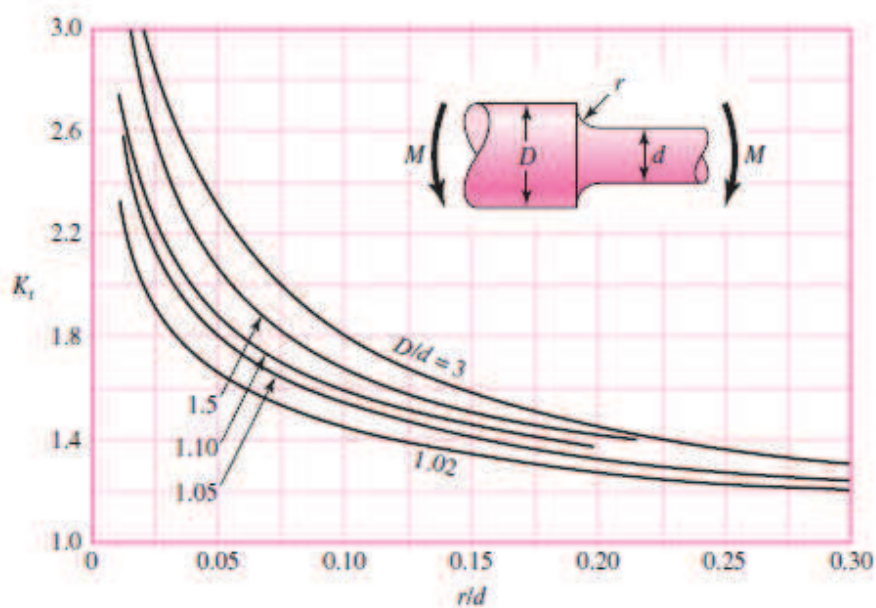
C.4. Especificaciones y resistencias de la SAE para pernos de acero

Especificaciones y resistencias de la SAE para pernos de acero					
Número de grado de la SAE	Intervalo del tamaño del diám. ext. (in)	Resistencia de prueba mínima (kpsi)	Resistencia a la fluencia mínima (kpsi)	Resistencia a la tensión mínima (kpsi)	Material
1	0.25-1.5	33	36	60	bajo o medio carbono
2	0.25-0.75	55	57	74	bajo o medio carbono
2	0.875-1.5	33	36	60	bajo o medio carbono
4	0.25-1.5	65	100	115	medio carbono, forjado en frío
5	0.25-1.0	85	92	120	medio carbono, Q&T*
5	1.125-1.5	74	81	105	medio carbono, Q&T
5.2	0.25-1.0	85	92	120	martensita al bajo carbono, Q&T
7	0.25-1.5	105	115	133	aleación al medio carbono, Q&T
8	0.25-1.5	120	130	150	aleación al medio carbono, Q&T
8.2	0.25-1.0	120	130	150	martensita al bajo carbono, Q&T

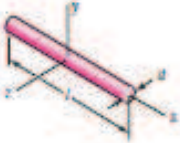

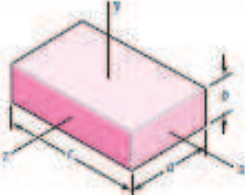
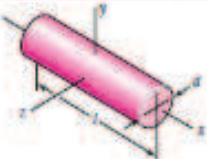
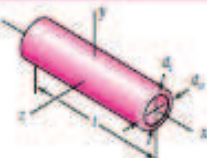
* Templado y revenido

C.5. Eje redondo con filete en el hombro en flexión

$$\sigma_o = M * c / I, \text{ donde } c = d/2 \text{ y } I = \pi * d^4 / 64$$



C.6. Tabla de Momentos de Inercia de sólidos

Parte 2 Propiedades de sólidos (ρ = densidad, peso por unidad de volumen)	
Varillas	 $m = \frac{\pi d^2 l \rho}{4g} \quad I_y = I_z = \frac{md^2}{12}$
Discos redondos	 $m = \frac{\pi d^2 t \rho}{4g} \quad I_x = \frac{md^2}{8} \quad I_y = I_z = \frac{md^2}{16}$
Prismas rectangulares	 $m = \frac{abc\rho}{g} \quad I_x = \frac{m}{12}(a^2 + b^2) \quad I_y = \frac{m}{12}(a^2 + c^2) \quad I_z = \frac{m}{12}(b^2 + c^2)$
Cilindros	 $m = \frac{\pi d^2 l}{4g} \quad I_x = \frac{md}{8} \quad I_y = I_z = \frac{m}{48}(3d^2 + 4l^2)$
Cilindros huecos	 $m = \frac{\pi (d_o^2 - d_i^2) l \rho}{4g} \quad I_x = \frac{m}{8} (d_o^2 + d_i^2) \quad I_y = I_z = \frac{m}{48} (3d_o^2 + 3d_i^2 + 4l^2)$

C.7. Factor de corrección del ángulo de contacto K_1 para transmisiones de banda plana VV* y en V

$\frac{D-d}{C}$	θ , grados	K_1	
		VV	Plana en V
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	0.76
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	0.79
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	0.81
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	0.84
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	0.85
1.00	120.0	0.82	0.82
1.10	113.3	0.80	0.80
1.20	106.3	0.77	0.77
1.30	98.9	0.73	0.73
1.40	91.1	0.70	0.70
1.50	82.8	0.65	0.65

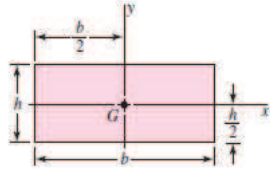
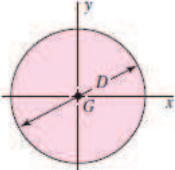
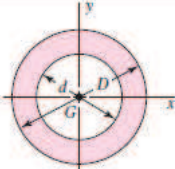
*Un ajuste de curva de la columna VV en términos de θ es
 $K_1 = 0.143\ 543 + 0.007\ 46\ 8\ \theta - 0.000\ 015\ 052\ \theta^2$
en el intervalo de $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$.

C.8. Factor de corrección de longitud de banda K_2^*

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda, pulg				
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 y mayor	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	660

*Multiplique la potencia nominal de la banda por este factor para conseguir la potencia corregida.

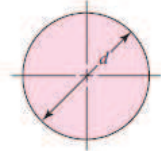
C.9. Tabla de momentos de inercia en áreas

Rectángulo	
$A = bh \quad I_x = \frac{bh^3}{12} \quad I_y = \frac{b^3h}{12} \quad I_{xy} = 0$	
Círculo	
$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} \quad I_{xy} = 0 \quad J_G = \frac{\pi D^4}{32}$	
Círculo hueco	
$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \quad I_x = I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) \quad I_{xy} = 0 \quad J_G = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$	

C.10. Valores del coeficiente de rendimiento η según la calidad de la máquina

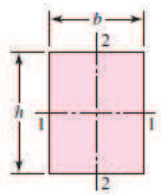
Condiciones de la maquina	η
Máquinas muy articuladas, con muchos engranajes y correas	0.5-0.6
Máquinas de motor individual con reductor o correa plana	0.7-0.75
Máquinas de motor individual, con correas trapezoidales	0.8-0.85
Máquinas con motor acoplado directamente	0.85-0.9

C.11. Áreas $A_{0,95\sigma}$ de perfiles estructurales no rotativos



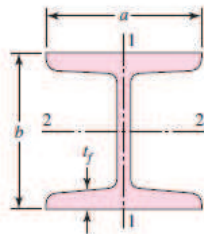
$$A_{0,95\sigma} = 0.01046d^2$$

$$d_e = 0.370d$$



$$A_{0,95\sigma} = 0.05hb$$

$$d_e = 0.808\sqrt{hb}$$



$$A_{0,95\sigma} = \begin{cases} 0.10at_f & \text{eje 1-1} \\ 0.05ba & \text{eje 2-2} \end{cases} \quad t_f > 0.025a$$



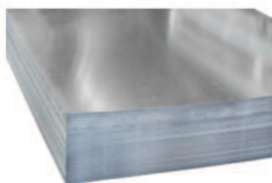
$$A_{0,95\sigma} = \begin{cases} 0.05ab & \text{eje 1-1} \\ 0.052xa + 0.1t_f(b-x) & \text{eje 2-2} \end{cases}$$

APÉNDICE D

CATÁLOGOS DE LOS MATERIALES USADOS EN LA CONSTRUCCIÓN

D.1. CARACTERÍSTICAS DEL ACERO ASTM A653

D.1.1. Resistencia mínimas de fluencia y a tensión del Acero ASTM A653



Acero Galvanizado

Calidad Comercial:

Norma: ASTM A653/924 y NTC 4011

Acabado: Flor regular o mínima, con o sin skin-pass, pasivado seco y no aceitado.

Recubrimientos: Z90 (G30), Z120 (G40), Z180 (G60), Z275 (G90)

FICHA TÉCNICA	
Espesor (mm)	Ancho Bobinas (mm)
2.50 - 3.00	1220
2.00	1000
1.40 - 1.90	1000, 1220
0.36 - 1.20	914, 1000, 1220
0.27 - 0.30	914, 1000
0.20 - 0.27	914

PROPIEDADES MECÁNICAS			
Calidad	Fluencia (Mpa)	Resistencia (Mpa)	Elongación %
CS Comercial	-	-	25 mín
SS G33 (230)	230	310	20 mín
SS G40 (275)*	275	380	16 mín
SS G50 (350)**	350	450	-

TOLERANCIAS ESPESOR				
Ancho especificado (mm)	Tolerancia superior e inferior (+/-) espesor nominal (mm)			
	Hasta 1.5	Más de 1.5 a 2.0 inclusive	Más de 2.0 a 2.5 inclusive	Más de 2.5 a 5.0 inclusive
914	0.05	0.08	0.15	0.18
1000	0.05	0.08	0.15	0.18
1220	0.05	0.08	0.15	0.18

Tolerancia máxima en longitud: + 35
Tolerancia máxima en ancho: + 6mm
Tolerancia máxima en planitud: 30 mm en 1.50m

D.1.2. Especificaciones técnicas del acero galvanizado ASTM A653 tomado del Catálogo de IPAC



Plancha de Acero: Galvanizado

Por los caminos del acero





ESPECIFICACIONES GENERALES

Acero Galvanizado: ASTM A 653 CS
 Observaciones: Otras dimensiones previa consulta



NORMA INTERNA

Espesor: 0.35 mm - 2.00 mm
 Longitud: - 0 mm
 + 3 mm
 Descuadre: 1,50 x diagonal nominal > diagonal mayor - diagonal menor
 1000
 Ondulamiento: 10 mm de amplitud máxima

