

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Diseño y Cálculo de una Máquina para Producir
Briquetas de Urea”

TESIS DE GRADO

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Orlando David Contreras Bernal

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2009

AGRADECIMIENTO

A todas las personas que de uno u otro modo colaboraron en la realización de este trabajo y especialmente al Ing. Marcelo Espinosa Luna Director de Tesis, por su invaluable ayuda.

DEDICATORIA

MIS PADRES

A MIS HERMANOS

A MI FUTURA ESPOSA

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



Ing. Francisco Andrade S.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE



Ing. Marcelo Espinosa L.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Manuel Helguero G.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”



Sr. Orlando Contreras B.

RESUMEN

Esta Tesis se desarrolló con el objetivo de producir briquetas que mejoren la aplicación de Urea y para cubrir la necesidad que se tiene en los cultivos de arroz.

En la actualidad, la Urea es Boleada al granel, proceso en el cual hay un gran desperdicio, por lo que se propone la aplicación PROFUNDA de Briquetas en el cultivo, lo cual reducirá el desperdicio y por lo tanto su consumo será menor. Las Briquetas serán fabricadas en una máquina Briquetadora, objeto de esta Tesis.

Para diseñar la Briquetadora se realizó una investigación sobre los fundamentos teóricos de las Briquetadoras existentes, materiales a briquetar y se realizó una serie de ensayos con Urea nacional para obtener los parámetros principales, con los que se empieza a diseñar esta máquina.

Luego, se realizó el diseño de forma de la máquina y el diseño de cada uno de sus componentes como son: la Estructura, los Cilindros de Alveolos, Tolva de alimentación, etc. Una vez diseñada la forma de la máquina, se procedió al cálculo de los componentes como son: los Engranajes de dientes rectos, los Cilindros de Alveolos, los ejes de los Cilindros, etc. Con los datos del cálculo se procedió a la selección de los componentes y accesorios como son: la Polea Motriz, la Polea Reductora de velocidad, Bandas en V, las

Chumaceras, el Motor, etc. Esto se lo hizo en base a Tablas, Catálogos; experiencia personal, consultas en diversos medios y con profesionales especializados en el tema, obteniendo datos que fueron de gran utilidad, para tener como resultado final los planos de cada una de las partes de la máquina, quedando así listo para su construcción.

Adicionalmente, se desarrolló un programa de construcción en el cual constan el Plan de trabajo y el Diagrama de GANTT, en el que se explica, cómo y en qué tiempo se debe construir los componentes, dando detalles que son de gran utilidad para la construcción de la Briquetadora. Luego se realizó un presupuesto del costo estimado para la construcción de la máquina, tomando en cuenta los materiales y accesorios disponibles en el mercado. Finalmente, se plantean conclusiones y recomendaciones que serán de gran utilidad para otros estudiantes que requieran información sobre este tema.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ÍNDICE DE FIGURAS.....	IV
ÍNDICE DE TABLAS.....	V
ÍNDICE DE PLANOS.....	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ANTECEDENTES.....	VIII
 CAPÍTULO I	
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Fundamentos Teóricos.....	2
1.2 Determinación de Parámetros.....	12
 CAPÍTULO 2	
2. DISEÑO DE LA BRIQUETADORA	19
2.1 Procedimiento para el diseño de la Briquetadora.....	19
2.2 Diseño de forma de la Briquetadora.....	20

2.3 Diseño de la Estructura.....	24
2.4 Diseño de Cilindros de Alveolos	28
2.5 Diseño de la Tolva de alimentación.....	29
2.6 Diseño del Cilindro Clasificador.....	33
2.7 Diseño de Sistema de Ajuste para Calibración de Cilindros.....	35
2.8 Diseño de los Acoples	44