APLICACIONES

- Ductos para aire acondicionado
- Puertas metálicas
- Perfilera de tumbado
- Cámaras frigoríficas
- Partes y piezas para línea blanca

TABLA DE PESOS APROXIMADOS

ESPESOR	PESO APROX. POR PLANCHIA (Kg)
mm	1,220 x 2,440
0.35	8.18
0.40	9.35
0.45	10.52
0.50	11.68
0.55	12.85
0.70	16.36
0.90	21.03
1.00	23.36
1.10	25.70
1.40	32.72
2.00	46.74

D.2. Factor de velocidad para rodamientos de bolas f_n

▼ Valores f_n para rodamientos de bolas

n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	$f_n = \sqrt{\frac{33 \frac{1}{n}}{n}}$
min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹	
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,132
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	3900	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

D.3. Factor de esfuerzos dinámicos f_L

Dimensionado

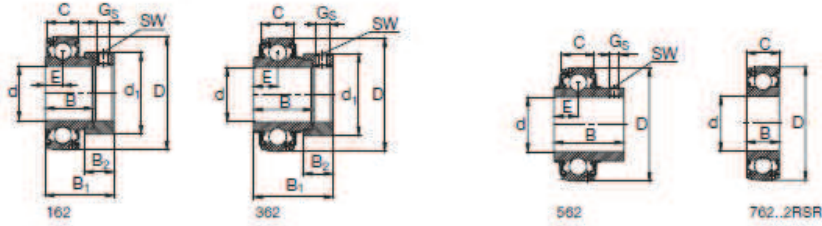
Valores de orientación para f_L y valores usuales de cálculo

Lugar de aplicación	Valor f_L que debe alcanzarse	Valores usuales de cálculo
Máquinas para trabajar la madera		
Husillos de tupis y ejes portacuchillas	3 ... 4	Fuerzas de corte y de accionamiento; velocidad nominal
Rodamiento principal de sierras de bastidor	3,5 ... 4	Fuerzas máxicas; velocidad nominal
Rodamiento de la biela de sierras de bastidor	2,5 ... 3	Fuerzas máxicas; velocidad nominal
Sierras circulares	2 ... 3	Fuerza de corte y accionamiento; velocidad nominal
Transmisiones de maquinaria en general		
Transmisiones universales	2 ... 3	Potencia nominal; velocidad nominal
Motoreductores	2 ... 3	Potencia nominal; velocidad nominal
Grandes transmisiones estacionarias	3 ... 4,5	Potencia nominal; velocidad nominal
Manutención		
Cintas transportadoras para extracción a cielo abierto	4,5 ... 5,5	Potencia nominal; velocidad nominal
Rodillos de cintas transportadoras para extracción a cielo abierto	4,5 ... 5	Peso de la cinta y carga; velocidad de servicio
Rodillos para cintas transportadoras en general	2,5 ... 3,5	Peso de la cinta y carga; velocidad de servicio
Tartrones para cinta transportadora	4 ... 4,5	Tiro de la cinta, peso de la cinta y carga; velocidad en servicio
Excavadoras de rotopalas, accionamiento	2,5 ... 3,5	Potencia nominal; velocidad nominal
Excavadoras de rotopalas, rotopalas	4,5 ... 6	Resistencia a la excavación, peso; velocidad en servicio
Excavadoras de rotopalas, accionamiento de la rueda	4,5 ... 5,5	Potencia nominal; velocidad nominal
Poleas de extracción	4 ... 4,5	Carga en cable; velocidad nominal (según DIN 22 410)
Poleas de cable	2,5 ... 3,5	Carga en cable; velocidad nominal
Bombas, ventiladores, compresores		
Ventiladores, soplantes	3,5 ... 4,5	Empuje radial o axial, peso del rotor, masa desequilibrada
Grandes soplantes	4 ... 5	Masa desequilibrada = peso del rotor · f_z ; velocidad nominal $f_z = 0,5$ para soplantes de aire fresco $f_z = 0,8$ a 1 para extractores de humos
Bombas de émbolo	3,5 ... 4,5	Empuje nominal; velocidad nominal
Bombas centrífugas	3 ... 4,5	Empuje axial, peso del rotor; velocidad nominal
Bombas hidráulicas de émbolo, axiales y radiales	1 ... 2,5	Presión nominal; velocidad nominal
Transmisiones de bombas	1 ... 2,5	Presión en servicio; velocidad nominal
Compresores	2 ... 3,5	Presión en servicio; fuerzas máxicas; velocidad nominal
Centrifugadoras, batidoras		
Centrifugadoras	2,5 ... 3	Peso, masa desequilibrada; velocidad nominal
Grandes batidoras	3,5 ... 4	Peso, fuerza de accionamiento; velocidad nominal
Machacadoras, molinos, cribas, etc.		
Machacadoras de mandíbulas	3 ... 3,5	Potencia de accionamiento, radio de excéntrica; velocidad nominal
Trituradoras, machacadoras de rodillos	3 ... 3,5	Fuerza de triturado; velocidad nominal
Molinos de mandíbulas, de impacto y de martillos	4 ... 5	Peso del rotor · f_z ; velocidad nominal; $f_z = 2$ a $2,5$
Molinos de tubos	4 ... 5	Peso total · f_z ; velocidad nominal; $f_z = 1,5$ a $2,5$
Molinos vibratarios	2 ... 3	Fuerza centrífuga · f_z ; velocidad nominal; $f_z = 1,2$ a $1,3$
Molinos de pulverizado	4 ... 5	Esfuerzo de compresión · f_z ; número de revoluciones nominal $f_z = 1,5$ a 3
Cribas vibratorias	2,5 ... 3	Fuerza centrífuga · f_z ; número de revoluciones nominal; $f_z = 1,2$
Prensas para briquetas	3,5 ... 4	Esfuerzo de presión; número de revoluciones nominal
Rodillos para hornos giratorios	4 ... 5	Carga de los rodillos · f_z ; número de revoluciones nominal Factor para cargas excéntricas $f_z = 1,2$ a $1,3$; Si las cargas son muy elevadas debe comprobarse la capacidad de carga estática

D.4. Rodamientos FAG tipo S para ejes métricos y en pulgadas

Rodamientos FAG tipo S para ejes métricos y en pulgadas

Series 162, 362, 562, 762B.2RSR



Eje	Dimensiones											Capacidad de carga din. C	Capacidad de carga estát. C ₀	Denominación abreviada Rodamiento con dispositivo de seguridad FAG	Peso ^{***}	
	d	D	C	B	B ₁	B ₂	E	G _s	SW	mm	mm					mm
12	12	40	12	19.1	28.6	28.6	13.5	6.5	M6x0.75	3	9.5	4.75	16203/12	0.13		
1/2	12.7	40	12	19.1	28.6	28.6	13.5	6.5	M6x0.75	3	9.5	4.75	16203.008	0.128		
9/16	14.288	40	12	19.1	28.6	28.6	13.5	6.5	M6x0.75	3	9.5	4.75	16203.009	0.129		
15	15	40	12	19.1	28.6	28.6	13.5	6.5	M6x0.75	3	9.5	4.75	16203/15	0.12		
5/8	15.875	40	12	19.1	28.6	28.6	13.5	6.5	M6x0.75	3	9.5	4.75	16203.010	0.117		
17	17	40	12	19.1	28.6	28.6	13.5	6.5	M6x0.75	3	9.5	4.75	16203	0.1		
	17	40	12	12							9.5	4.75	76203.2RSR	0.064		
1 1/16	17.463	40	12	19.1	28.6	28.6	13.5	6.5	M6x0.75	3	9.5	4.75	16203.011	0.091		
3/4	19.05	47	14	21.5	31	33.3	13.5	7.5	M6x0.75	3	12.7	6.55	16204.012	0.154		
	19.05	47	17	34.2	43.7	33.3	13.5	17.1	M6x0.75	3	12.7	6.55	36204.012	0.208		
	19.05	47	17	31				12.7	M6x0.75	3	12.7	6.55	56204.012	0.162		
20	20	47	14	21.5	31	33.3	13.5	7.5	M6x0.75	3	12.7	6.55	16204	0.15		
	20	47	17	34.2	43.7	33.3	13.5	17.1	M6x0.75	3	12.7	6.55	36204	0.2		
	20	47	17	31				12.7	M6x0.75	3	12.7	6.55	56204	0.14		
	20	47	14	14							12.7	6.55	76204.2RSR	0.108		
1 5/16	20.638	52	15	21.5	31	38.1	13.5	7.5	M6x0.75	3	14	7.8	16205.013	0.246		
	20.638	52	17	34.9	44.4	38.1	13.5	17.5	M6x0.75	3	14	7.8	36205.013	0.313		
	20.638	52	17	34.1				14.3	M6x0.75	3	14	7.8	56205.013	0.238		
7/8	22.225	52	15	21.5	31	38.1	13.5	7.5	M6x0.75	3	14	7.8	16205.014	0.237		
	22.225	52	17	34.9	44.4	38.1	13.5	17.5	M6x0.75	3	14	7.8	36205.014	0.299		
	22.225	52	17	34.1				14.3	M6x0.75	3	14	7.8	56205.014	0.223		
1 5/16	23.813	52	15	21.5	31	38.1	13.5	7.5	M6x0.75	3	14	7.8	16205.015	0.228		
	23.813	52	17	34.9	44.4	38.1	13.5	17.5	M6x0.75	3	14	7.8	36205.015	0.282		
	23.813	52	17	34.1				14.3	M6x0.75	3	14	7.8	56205.015	0.208		
25	25	52	15	21.5	31	38.1	13.5	7.5	M6x0.75	3	14	7.8	16205	0.22		
	25	52	17	34.9	44.4	38.1	13.5	17.5	M6x0.75	3	14	7.8	36205	0.27		
	25	52	17	34.1				14.3	M6x0.75	3	14	7.8	56205	0.19		
	25	52	15	15							14	7.8	76205.2RSR	0.128		

D.5. Dimensiones de la Chumacera para Rodamientos FAG tipo S

Unidades FAG de rodamientos S
 Series P162, P562, P762...2BSR
 Soporte de pie de fundición gris