CAPÍTULO 3

3. CÁLCULOS DE LOS COMPONENTES.....	49
3.1 Cálculo de los Cilindros de Alveolos.....	49
3.2 Cálculo de los ejes de los Cilindros.....	51
3.3 Cálculos de los engranajes de dientes rectos de Cilindro de Alveolos.....	68
3.4 Cálculos de los engranajes de dientes rectos de Alimentador.....	88
3.5 Cálculo de la velocidad del Motoreductor.....	102
3.6 Cálculo de la potencia del Motor.....	103
3.7 Cálculo y selección de los Rodamientos de las Chumaceras.....	105
3.8 Cálculo de Soldadura.....	114

CAPÍTULO 4

4. SELECCIÓN DE COMPONENTES.....	120
4.1 Selección de la Polea Motriz.....	120
4.2 Selección de la Polea Reductora de velocidad.....	122
4.3 Selección de Bandas en V.....	122
4.4 Selección de Polea y Banda del Cilindro Clasificador.....	123
4.5 Selección de Chumaceras.....	123
4.6 Selección del Motoreductor	124
4.7 Selección del Motor.....	128

CAPÍTULO 5

5. PLANOS DE CONSTRUCCIÓN.....	129
5.1 Plano General de la Briquetadora.....	130
5.2 Plano de la Estructura.....	131
5.3 Planos de los Cilindros Alveolos.....	132
5.4 Planos de los ejes de Cilindros.....	133
5.5 Planos de los Engranajes de Cilindros.....	135
5.6 Planos de los Engranajes de Alimentación.....	137
5.7 Plano de la Tolva de alimentación.....	139
5.8 Plano del Cilindro Clasificador.....	140

5.9 Plano del Sistema de Ajuste para Calibración de Cilindros	141
5.10 Planos de los Acoples	142

CAPÍTULO 6

6. PROGRAMA DE CONSTRUCCIÓN.....	143
6.1 Plan de trabajo.....	143
6.2 Diagrama de GANTT.....	150

CAPÍTULO 7

7. COSTOS DE CONSTRUCCIÓN.....	152
7.1 Presupuesto General.....	152
7.2 Presupuesto de componentes y accesorios	153

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	157
-------------------------------------	-----

APÉNDICE

BIBLIOGRAFÍA

ÍNDICE DE FIGURAS

Pág.

Figura 1.	Briquetas de Distintos Materiales.....	3
Figura 1.1	Alimentos para Animales.....	4
Figura 1.2	Urea Briquetada.....	4
Figura 1.3	Composición de la Urea.....	7
Figura 1.4	Balanza Digital y Tubo de Ensayo	13
Figura 1.5	Prensa Automática.....	14
Figura. 1.6	Molde para Ensayo.....	16
Figura. 1.7	Briquetas a 400,600, 800 y 1000 kg.....	17
Figura. 1.8	Briquetas a 500 kg.....	18
Figura. 2.	Ejemplo nº 1 de una Briquetadora.....	21
Figura. 2.1	Ejemplo nº 2 de una Briquetadora.....	22
Figura. 2.2	Ejemplo nº 3 de una Briquetadora.....	23
Figura. 2.3	Bosquejo de la Estructura.....	25
Figura. 2.4	Diagrama de Fuerzas, y Momento Flector.....	26
Figura. 2.5	Diagrama de Fuerzas, y Momento Flector.....	27
Figura. 2.6	Bosquejo de los Cilindros Alveolos.....	28
Figura. 2.7	Bosquejo de la Tolva de Alimentación.....	29
Figura. 2.8	Bosquejo de la Tolva con las Dimensiones.....	32