Eje	Dimensiones													Tornillos de fijación				Denominación abreviada		Peso			
	d	a	b	e	h	h ₁	m	u	v	s	h ₂	h ₃	h ₄	FAG	mm	in	FAG	mm	in	FAG	kg	Unidad de rodamiento S	
12	32	125	30	13	30,2	57	96	11,5	18	M10	1/8			P1620372	1620372		P200			P200	0,38		P162...BSR
	36	135	33	14	33,3	60	96	11,5	18	M10	1/8			P1620376	1620376		P200			P200	0,42		
	40	145	36	15	36,3	63	96	11,5	18	M10	1/8			P1620380	1620380		P200			P200	0,46		
14	40	155	33	14	33,3	63	96	11,5	18	M10	1/8			P1620384	1620384		P200			P200	0,50		
	45	165	36	15	36,3	66	96	11,5	18	M10	1/8			P1620388	1620388		P200			P200	0,54		
	50	175	39	16	39,3	69	96	11,5	18	M10	1/8			P1620392	1620392		P200			P200	0,58		
16	50	175	39	16	39,3	69	96	11,5	18	M10	1/8			P1620396	1620396		P200			P200	0,62		
	55	185	42	17	42,3	72	96	11,5	18	M10	1/8			P1620400	1620400		P200			P200	0,66		
	60	195	45	18	45,3	75	96	11,5	18	M10	1/8			P1620404	1620404		P200			P200	0,70		
17	60	195	45	18	45,3	75	96	11,5	18	M10	1/8			P1620408	1620408		P200			P200	0,74		
	65	205	48	19	48,3	78	96	11,5	18	M10	1/8			P1620412	1620412		P200			P200	0,78		
	70	215	51	20	51,3	81	96	11,5	18	M10	1/8			P1620416	1620416		P200			P200	0,82		
18	70	215	51	20	51,3	81	96	11,5	18	M10	1/8			P1620420	1620420		P200			P200	0,86		
	75	225	54	21	54,3	84	96	11,5	18	M10	1/8			P1620424	1620424		P200			P200	0,90		
	80	235	57	22	57,3	87	96	11,5	18	M10	1/8			P1620428	1620428		P200			P200	0,94		
20	80	235	57	22	57,3	87	96	11,5	18	M10	1/8			P1620432	1620432		P200			P200	0,98		
	85	245	60	23	60,3	90	96	11,5	18	M10	1/8			P1620436	1620436		P200			P200	1,02		
	90	255	63	24	63,3	93	96	11,5	18	M10	1/8			P1620440	1620440		P200			P200	1,06		
25	90	255	63	24	63,3	93	96	11,5	18	M10	1/8			P1620444	1620444		P200			P200	1,10		
	95	265	66	25	66,3	96	96	11,5	18	M10	1/8			P1620448	1620448		P200			P200	1,14		
	100	275	69	26	69,3	99	96	11,5	18	M10	1/8			P1620452	1620452		P200			P200	1,18		
30	100	275	69	26	69,3	99	96	11,5	18	M10	1/8			P1620456	1620456		P200			P200	1,22		
	105	285	72	27	72,3	102	96	11,5	18	M10	1/8			P1620460	1620460		P200			P200	1,26		
	110	295	75	28	75,3	105	96	11,5	18	M10	1/8			P1620464	1620464		P200			P200	1,30		
35	110	295	75	28	75,3	105	96	11,5	18	M10	1/8			P1620468	1620468		P200			P200	1,34		
	115	305	78	29	78,3	108	96	11,5	18	M10	1/8			P1620472	1620472		P200			P200	1,38		
	120	315	81	30	81,3	111	96	11,5	18	M10	1/8			P1620476	1620476		P200			P200	1,42		
40	120	315	81	30	81,3	111	96	11,5	18	M10	1/8			P1620480	1620480		P200			P200	1,46		
	125	325	84	31	84,3	114	96	11,5	18	M10	1/8			P1620484	1620484		P200			P200	1,50		
	130	335	87	32	87,3	117	96	11,5	18	M10	1/8			P1620488	1620488		P200			P200	1,54		
50	130	335	87	32	87,3	117	96	11,5	18	M10	1/8			P1620492	1620492		P200			P200	1,58		
	135	345	90	33	90,3	120	96	11,5	18	M10	1/8			P1620496	1620496		P200			P200	1,62		
	140	355	93	34	93,3	123	96	11,5	18	M10	1/8			P1620500	1620500		P200			P200	1,66		
60	140	355	93	34	93,3	123	96	11,5	18	M10	1/8			P1620504	1620504		P200			P200	1,70		
	145	365	96	35	96,3	126	96	11,5	18	M10	1/8			P1620508	1620508		P200			P200	1,74		
	150	375	99	36	99,3	129	96	11,5	18	M10	1/8			P1620512	1620512		P200			P200	1,78		
70	150	375	99	36	99,3	129	96	11,5	18	M10	1/8			P1620516	1620516		P200			P200	1,82		
	155	385	102	37	102,3	132	96	11,5	18	M10	1/8			P1620520	1620520		P200			P200	1,86		
	160	395	105	38	105,3	135	96	11,5	18	M10	1/8			P1620524	1620524		P200			P200	1,90		
80	160	395	105	38	105,3	135	96	11,5	18	M10	1/8			P1620528	1620528		P200			P200	1,94		
	165	405	108	39	108,3	138	96	11,5	18	M10	1/8			P1620532	1620532		P200			P200	1,98		
	170	415	111	40	111,3	141	96	11,5	18	M10	1/8			P1620536	1620536		P200			P200	2,02		
90	170	415	111	40	111,3	141	96	11,5	18	M10	1/8			P1620540	1620540		P200			P200	2,06		
	175	425	114	41	114,3	144	96	11,5	18	M10	1/8			P1620544	1620544		P200			P200	2,10		
	180	435	117	42	117,3	147	96	11,5	18	M10	1/8			P1620548	1620548		P200			P200	2,14		
100	180	435	117	42	117,3	147	96	11,5	18	M10	1/8			P1620552	1620552		P200			P200	2,18		
	185	445	120	43	120,3	150	96	11,5	18	M10	1/8			P1620556	1620556		P200			P200	2,22		
	190	455	123	44	123,3	153	96	11,5	18	M10	1/8			P1620560	1620560		P200			P200	2,26		
120	190	455	123	44	123,3	153	96	11,5	18	M10	1/8			P1620564	1620564		P200			P200	2,30		
	195	465	126	45	126,3	156	96	11,5	18	M10	1/8			P1620568	1620568		P200			P200	2,34		
	200	475	129	46	129,3	159	96	11,5	18	M10	1/8			P1620572	1620572		P200			P200	2,38		
140	200	475	129	46	129,3	159	96	11,5	18	M10	1/8			P1620576	1620576		P200			P200	2,42		
	205	485	132	47	132,3	162	96	11,5	18	M10	1/8			P1620580	1620580		P200			P200	2,46		
	210	495	135	48	135,3	165	96	11,5	18	M10	1/8			P1620584	1620584		P200			P200	2,50		
160	210	495	135	48	135,3	165	96	11,5	18	M10	1/8			P1620588	1620588		P200			P200	2,54		
	215	505	138	49	138,3	168	96	11,5	18	M10	1/8			P1620592	1620592		P200			P200	2,58		
	220	515	141	50	141,3	171	96	11,5	18	M10	1/8			P1620596	1620596		P200			P200	2,62		
180	220	515	141	50	141,3	171	96	11,5	18	M10	1/8			P1620600	1620600		P200			P200	2,66		
	225	525	144	51	144,3	174	96	11,5	18	M10	1/8			P1620604	1620604		P200			P200	2,70		
	230	535	147	52	147,3	177	96	11,5	18	M10	1/8			P1620608	1620608		P200			P200	2,74		
200	230	535	147	52	147,3	177	96	11,5	18	M10	1/8			P1620									

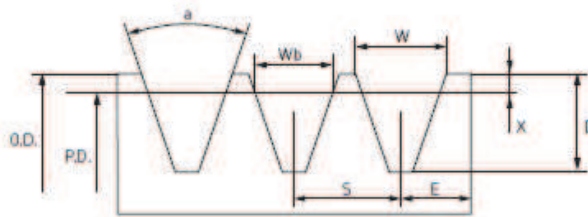
D.6. Factor de dureza de los rodamientos

La gama suministrada de los rodamientos está destinada a la utilización en los ambientes con la temperatura hasta 120°C. La excepción representan los rodamientos de dos hileras esféricas que pueden trabajar bajo las temperaturas hasta 180°C y los rodamientos de una hilera de bolas con los sellos de goma (RS, 2RS, RSR, 2RSR) aplicables hasta la temperatura de 110°C y con los sellos de goma RS2, -2RS2 aplicables hasta la temperatura de 150°C.

Para las temperaturas más altas de trabajo los rodamientos son fabricados de tal forma para que se alcancen las características físico-mecánicas y estabilidad de dimensiones necesarias. La solución de montaje bajo las temperaturas más altas de trabajo recomendamos consultar con el fabricante de los rodamientos.

Temperatura de funcionamiento °C	Factor f_T
150	1
200	0,95
250	0,9
300	0,8
350	0,64

D.7. Poleas para correas trapeciales clásicas



Poleas para correas trapeciales clásicas

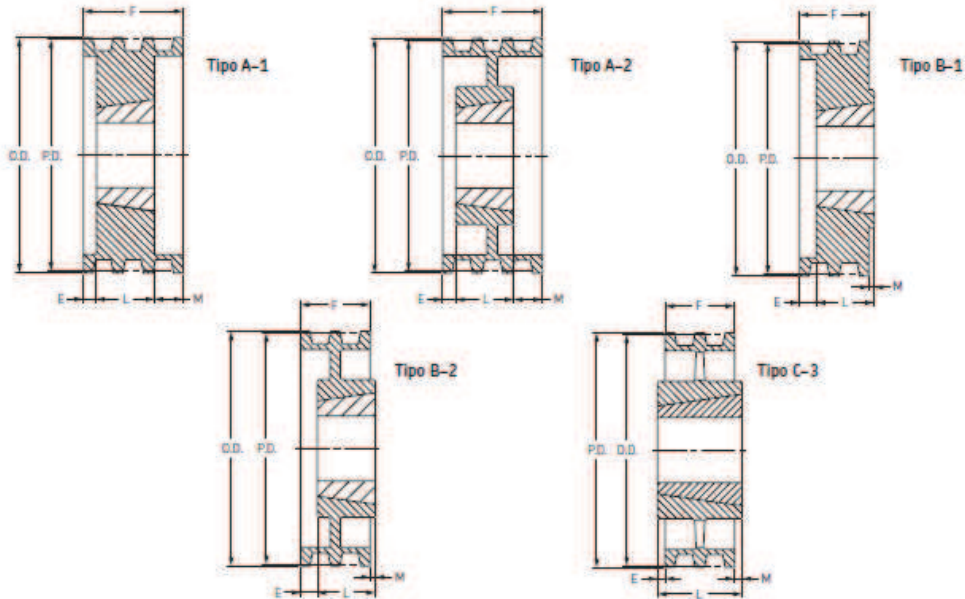
Serie de la correa en pulgadas	Rango de diámetros primitivos	Ángulo de la ranura °	Dimensiones				
			W pulg.	D pulg.	X pulg.	S pulg.	E pulg.
A-B	3,6 - 6,8 > 6,8	34°	0,612	0,625	0,175	0,75	0,5
		38°	0,625				
C	7,0 - 7,99 8,0 - 12,0 > 12,0	34°	0,879	0,78	0,2	1,00	0,688
		36°	0,887				
		38°	0,895				
D	12,0 - 12,99 13,0 - 17,0 > 17,0	34°	1,259	1,05	0,3	1,438	0,875
		36°	1,271				
		38°	1,283				
E	18,0 - 24,0 > 24,0	36°	1,527	1,3	0,4	1,75	1,23
		38°	1,542				

D.8. Poleas clásicas SKF



Poleas para correas trapeciales clásicas

A/B para casquillo cónico



1 Garganta

2 Gargantas

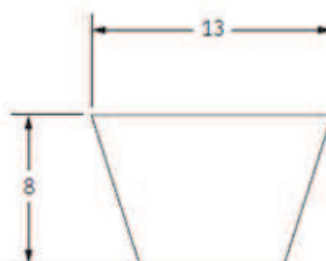
Diámetro primitivo Correa A	Diámetro exterior Correa B	Tipo	Casquillo	Agujero		F	E	L	M	Peso [kg]	Designación	Tipo	Casquillo	Agujero		F	E	L	M	Peso [kg]	Designación
				Mín.	Máx.									Mín.	Máx.						
3,00	3,40	3,75	A-1	1210	1/4	1 1/4	1	1	1	2,20	PHP 1-B347B	A-1	1210	1/4	1 1/4	1 1/4	1	1	2,20	PHP 2-B347B	
3,20	3,60	3,95	A-1	1210	1/4	1 1/4	1	1	1	2,40	PHP 1-B367B	A-1	1210	1/4	1 1/4	1 1/4	1	1	2,40	PHP 2-B367B	
3,40	3,80	4,15	A-1	1610	1/2	1 1/4	1	1	1	2,80	PHP 1-B387B	A-1	1610	1/2	1 1/4	1 1/4	1	1	2,80	PHP 2-B387B	
3,60	4,00	4,35	A-1	1610	1/2	1 1/4	1	1	1	3,00	PHP 1-B407B	A-1	1610	1/2	1 1/4	1 1/4	1	1	3,00	PHP 2-B407B	
3,80	4,20	4,55	A-1	1610	1/2	1 1/4	1	1	1	3,50	PHP 1-B427B	A-1	1610	1/2	1 1/4	1 1/4	1	1	4,00	PHP 2-B427B	
4,00	4,40	4,75	A-1	1610	1/2	1 1/4	1	1	1	3,80	PHP 1-B447B	A-1	1610	1/2	1 1/4	1 1/4	1	1	4,50	PHP 2-B447B	
4,20	4,60	4,95	A-1	1610	1/2	1 1/4	1	1	1	4,00	PHP 1-B467B	A-1	1610	1/2	1 1/4	1 1/4	1	1	5,00	PHP 2-B467B	
4,40	4,80	5,15	A-1	1610	1/2	1 1/4	1	1	1	4,50	PHP 1-B487B	A-1	1610	1/2	1 1/4	1 1/4	1	1	5,50	PHP 2-B487B	
4,60	5,00	5,35	A-1	1610	1/2	1 1/4	1	1	1	4,80	PHP 1-B507B	A-1	1610	1/2	1 1/4	1 1/4	1	1	6,00	PHP 2-B507B	
4,80	5,20	5,55	A-1	1610	1/2	1 1/4	1	1	1	5,00	PHP 1-B527B	A-1	1610	1/2	1 1/4	1 1/4	1	1	6,50	PHP 2-B527B	
5,00	5,40	5,75	A-1	1610	1/2	1 1/4	1	1	1	5,50	PHP 1-B547B	A-1	1610	1/2	1 1/4	1 1/4	1	1	7,00	PHP 2-B547B	
5,20	5,60	5,95	A-1	1610	1/2	1 1/4	1	1	1	6,00	PHP 1-B567B	A-1	1610	1/2	1 1/4	1 1/4	1	1	8,20	PHP 2-B567B	
5,40	5,80	6,15	A-1	1610	1/2	1 1/4	1	1	1	6,30	PHP 1-B587B	A-1	1610	1/2	1 1/4	1 1/4	1	1	8,60	PHP 2-B587B	
5,60	6,00	6,35	A-1	1610	1/2	1 1/4	1	1	1	6,70	PHP 1-B607B	A-1	1610	1/2	1 1/4	1 1/4	1	1	8,80	PHP 2-B607B	
5,80	6,20	6,55	A-1	1610	1/2	1 1/4	1	1	1	7,00	PHP 1-B627B	A-1	1610	1/2	1 1/4	1 1/4	1	1	9,00	PHP 2-B627B	
6,00	6,40	6,75	A-1	1610	1/2	1 1/4	1	1	1	8,00	PHP 1-B647B	A-1	1610	1/2	1 1/4	1 1/4	1	1	10,00	PHP 2-B647B	
6,20	6,60	6,95	A-1	1610	1/2	1 1/4	1	1	1	8,50	PHP 1-B667B	A-1	1610	1/2	1 1/4	1 1/4	1	1	10,50	PHP 2-B667B	
6,40	6,80	7,15	A-1	1610	1/2	1 1/4	1	1	1	9,00	PHP 1-B687B	A-1	1610	1/2	1 1/4	1 1/4	1	1	11,00	PHP 2-B687B	
7,00	7,40	7,75	B-1	2517	1/4	2 1/2	1	1 1/4	1/4	9,40	PHP 1-B747B	A-1	2517	1/4	2 1/2	1 1/4	1 1/4	1	16,00	PHP 2-B747B	
8,20	8,60	8,95	B-2	2517	1/4	2 1/2	1	1 1/4	1/4	12,00	PHP 1-B867B	A-2	2517	1/4	2 1/2	1 1/4	1 1/4	1	18,00	PHP 2-B867B	
9,00	9,40	9,75	B-2	2517	1/4	2 1/2	1	1 1/4	1/4	14,00	PHP 1-B947B	A-2	2517	1/4	2 1/2	1 1/4	1 1/4	1	20,00	PHP 2-B947B	
10,60	11,00	11,35	B-2	2517	1/4	2 1/2	1	1 1/4	1/4	18,00	PHP 1-B1107B	A-2	2517	1/4	2 1/2	1 1/4	1 1/4	1	25,00	PHP 2-B1107B	
12,00	12,40	12,75	C-3	2517	1/4	2 1/2	1	1 1/4	1/4	18,50	PHP 1-B1247B	A-3	2517	1/4	2 1/2	1 1/4	1 1/4	1	27,00	PHP 2-B1247B	
15,00	15,40	15,75	C-3	2517	1/4	2 1/2	1	1 1/4	1/4	19,00	PHP 1-B1547B	A-3	2517	1/4	2 1/2	1 1/4	1 1/4	1	31,00	PHP 2-B1547B	
18,00	18,40	18,75	C-3	2517	1/4	2 1/2	1	1 1/4	1/4	24,00	PHP 1-B1847B	A-3	2517	1/4	2 1/2	1 1/4	1 1/4	1	33,00	PHP 2-B1847B	
19,60	20,00	20,35	-	-	-	-	-	-	-	-	-	C-3	3020	1 1/4	3	1 1/4	2	1/4	49,00	PHP 2-B2007B	
24,40	25,00	25,35	-	-	-	-	-	-	-	-	-	C-3	3020	1 1/4	3	1 1/4	2	1/4	65,00	PHP 2-B2507B	
29,60	30,00	30,35	-	-	-	-	-	-	-	-	-	C-3	3020	1 1/4	3	1 1/4	2	1/4	75,00	PHP 2-B3007B	
37,40	38,00	38,35	-	-	-	-	-	-	-	-	-	C-3	3020	1 1/4	3	1 1/4	2	1/4	112,00	PHP 2-B3807B	