Figura. 2.9	Bosquejo del Cilindro Clasificador.....	33
Figura. 2.10	Bosquejo de un Cono Truncado.....	34
Figura. 2.11	Bosquejo de la Malla para el Cono Truncado.....	34
Figura. 2.12	Bosquejo del Sistema de Ajuste.....	35
Figura. 2.13	Diagrama de Fuerzas que actúan sobre los Pernos.....	36
Figura. 2.14	Diagrama de Fuerzas que actúan sobre el Pin Asegurador.....	42
Figura. 2.15	Bosquejo de los Acoples.....	44
Figura. 3	Bosquejo de los Cilindros Alveolos.....	49
Figura. 3.1	Diagrama de Fuerzas que actúan en el Eje.....	52
Figura. 3.2	Diagramas de Fuerzas y Momento Flector.....	54
Figura. 3.3	Bosquejo de Forma del Eje de Cilindro.....	58
Figura. 3.4	Factor de Concentración de Esfuerzos a Flexión.....	59
Figura. 3.5	Factor de Sensibilidad a la Muesca para los Aceros.....	60
Figura. 3.6	Factor de Concentración de Esfuerzos de una Ranura a Flexión	63
Figura. 3.7	Factor de Concentración de Esfuerzos de una Ranura a Torsión.....	64
Figura. 3.8	Bosquejo de los Engranajes.....	70
Figura. 3.9	Dimensiones del Diente según la Norma AGMA.....	72
Figura. 3.10	Diagrama de Fuerzas que actúan en los Engranajes.....	75
Figura. 3.11	Factor Dinámico.....	77

Figura. 3.12	Resistencia $S'f_b$	85
Figura. 3.13	Factor de Corrección de Vida.....	86
Figura. 3.14	Dimensiones del Diente del Piñón según la Norma AGMA.....	90
Figura. 3.15	Bosquejo de los Alimentadores.....	100
Figura. 3.16	Diagrama de Fuerzas que actúan en los Rodamientos.....	105
Figura. 3.17	Bosquejo de los Acople que serán Soldados.....	114
Figura. 3.18	Diagrama de Cuerpo Libre del Cordón.....	117
Figura. 4.	Chumacera N° UCPG210D1.....	124
Figura. 4.1	Motor Eléctrico.....	128

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
TABLA 1. Propiedades de la Urea.....	7
TABLA 1.1 Solubilidad en alcoholes.....	8
TABLA 1.2 Datos para obtener la densidad.....	8
TABLA 1.3 Resultados de las alturas.....	15
TABLA 1.4 Resultados de hpr.....	17
TABLA 2 Resistencias métricas para pernos de acero.....	39
TABLA 2.1 Dimensiones principales de las roscas para tornillo métrico estándar ISO.....	40
TABLA 2.2 Factor del par de Torsión.....	41
TABLA 3. Tamaño de cuña	66
TABLA 3.1 Módulos métricos Estándar.....	69
TABLA 3.2 Especificaciones de dientes AGMA de profundidad total.....	72
TABLA 3.3 Factor de Lewis.....	77
TABLA 3.4 Factor de distribución de Carga.....	78
TABLA 3.5 Factor de aplicación de Carga.....	78
TABLA 3.6 Índice de Calidad.....	79
TABLA 3.7 Factor Elástico.....	82
TABLA 3.8 Materiales para Engranés.....	84

TABLA 3.9	Resistencia a la fatiga Superficial.....	98
TABLA 3.10	Factor de servicio para Motores Eléctricos.....	104
TABLA 3.11	Recomendaciones de vida para Cojinetes.....	107
TABLA 3.12	Valores Mínimos del Factor de Seguridad S_0	109
TABLA 3.13	Propiedades de la Soldadura.....	115
TABLA 3.14	Esfuerzos Permisibles de la Soldadura.....	116
TABLA 4.	Factores de Corrección de Potencia.....	126.
TABLA 7.	Presupuesto General.....	153
TABLA 7.1	Lista de Materiales.....	154
TABLA 7.2	Lista de de Accesorios	155
TABLA 7.3	Mano de Obra.....	156

SIMBOLOGÍA

Br	Briquetas
V	Volumen
ρ	Densidad
m	Masa
F	Fuerza
H	Altura
Kg	Kilogramo.
N	Factor de seguridad
S _y	Resistencia mínima de fluencia
S _u	Resistencia mínima de tensión
M	Momento Flector
σ	Esfuerzo Normal.
L	Longitud
Φ	Ángulo de Presión
G	Generatriz.
d	Diámetro menor
D	Diámetro mayor
S _p	Resistencia mínima de prueba
n	Número de pernos
F' _A	Fuerza Primaria