D.9. Bandas de sección clásica SPA



Correas clásicas

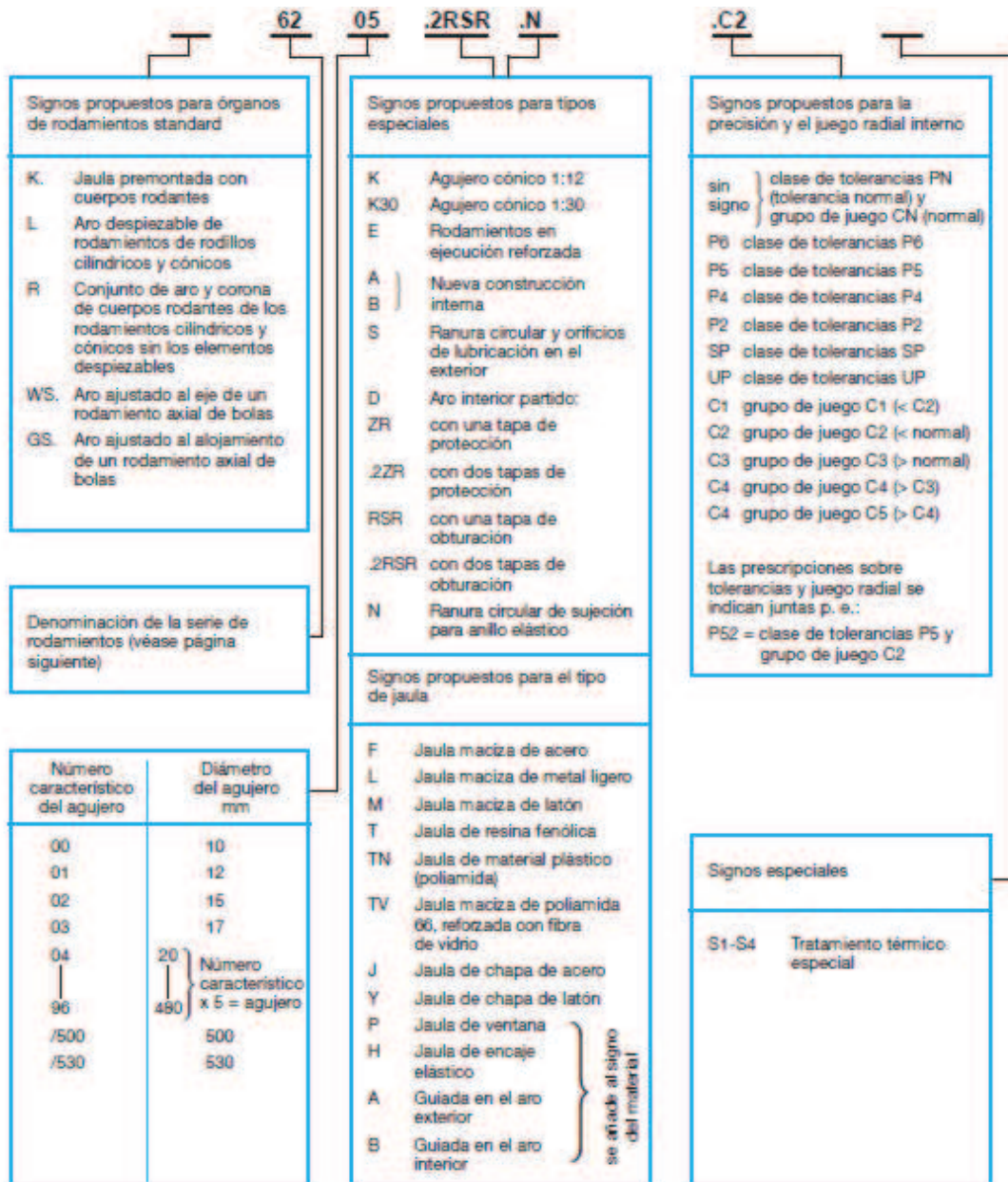
13/A



Sección 13/A

Longitud primitiva	Longitud interior		Designación	Longitud primitiva	Longitud interior		Designación
mm	mm	pulg.		mm	mm	pulg.	
920	889	35,00	PHG A35	2220	2184	86,00	PHG A86
930	902	35,50	PHG A35,5	2230	2197	86,50	PHG A86,5
950	914	36,00	PHG A36	2240	2210	87,00	PHG A87
955	921	36,25	PHG A36,25	2270	2235	88,00	PHG A88
970	940	37,00	PHG A37	2300	2261	89,00	PHG A89
980	953	37,50	PHG A37,5	2320	2286	90,00	PHG A90
990	965	38,00	PHG A38	2350	2311	91,00	PHG A91
1010	978	38,50	PHG A38,5	2370	2337	92,00	PHG A92
1020	991	39,00	PHG A39	2400	2362	93,00	PHG A93
1050	1016	40,00	PHG A40	2420	2388	94,00	PHG A94
1060	1029	40,50	PHG A40,5	2450	2413	95,00	PHG A95
1070	1041	41,00	PHG A41	2480	2438	96,00	PHG A96
1085	1054	41,50	PHG A41,5	2500	2464	97,00	PHG A97
1100	1067	42,00	PHG A42	2520	2489	98,00	PHG A98
1110	1080	42,50	PHG A42,5	2550	2515	99,00	PHG A99
1130	1092	43,00	PHG A43	2570	2540	100,00	PHG A100
1150	1118	44,00	PHG A44	2630	2591	102,00	PHG A102
1180	1143	45,00	PHG A45	2680	2642	104,00	PHG A104
1180	1143	45,00	PHG A45	2700	2667	105,00	PHG A105
1185	1149	45,25	PHG A45,25	2750	2718	107,00	PHG A107
1200	1168	46,00	PHG A46	2780	2743	108,00	PHG A108
1215	1181	46,50	PHG A46,5	2830	2794	110,00	PHG A110
1230	1194	47,00	PHG A47	2880	2845	112,00	PHG A112
1240	1207	47,50	PHG A47,5	2930	2896	114,00	PHG A114
1250	1219	48,00	PHG A48	2980	2946	116,00	PHG A116
1265	1232	48,50	PHG A48,5	3030	2997	118,00	PHG A118
1280	1245	49,00	PHG A49	3080	3048	120,00	PHG A120
1300	1270	50,00	PHG A50	3190	3150	124,00	PHG A124
1315	1283	50,50	PHG A50,5	3290	3251	128,00	PHG A128
1330	1295	51,00	PHG A51	3340	3302	130,00	PHG A130
1360	1321	52,00	PHG A52	3390	3353	132,00	PHG A132
1380	1346	53,00	PHG A53	3490	3454	136,00	PHG A136
1410	1372	54,00	PHG A54	3590	3556	140,00	PHG A140
1430	1397	55,00	PHG A55	3690	3658	144,00	PHG A144
1460	1422	56,00	PHG A56	3800	3759	148,00	PHG A148
1480	1448	57,00	PHG A57	3840	3810	150,00	PHG A150
1510	1473	58,00	PHG A58	4043	4013	158,00	PHG A158
1530	1499	59,00	PHG A59	4424	4394	173,00	PHG A173
1550	1524	60,00	PHG A60	4780	4750	187,00	PHG A187

D.10. Denominación de los rodamientos



D.11. Resistencia mínimas de fluencia y a tensión del SAE 1018

SAE 1018				
Eje de Transmisión				
ANÁLISIS TÍPICO				
SAE 1018	C	Mn	P	S
	0.15-0.20%	0.60-0.90%	≤ 0.040%	≤ 0.050%
PROPIEDADES MECÁNICAS				
LAMINADA EN FRÍO:	Resistencia a la tracción	69.000 psi		
	Punto de Fluencia	40.000 psi		
	Elongación en 2"	38%		
	Reducción de área	62%		
	Dureza	143 Brinell		
LAMINADA EN CALIENTE:	Resistencia a la tracción	82.000 psi		
	Punto de Fluencia	70.000 psi		
	Elongación en 2"	20%		
	Reducción de área	57%		
	Dureza	163 Brinell		



Código de color
AZUL

APLICACIÓN: Se utiliza para tuercas, pernos, piezas de máquina pequeña, ejes para motores y transmisión de potencia, pasadores y bujes.

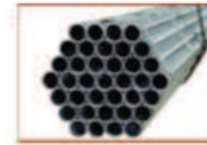
REDONDO	
PULGADAS	PESO APROX. kg/m
3/8	0.6
1/2	1.0
5/8	1.6
3/4	2.2
7/8	3.0
1	4.0
1 1/8	5.0
1 1/4	6.2
1 3/8	7.5
1 1/2	8.9
1 3/4	12.2
2	15.9
2 1/4	20.1
2 1/2	24.8
2 3/4	30.0
3	35.8
3 1/4	42.0
3 1/2	48.7
3 3/4	55.9
4	63.6
4 1/2	80.5
5	99.4
5 1/2	120.2
6	143.1

D.12. Características del tubo estructural para el cilindro trillador tomado del Catálogo de IPAC



ESPECIFICACIONES GENERALES

Largo Normal: 6 m
Recubrimiento: Negro o Galvanizado
Dimensiones: Desde 3/4 a 6 plg
 20 a 150 mm
Espesores: Desde 1.5 a 6 mm
Calidad del Acero: AISI G3132 SPHT-1
 ASTM A 569
Observaciones: Otras dimensiones y largos previa consulta



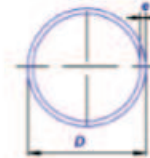
DIMENSIONES		PESO		AREA		PROPIEDADES		
DIÁMETRO EXTERIOR (D)	e	P	A	I	W	i		
Plg	mm	mm	Kg/6m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	
3/4	19.05	1.5	3.90	0.83	0.32	0.34	0.62	
		2.0	5.04	1.07	0.39	0.41	0.61	
7/8	22.22	1.5	4.62	0.98	0.53	0.47	0.73	
		2.0	6.00	1.27	0.66	0.59	0.72	
1	25.40	1.5	5.28	1.13	0.81	0.64	0.85	
		2.0	6.90	1.47	1.01	0.80	0.83	
1 1/4	31.75	1.5	6.72	1.43	1.63	1.03	1.07	
		2.0	8.82	1.87	2.09	1.31	1.05	
1 1/2	38.10	1.5	8.10	1.72	2.89	1.52	1.30	
		2.0	10.68	2.27	3.71	1.95	1.28	
1 3/4	44.45	1.5	9.54	2.02	4.67	2.10	1.52	
		2.0	12.54	2.67	6.02	2.71	1.50	
1 7/8	47.63	1.5	10.32	2.17	5.79	2.43	1.63	
		2.0	13.62	2.87	7.48	3.14	1.61	
2	50.80	1.5	10.92	2.32	7.06	2.78	1.74	
		2.0	14.46	3.07	9.14	3.60	1.73	
2 1/8	52.07	1.5	11.70	2.47	8.41	3.03	1.85	
		2.0	15.42	3.32	10.84	3.95	1.83	
2 1/2	63.50	1.5	13.20	2.77	12.00	3.98	2.08	
		2.0	17.28	3.66	15.66	5.17	2.06	
2 3/8	60.33	1.5	12.54	2.67	11.00	3.78	2.14	
		2.0	16.62	3.56	14.66	4.97	2.12	
2 1/2	63.50	1.5	13.74	2.92	14.05	4.42	2.19	
		2.0	18.18	3.86	18.29	5.76	2.18	
3	76.20	1.5	16.56	3.75	26.10	6.85	2.64	
		2.0	21.96	4.66	32.11	8.43	2.62	
3	76.20	1.5	16.56	3.75	26.10	6.85	2.64	
		2.0	21.96	4.66	32.11	8.43	2.62	
4	101.60	1.5	21.24	4.51	42.92	10.99	3.19	
		2.0	28.46	5.99	57.63	14.28	3.17	
4	101.60	1.5	21.24	4.51	42.92	10.99	3.19	Nuevol
		2.0	28.46	5.99	57.63	14.28	3.17	Nuevol
5	127.00	1.5	26.88	5.70	61.15	13.24	3.45	
		2.0	35.70	7.56	80.28	17.39	3.43	
5	127.00	1.5	26.88	5.70	61.15	13.24	3.45	Nuevol
		2.0	35.70	7.56	80.28	17.39	3.43	Nuevol
6	152.40	1.5	32.52	6.90	76.20	16.15	3.71	
		2.0	43.74	9.29	101.04	21.25	3.69	
6	152.40	1.5	32.52	6.90	76.20	16.15	3.71	Nuevol
		2.0	43.74	9.29	101.04	21.25	3.69	Nuevol

NORMA INTERNA

Tolerancias:
 ø 3/4 - ø 1 3/4 ± 0.50% diámetro nominal
 ø 1 7/8 - ø 3 ± 0.75% diámetro nominal
Variación Longitud: +0 mm
 -10 mm
Rectitud: 0.4% de longitud (máximo)
Ovalamiento: 1% diámetro nominal (máximo)
Ensayos:
 Abocardado: 25% diámetro nominal
 Aplastamiento: Total
 Doblado: 90° con radio interior mínimo 5 veces el diámetro nominal