F''_A	Fuerza Secundaria
τ	Esfuerzo Cortante
A_s	Área Cortante
P_i	Precarga del perno
A_t	Área de esfuerzo
S_t	Área de esfuerzo a tensión
T	Torque
K_s	Factor de Servicio
μ	Coeficiente de Fricción
D_{BC}	Diámetro Centro de Agujeros
D_{Br}	Diámetro de las Briquetas
m_{Br}	Masa de las Briquetas
P_{er}	Perímetro
E_s	Espacio entre agujeros
T_{pr}	Total de producción
S_e'	Límite de resistencia a la fatiga
C_s	Factor de acabado superficial
C_t	Factor de tamaño
C_t	Factor de temperatura
C_R	Factor de confiabilidad
C_C	Factor de carga

K_F	Concentración de esfuerzos
K_t	Factor de sensibilidad a la muesca
R_V	Relación de Velocidad
m	Módulo
P_d	Paso diametral
D_{ext}	Diámetro Exterior
D_p	Diámetro Primitivo
D_{int}	Diámetro interno
P_c	Paso circunferencial
P_b	Paso base
P_d	Paso diametral
C	Distancia entre centros
m_p	Razón de contacto
Z	Longitud de acción
L	Longitud del diente
F_T	Fuerza Total
F_t	Fuerza Tangencial
F_r	Fuerza Radial
V_t	Velocidad Tangencial
J	Factor geométrico de AGMA
K_v	Factor Dinámico

K_m	Factor de distribución de carga
K_a	Factor de aplicación de carga
K_s	Factor de tamaño
K_I	Factor de engrane intermedio
K_B	Factor de espesor de rueda
Q_v	Índice de calidad
W_g	Revoluciones del engranaje
W_p	Revoluciones del piñón
C_p	Factor elástico
C_F	Factor de acabado superficial
ξ	Radios de curvatura
SF_b	Resistencia a la Fatiga por Flexión
K_L	Factor de corrección de vida
η_b	Factor de Seguridad a Flexión
η_c	Factor de Seguridad Superficial
V_b	Volumen de la briqueta
V_c	Volumen del cilindro
Pot	Potencia del Motor
i	Relación de Velocidades de los Reductores
n_1	Revolución de entrada

n_2	Revolución de Salida
L_{10h}	Vida nominal básica en horas
C_r	Capacidad dinámica de carga
C_o	Capacidad estática de carga
S_o	Factor de seguridad
J	Momento de Inercia Polar unitario
I	Módulo Resistente a Flexión unitario
FS	Factor de corregido de Potencia

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Plano General de la Briquetadora
Plano 2	Estructura
Plano 3	Cilindros Alveolos
Plano 4	Eje de Cilindro principal
Plano 5	Eje de Cilindro secundario
Plano 6	Engranajes de Cilindros
Plano 6.1	Engranajes de Cilindros con pin asegurador
Plano 7	Engranajes de Alimentación
Plano 7.1	Alimentadores y ejes
Plano 8	Tolva de alimentación
Plano 9	Cilindro Clasificador
Plano 10	Sistema de Ajuste para Calibración de Cilindros
Plano 11	Acoples.

ANTECEDENTES

La realización de la presente tesis nace de la necesidad de realizar un estudio que reduzca el porcentaje de consumo de Urea en el sector arrocerero, cambiando la técnica actual empleada (Al boleó) por la llamada Aplicación Profunda de Briquetas de Urea, que es una técnica simple pero muy innovadora, desarrollada para incrementar la eficiencia y efectividad de la urea en la producción de arroz, esta práctica está ampliamente diseminada y ha sido probada exitosamente en varias partes de Asia como un insumo fundamental para la producción de arroz en pequeña escala favoreciendo la reducción de la contaminación ambiental. Actualmente, se está realizando estudios en nuestro país y se necesita de las briquetas de Urea para el estudio, por tanto se requiere de una Briquetadora y por esta razón se ha realizado esta tesis (Diseño y Cálculo de una Máquina para Producir Briquetas de Urea).

Esta tesis ha sido elaborada realizando una serie de ensayos para encontrar la densidad y la fuerza de compresión de la Urea que se va a utilizar en la siembra de arroz, dado que en la actualidad en nuestro país no existe información que nos ayude con el desarrollo de esta tesis; por esta razón, se ha tomado como referencias las Briquetadoras existentes en otros países y con este apoyo se ha culminado con éxito esta tesis.

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

El objetivo principal de este trabajo es diseñar una máquina para producir briquetas de Urea, y cubrir la necesidad que se tiene en el mercado arrocero, a fin de reducir el desperdicio de Urea, reducir su consumo, y limitar la contaminación ambiental, mejorando la producción y los rendimientos financieros.

En el mercado industrial existen una gran variedad de máquinas Briquetadora, para diversos materiales, metálicos, no metálicos y en especial para alimentos de animales, etc., pero no hay para Fertilizantes; además teniendo en cuenta que este tipo de máquina no hay en nuestro mercado y no hay información de la misma; por tanto, se ha tenido que realizar una serie de ensayos para obtener datos que faciliten su diseño.

Esta máquina será diseñada para producir aproximadamente 4 qq/h que equivale a 48.000 briquetas/h, dichas briquetas tienen un diámetro de 19 mm y un peso de 3.75 gr. Con estas características de producción se estará satisfaciendo los requerimientos para una hectárea de arroz en

una hora y media, es decir que en una hectárea se requieren 72.000 briquetas.

Esta máquina será diseñada para producir una fuerza mínima de compresión de 500 kgf para compactar la Urea y producir las briquetas; dicha fuerza la genera un motor eléctrico que la transmite a los engranes por medio de un Motor Reductor y de estos a los Cilindros de Alveolos que es donde se encuentran los moldes para producir las briquetas.

Los Cilindros Alveolos son alimentados por 2 alimentadores que regulan la caída del flujo de urea que se encuentra almacenada en la Tolva de alimentación, de esta manera caerá en los moldes la cantidad suficiente para que cada briqueta tenga una masa de 3.75 gr que es lo que se requiere.

1.1 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Briquetado.

El proceso de briquetado consiste en la creación de cuerpos semirrígidos, sometiendo al material granulado o previamente triturado, a elevadas presiones de compactado dentro de un molde en una máquina denominada Briquetadora.

En las industrias se realiza el briquetado de muchos materiales principalmente de los desperdicios, de metales, en especial con aplicación de pulvimetalurgia y cerámicos.

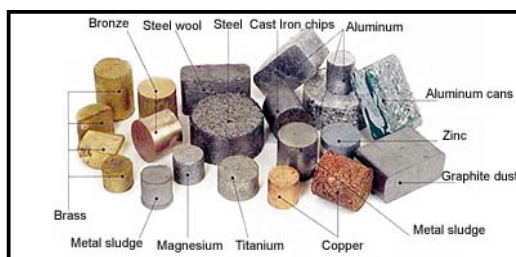


FIGURA 1. BRIQUETAS DE DISTINTOS MATERIALES

Ciertos alimentos para animales también tienen presentación en briquetas, ya que se ha comprobado que se obtiene algunos beneficios como:

- 1.- Aumenta la digestibilidad o la eficiencia de la energía.
- 2.- Mejora el contenido en nutrientes.
- 3.- Permite aumentar el consumo, la densidad, cambiar o uniformizar el tamaño de partícula.
- 4.- Destruye patógenos, toxinas y malas semillas, etc.



FIGURA 1.1 ALIMENTOS PARA ANIMALES

En la actualidad, el briquetado se lo está implementando en los fertilizantes, obteniendo grandes beneficios en los sembríos de arroz con la aplicación de las briquetas de Urea.