APLICACIONES

- Usos Estructurales**
- Estructuras para invernaderos
 - Cerramientos
 - Cubiertas especiales
 - Juegos infantiles en plazas y parques
 - Pasamanos
 - Fabricación de andamios
 - Tubos para postes de luz
- Otros usos**
- Escapes automóviles
 - Guardachoques - Matsurros
 - Manijas para carretillas
 - Canchas deportivas (arcos fútbol, postes volley ball)
 - Estructuras para letreros
 - Máquinas para gimnasio
 - Asientos para vehículos
 - Fabricación de maquinaria industrial



NOMENCLATURA

A= Área de la selección transversal del tubo, cm² **W**= Módulo resistente de la sección, cm³
I= Momento de Inercia de la sección, cm⁴ **i**= Radio de giro de la sección, cm

D.13. Características de los para la estructura tomado del Catálogo de IPAC

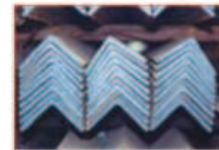


ESPECIFICACIONES GENERALES

Calidad del acero: DIN 17100
ST 37-2
ASTM A-36

Medidas: 20 - 100 mm

Espesor: 3 - 12 mm



NORMA INTERNA

Dimensiones y Tolerancia:

Bajo Norma: DIN 1028

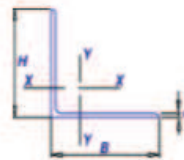
Longitud: -0 mm
+100 mm

Propiedades de Angulos Laminados

DESCRIPCION	PESO kg/6m	AREA cm ²
AI 20x3	5.28	1.13
AI 25x3	6.72	1.43
AI 25x4	8.67	1.86
AI 30x3	8.16	1.74
AI 30x4	10.68	2.27
AI 40x3	11.04	2.35
AI 40x4	14.52	3.08
AI 40x5	17.82	3.79
AI 40x6	20.91	4.48
AI 50x3	13.98	2.96
AI 50x4	18.36	3.89
AI 50x5	22.62	4.8
AI 50x6	26.82	5.69
AI 60x6	32.52	6.91
AI 65x6	35.04	7.55
AI 70x6	38.28	8.13
AI 75x6	40.69	8.66
AI 80x8	57.78	12.3
AI 100x6	54.82	11.75
AI 100x8	73.2	15.5
AI 100x10	90	19.2
AI 100x12	106.8	22.7

APLICACIONES

- Torres metálicas
- Muebles metálicos
- Carpintería Metálica




APÉNDICE E

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL SISTEMA DE REDUCCIÓN DE VELOCIDADES

E.1. Datos técnicos de los Motores Eléctricos

Motores trifásicos 6 polos (1.200 rpm), 60Hz IP55

No. de Depósito	Descripción							Precio Lista Unic. US \$	
	 <p>Motor 6 polos Tipo 1LA7 132 S/M</p>								
	Tipo	Tamaño Constructivo	Potencia HP	kW	F.Servicio FS	Corriente (A) 220 VAC 440 VAC			
	VELOCIDAD 1.200 rpm (6 polos)								
	100160479	1LA7073 - 6YA60	80	0.5	0.37	1.15	2.2	1.10	221,00
	100160484	1LA7080 - 6YA60	80	0.75	0.56	1.15	3.3	1.6	258,00
	100160490	1LA7083 - 6YA60	80	1.0	0.74	1.15	4.2	2.10	335,00
	100267192	1LA7090 - 6YA60	90	1.5	1.12	1.05	6.0	3.0	389,00
	100267193	1LA7096 - 6YA60	90	2.0	1.5	1.15	7.8	3.90	410,00
	100267194	1LA7112 - 6YA60	112	3.0	2.2	1.10	11.0	5.0	457,00
	100267195	1LA7113 - 6YA60	112	4.0	3.0	1.10	15.0	7.50	590,00
	100267196	1LA7130 - 6YA70	132 S/M	5.0	3.73	1.15	16.4	8.20	831,00
	100267198	1LA7133 - 6YA70	132 S/M	7.5	5.6	1.10	26.0	13.0	949,00
	100267199	1LA7135 - 6YA70	132 S/M	10.0	7.5	1.05	33.0	16.5	1.092,00
	100267200	1LA7164 - 6YA70	160 MIL	15.0	11.2	1.05	52.6	26.3	1.633,00
	100267201	1LA7167 - 6YA70	160 MIL	20.0	14.9	1.10	66.0	33.0	1.995,00
	100094622	1LA5186 - 6YA80	180 L	25.0	18.7	1.05	62.0	36.0	2.920,00
	100097822	1LA5206 - 6YA80	200 L	30.0	22.4	1.15	84.0	42.0	3.747,00
	100094579	1LA5208 - 6YA80	200 L	40.0	29.6	1.10	114.0	57.0	4.248,00
	100267202	1LA5223 - 6YA80	225 M	50.0	37.3	1.15	136.0	68.0	4.987,00

Use motor en su aplicación.
Protéjalo únicamente con productos Siemens:
✓ SIRIUS
✓ SINAMICS
✓ MICROMASTER

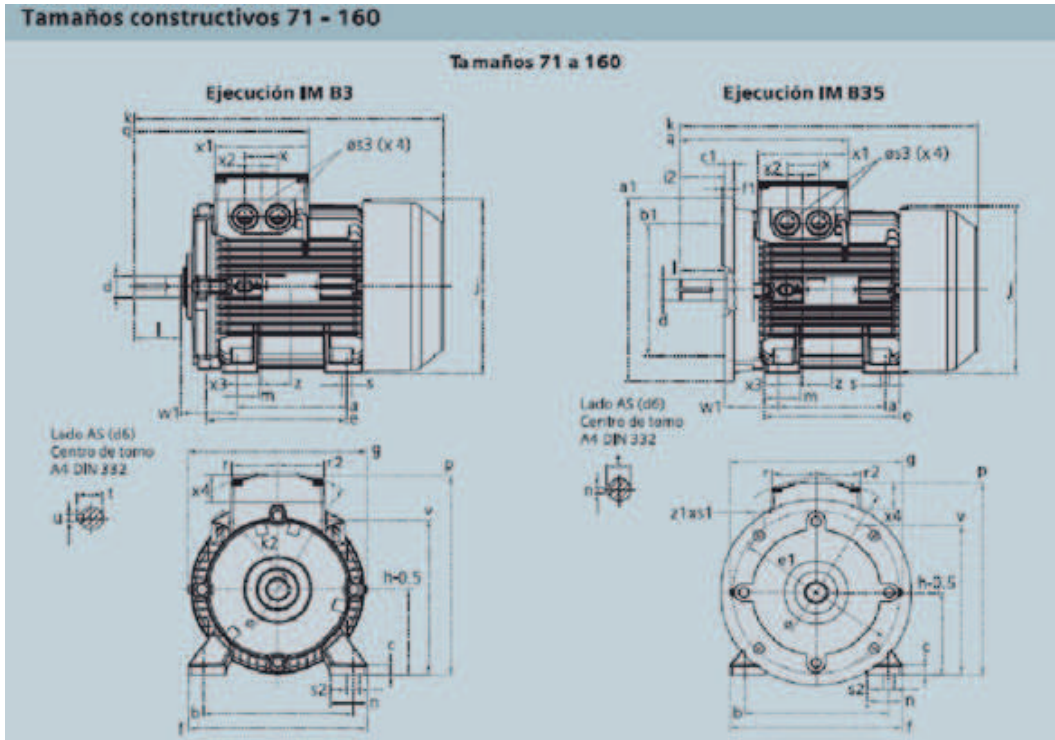
Motores y Ventiladores

E.2. Dimensiones de los Motores Eléctricos

Motor tamaño	Medidas comunes (IM B3, IM B5)						medidas de la forma constructiva IM B3										Medidas de la forma constructiva IM B5 / IM B35					
	l	d	t	u	g	g ₁	p/p ₂	k	a	b	h	w ₁	s	e	f	a1	b1	c1	e1	f1	s1	k
071	30	14	16.1	5	148	-	178.5	240	90	112	71	45	7	107.5	132	160	110	5.5	130	3.5	10.5	231
080	40	19	21.5	6	163	-	193.5	273.5	100	125	80	50	9.5	119.5	150	200	130	8	165	3.5	13	283
090 S	50	24	26.9	8	181	-	211.5	331	100	140	90	56	10	114.5	165	200	130	7	165	3.5	13	324
090 L	50	24	26.9	8	181	-	211.5	331	125	140	90	56	10	144.5	165	200	130	7	165	3.5	13	324
112 M	60	28	31.0	8	227	-	260	393	140	190	112	70	12	176	226	250	180	11	215	4	14.5	388
132 S	80	38	41.3	10	264.5	-	315	481	140	216	132	89	12	1218	256	300	230	14	265	4	15	481
132 M	80	38	41	10	266	-	299	491	178	216	132	89	12	218	226	300	230	12	265	4	4.5	491
160 M	110	42	45.0	12	320	-	365.5	629	210	254	160	109	15	300	300	350	250	20	300	5	18	628
160 L	110	42	45.0	12	320	-	365.5	629	254	254	160	109	15	300	300	350	250	20	300	5	18	628
180 M	110	48	51.5	14	357	499	410	653	241	279	180	121	16	301	339	350	290	13	300	5	18	653
180 L	110	48	51.5	14	357	499	410	691	279	279	180	121	16	339	339	350	290	13	300	5	18	691
200 L	110	55	59.0	16	403	534	460	743	305	318	200	133	20	385	398	400	300	15	350	5	18	743
225 S	*140	*60	*64	18	447	-	569	*830	286	356	225	149	19	361	436	450	350	16	400	5	17.5	*830
225 M	*140	*60	*64	18	447	-	569	*830	311	356	225	149	19	361	436	450	350	16	400	5	17.5	*830
250 M	140	*65	*69	18	520	-	680	930	349	406	250	168	24	409	506	550	450	18	500	5	17.5	930
280 S	140	*75	*79.5	*20	575	-	735	1005	368	457	280	190	24	479	557	550	450	18	500	5	17.5	1005
280 M	140	*75	*79.5	*20	575	-	735	1005	419	457	280	190	24	479	557	550	450	18	500	5	17.5	1005
315 S ¹⁾	140	65	69	18	645	-	1110	406	508	315	216	28	527	628	660	550	22	600	6	22	1110	
315 S ²⁾	170	85	85	22	-	-	1140	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1140
315 M ¹⁾	140	65	69	18	645	-	1110	406	508	315	216	28	527	628	660	550	22	600	6	22	1110	
315 M ²⁾	170	80	85	22	-	-	1140	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1140
315 L ¹⁾	140	65	69	18	645	-	1250	508	508	315	216	28	578	628	660	550	22	600	6	22	1250	
315 L ²⁾	170	80	85	22	-	-	1280	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1280


1) Motores de dos polos * Para motores de dos polos cambian las siguientes medidas: Tamaño constructivo 225 M: l=170; d=55; t=59; u=16 mm.; k=800...
2) Motores de 4 a 8 polos - Tamaño constructivo 250 M: d=60; t=64... - Tamaño constructivo 280 S: d=65; t=69; u=18 mm.

Tamaños constructivos 71 - 160



E.3. Especificaciones Técnicas del Variador de Frecuencia utilizado

Variadores de velocidad SINAMICS G110, 200 - 240 VAC
 Con tensión de alimentación monofásica a 220 VAC para accionar motores trifásicos de corriente alterna hasta 4HP.

No. de Depósito	Descripción	Precio Lista Unid. US \$																																																							
<p>Bombear/ ventilar/ comprimir</p> 	<p>Los SINAMICS G110 son especialmente adecuados para aplicaciones de variación de velocidad simples con bombas, ventiladores, sistemas de embalaje, accionamientos de puertas de fábricas, garajes, paneles publicitarios en diversos sectores industriales y residenciales.</p> <p>Es un convertidor de frecuencia robusto con funcionalidad básica compacto que funciona con control de tensión y frecuencia (V/f) en redes monofásicas de 200 V a 240 V (conocido en nuestro medio como alimentación "bifásica")</p>  <p>SINAMICS G110 con panel BOP</p>																																																								
<p>Mover</p> 	<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Especificaciones Técnicas</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Tensión de alimentación / Frecuencia</td> <td>1 x 200...240VAC ± 10% con 50/60Hz ±/- 5 %</td> </tr> <tr> <td>Rango de potencia</td> <td>0,37 - 3 kW/ 0,5-4HP</td> </tr> <tr> <td>Grado de Protección</td> <td>IP20</td> </tr> <tr> <td>Entradas / Salidas</td> <td>3 entradas digitales; 1 salida digital</td> </tr> <tr> <td>Entradas analógica</td> <td>1 entrada analógica</td> </tr> <tr> <td>Factor de potencia y Eficiencia</td> <td>≥ 95%</td> </tr> <tr> <td>Capacidad de sobrecarga</td> <td>150% de sobrecarga durante 60s (ciclos de 300s)</td> </tr> <tr> <td>Longitud del cable al motor</td> <td>50 m (No apantallado) / 25m (apantallado)</td> </tr> <tr> <td>Método de control</td> <td>Características U/f lineal, cuadrática y multipunto</td> </tr> <tr> <td>Temperatura de empleo</td> <td>-10...+40°C (hasta +50 °C con derating)</td> </tr> <tr> <td>Funciones de protección</td> <td>Subtensión, sobretensión, defecto a tierra, cortocircuito, vuelco del motor, protección térmica del motor y variador.</td> </tr> </tbody> </table>	Especificaciones Técnicas		Tensión de alimentación / Frecuencia	1 x 200...240VAC ± 10% con 50/60Hz ±/- 5 %	Rango de potencia	0,37 - 3 kW/ 0,5-4HP	Grado de Protección	IP20	Entradas / Salidas	3 entradas digitales; 1 salida digital	Entradas analógica	1 entrada analógica	Factor de potencia y Eficiencia	≥ 95%	Capacidad de sobrecarga	150% de sobrecarga durante 60s (ciclos de 300s)	Longitud del cable al motor	50 m (No apantallado) / 25m (apantallado)	Método de control	Características U/f lineal, cuadrática y multipunto	Temperatura de empleo	-10...+40°C (hasta +50 °C con derating)	Funciones de protección	Subtensión, sobretensión, defecto a tierra, cortocircuito, vuelco del motor, protección térmica del motor y variador.																																
Especificaciones Técnicas																																																									
Tensión de alimentación / Frecuencia	1 x 200...240VAC ± 10% con 50/60Hz ±/- 5 %																																																								
Rango de potencia	0,37 - 3 kW/ 0,5-4HP																																																								
Grado de Protección	IP20																																																								
Entradas / Salidas	3 entradas digitales; 1 salida digital																																																								
Entradas analógica	1 entrada analógica																																																								
Factor de potencia y Eficiencia	≥ 95%																																																								
Capacidad de sobrecarga	150% de sobrecarga durante 60s (ciclos de 300s)																																																								
Longitud del cable al motor	50 m (No apantallado) / 25m (apantallado)																																																								
Método de control	Características U/f lineal, cuadrática y multipunto																																																								
Temperatura de empleo	-10...+40°C (hasta +50 °C con derating)																																																								
Funciones de protección	Subtensión, sobretensión, defecto a tierra, cortocircuito, vuelco del motor, protección térmica del motor y variador.																																																								
<p>EQUIPO PARA TENSIÓN DE CONEXIÓN 220V MONOFÁSICO¹⁾</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Tipo</th> <th>Pot. del motor²⁾ HP</th> <th>Pot. del motor²⁾ kW</th> <th>Corriente de Entrada (A)</th> <th>Corriente de Salida (A)</th> <th>Precio</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>100022579</td> <td>6SL3211-0AB13-7UA1</td> <td>0.5</td> <td>0.37</td> <td>6.2</td> <td>2.3</td> <td>209,00</td> </tr> <tr> <td>100022581</td> <td>6SL3211-0AB15-5UA1</td> <td>0.75</td> <td>0.55</td> <td>7.7</td> <td>3.2</td> <td>225,00</td> </tr> <tr> <td>100022583</td> <td>6SL3211-0AB17-5UA1</td> <td>1</td> <td>0.75</td> <td>10.0</td> <td>3.9</td> <td>247,00</td> </tr> <tr> <td>100022585</td> <td>6SL3211-0AB21-1UA1</td> <td>1.5</td> <td>1.1</td> <td>14.7</td> <td>6.0</td> <td>286,00</td> </tr> <tr> <td>100022587</td> <td>6SL3211-0AB21-5UA1</td> <td>2</td> <td>1.5</td> <td>19.7</td> <td>7.8</td> <td>343,00</td> </tr> <tr> <td>100022589</td> <td>6SL3211-0AB22-2UA1</td> <td>3</td> <td>2.2</td> <td>27.2</td> <td>11.0</td> <td>425,00</td> </tr> <tr> <td>100022574</td> <td>6SL3211-0AB23-0UA1</td> <td>4</td> <td>3</td> <td>35.6</td> <td>13.6</td> <td>494,00</td> </tr> </tbody> </table>			Tipo	Pot. del motor ²⁾ HP	Pot. del motor ²⁾ kW	Corriente de Entrada (A)	Corriente de Salida (A)	Precio	100022579	6SL3211-0AB13-7UA1	0.5	0.37	6.2	2.3	209,00	100022581	6SL3211-0AB15-5UA1	0.75	0.55	7.7	3.2	225,00	100022583	6SL3211-0AB17-5UA1	1	0.75	10.0	3.9	247,00	100022585	6SL3211-0AB21-1UA1	1.5	1.1	14.7	6.0	286,00	100022587	6SL3211-0AB21-5UA1	2	1.5	19.7	7.8	343,00	100022589	6SL3211-0AB22-2UA1	3	2.2	27.2	11.0	425,00	100022574	6SL3211-0AB23-0UA1	4	3	35.6	13.6	494,00
Tipo	Pot. del motor ²⁾ HP	Pot. del motor ²⁾ kW	Corriente de Entrada (A)	Corriente de Salida (A)	Precio																																																				
100022579	6SL3211-0AB13-7UA1	0.5	0.37	6.2	2.3	209,00																																																			
100022581	6SL3211-0AB15-5UA1	0.75	0.55	7.7	3.2	225,00																																																			
100022583	6SL3211-0AB17-5UA1	1	0.75	10.0	3.9	247,00																																																			
100022585	6SL3211-0AB21-1UA1	1.5	1.1	14.7	6.0	286,00																																																			
100022587	6SL3211-0AB21-5UA1	2	1.5	19.7	7.8	343,00																																																			
100022589	6SL3211-0AB22-2UA1	3	2.2	27.2	11.0	425,00																																																			
100022574	6SL3211-0AB23-0UA1	4	3	35.6	13.6	494,00																																																			

E.4. Especificaciones Técnicas del Breakers sobrepuestos termomagnéticos utilizado

Breakers sobrepuestos termomagnéticos 5SX para montaje en riel DIN

Capacidad de ruptura, según IEC 60 947-2. Tensión nominal: hasta 415VAC.
Para uso en AC y también en DC (60VDC por polo conectado en serie, hasta 180VDC).

No. de Depósito	Descripción				Precio Listo Unid. US \$
	Tipo	Corriente térmica In (A)	Capacidad de ruptura en (kA) 220VAC	Empaque (Unidades)	
1 Polo					
100059981	5SX1105-7	0,5	10	12	10,90
100059982	5SX1101-7	1,0	6	12	10,80
100060006	5SX1102-7	2,0	6	12	10,80
100060007	5SX1104-7	4,0	4,5	12	10,80
100060008	5SX1106-7	6,0	4,5	12	10,80
100000150	5SX1110-7	10,0	5	12	7,40
100059983	5SX1116-7	16,0	5	12	7,40
100059984	5SX1120-7	20,0	5	12	7,40
100059985	5SX1125-7	25,0	5	12	7,40
100059986	5SX1132-7	32,0	4,5	12	7,40
100059987	5SX1140-7	40,0	4,5	12	7,75
100060009	5SX1150-7	50,0	4,5	12	7,75
2 Polos					
100059988	5SX1205-7	0,5	10	6	25,10
100059989	5SX1201-7	1,0	10	6	25,10
100059990	5SX1202-7	2,0	10	6	25,10
100059991	5SX1204-7	4,0	6	6	25,10
100059992	5SX1206-7	6,0	6	6	22,50
100059993	5SX1210-7	10,0	6	6	16,40
100059994	5SX1216-7	16,0	6	6	16,40
100060010	5SX1220-7	20,0	6	6	16,40
100059995	5SX1225-7	25,0	6	6	16,50
100059996	5SX1232-7	32,0	4,5	6	16,50
100059997	5SX1240-7	40,0	4,5	6	16,90
100059998	5SX1250-7	50,0	4,5	6	22,80
100060005	5SX1263-7	63,0	4,5	6	25,70
100059999	5SX1270-7	70,0	4,5	6	25,70
3 Polos					
100060000	5SX1302-7	2,0	10	4	43,90
100060011	5SX1306-7	6,0	6	4	35,80
100060012	5SX1310-7	10,0	6	4	27,40
100060013	5SX1316-7	16,0	6	4	27,40
100060014	5SX1320-7	20,0	6	4	27,40
100060015	5SX1325-7	25,0	6	4	27,40
100060016	5SX1332-7	32,0	5	4	27,40
100060001	5SX1340-7	40,0	5	4	27,40
100060017	5SX1350-7	50,0	5	4	31,20
100060002	5SX1363-7	63,0	5	4	36,95
100060018	5SX1370-7	70,0	5	2	36,95

SELLO DE ORIGEN CONTRA FALSIFICACIONES



APÉNDICE F

FOTOGRAFÍAS DE LA
CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LA
MÁQUINA TRILLADORA DE
CHOCHOS



Figura F.1: Corte del Soporte y la Cuchilla Trilladora



Figura F.2: Armado y Soldado del Cilindro Trillador



Figura F.3: Maquinado del Cilindro Trillador y Poleas



Figura F.4: Corte y Armado de la Estructura de la Máquina



Figura F.5: Corte, Rolado y Doblado del Cóncavo o Tamiz



Figura F.6: Corte, Rolado, Doblado y Soldado de la Tapa del Cilindro Trillador

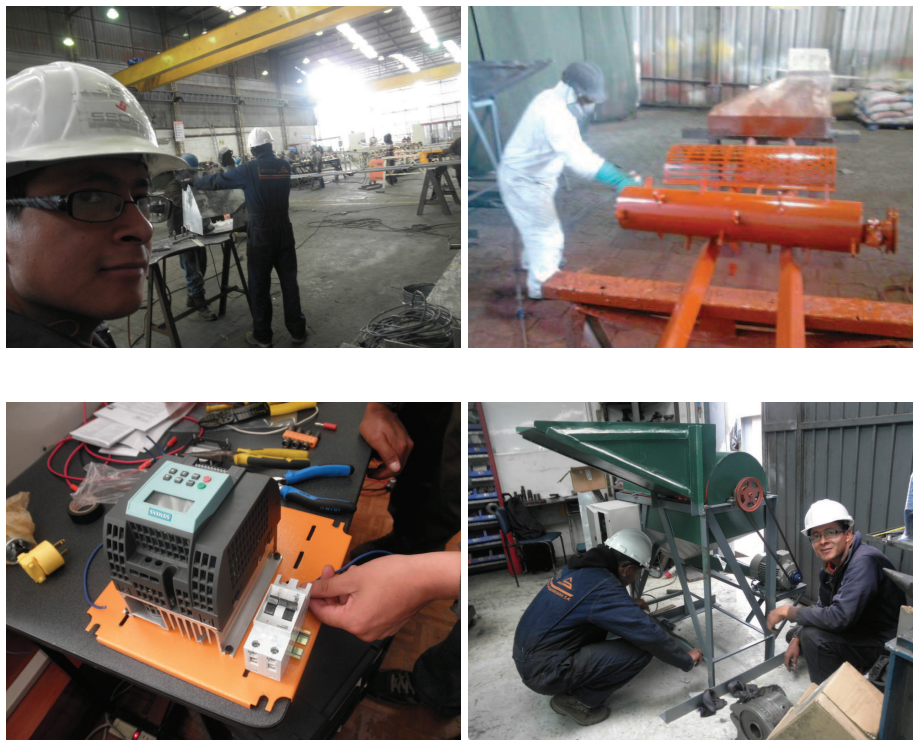


Figura F.7: Soldado de las Tolvas y Armado del Sistema Reductor de Velocidades



Figura F.8: Ensamble Final de Máquina Trilladora de Chochos



Figura F.9: Visita del Director del Proyecto de Titulación a la Máquina Trilladora de Chochos

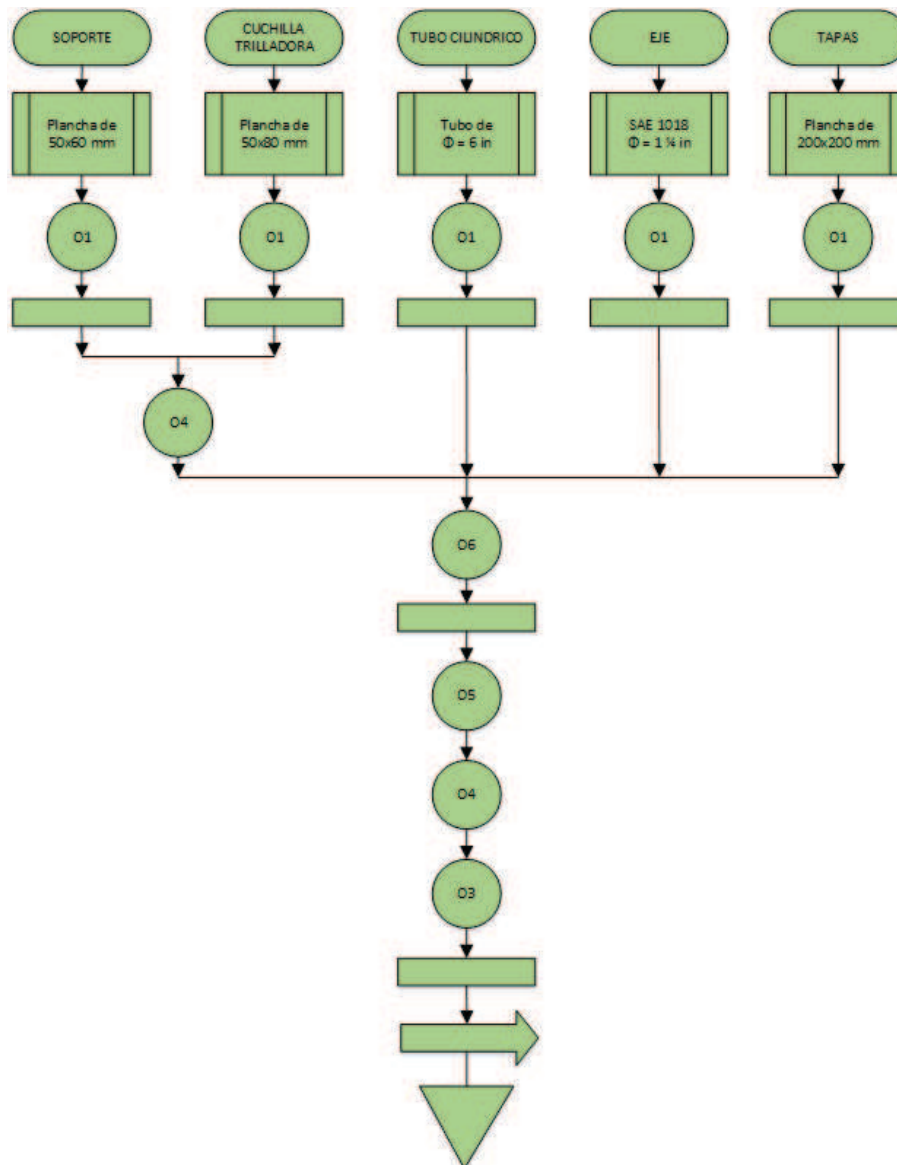


Figura G.2: Diagrama de flujo de la construcción y ensamble del Cilindro Trillador.

Fuente: Propia

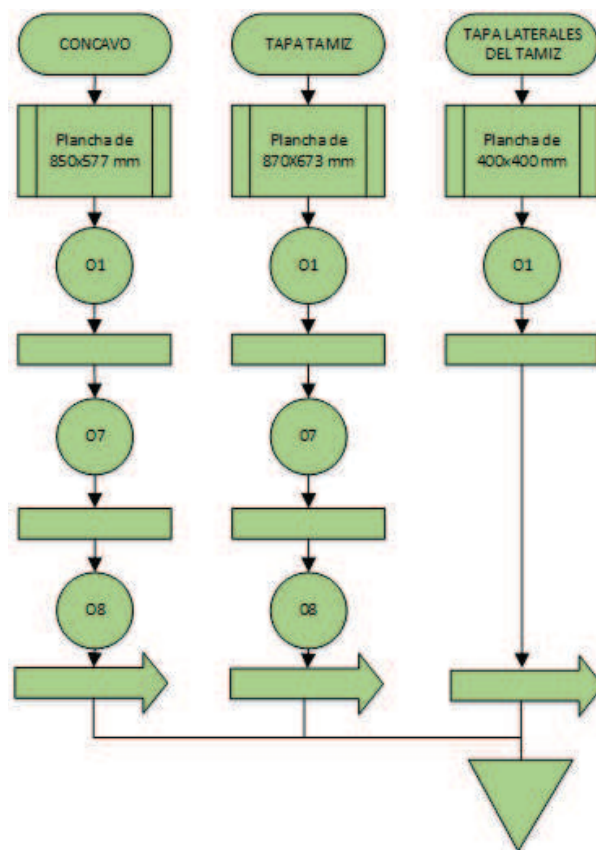


Figura G.3: Diagrama de flujo de la construcción y ensamble del Tamiz

Fuente: Propia

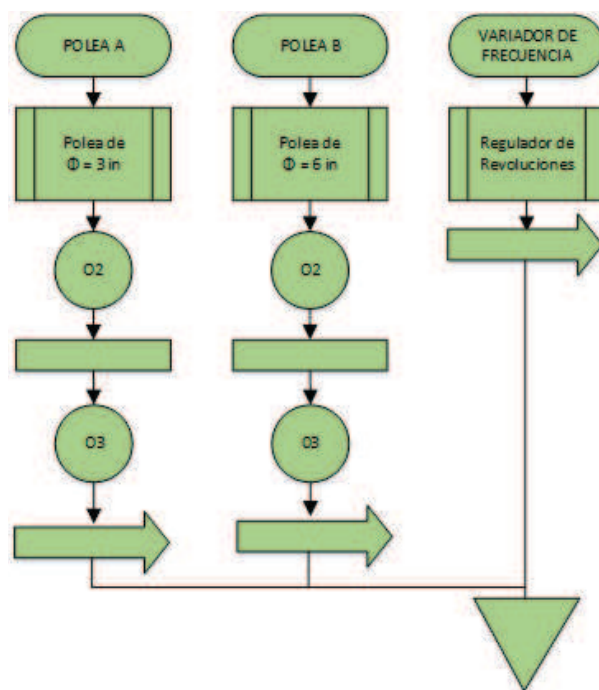


Figura G.4: Diagrama de flujo del ensamble del Sistema reductor de velocidades
Fuente: Propia

APÉNDICE H

HOJAS DE PROCESO

APÉNDICE I

PLANOS DE CONSTRUCCIÓN