FIGURA 1.2 UREA BRIQUETADA.

Briquetadoras

Las Briquetadoras son máquinas que transforman los materiales granulados o previamente triturados, en briquetas de alta densidad dando grandes beneficios como:

- En el caso de la Urea; incrementa la eficiencia y efectividad del uso de la Urea.
- Reduce las pérdidas de Nitrógeno y el impacto con el medio ambiente.
- Reducción en el transporte por la reducción de volumen.
- La reducción de coste de manipulación.
- Recuperación hasta de un 98% de los líquidos

- Reducción de áreas, disponibles para el material.
- En el caso de alimentos para animales mejora su aspecto para el comprador y la palatabilidad para el animal consumidor: peletización, extrusión, añadiendo aromas y colorantes.
- Facilita otros procesamientos posteriores (molido antes de peletizar, cortar antes de ensilar)
- Mejora las características de almacenaje para prevenir la de mohos oxidación de grasas, destrucción de vitaminas y crecimiento facilita el uso de equipos de alimentación automáticos.

Las Briquetadoras son de varios tipos: manuales, hidráulicas, mecánicas, etc. Para escoger una Briquetadora depende de varios factores:

- El volumen de material a transformar en briquetas.
- La forma requerida de la briqueta.
- El propósito con las briquetas.
- Briquetas para uso industrial o para consumo doméstico
- El tipo de material, madera agrícola, polvo-metalúrgicos, alimentos para animales, etc. U otras biomasas.

Urea

La urea es conocida como carbamida o diamida carbónica desde 1773, es una sustancia que manifiesta buena propiedad hidratante, al aumentar la capacidad de retención de humedad por parte de la capa córnea. Integra en proporción de un 7% el llamado “Factor de Humectación Natural” componente químico de la epidermis. Es una sustancia nitrogenada producida por algunos seres vivos; como medio de eliminación del amoníaco, el cuál es altamente tóxico para ellos. En los animales se halla en la sangre, orina, bilis y sudor. Cuya fórmula química es $(\text{NH}_2)_2\text{CO}$.

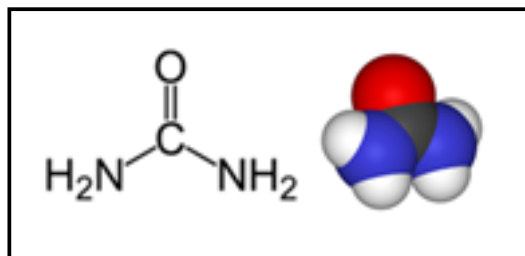


FIGURA 1.3 COMPOSICIÓN DE LA UREA

La urea se presenta como un sólido cristalino y blanco de forma esférica o granular. Es una sustancia higroscópica; es decir, que tiene la capacidad de absorber agua de la atmósfera y presenta un ligero olor a amoníaco.

Comercialmente, la urea se presenta en pellets, gránulos, o bien disuelta, dependiendo de la aplicación.

TABLA 1. PROPIEDADES DE LA UREA

Peso molecular	60.06 g/mol
Densidad	768 Kg/m ³
Punto de fusión	132.7 °C
Calor de fusión	5.78 a 6 cal/gr
Calor de combustión	2531 cal/gr Humedad crítica relativa (a 30°C): 73%
Acidez equivalente a carbonato de calcio	84 (Partes de carbonato de calcio necesarias para neutralizar el efecto acidificante de 100 partes de urea)
Índice de salinidad	75.4
Calor de disolución en agua	57.8 cal/gr (endotérmica)
Energía libre de formación a 25 °C	47120 cal/mol (endotérmica)
Corrosividad	Altamente corrosivo al acero al carbono. Poco al aluminio, zinc y cobre. No lo es al vidrio y aceros especiales

La urea es una sustancia no peligrosa, no tóxica, no cancerígena y tampoco es inflamable; aunque, si es levemente irritante en contacto en los ojos y piel.

Es explosivo si se mezcla con agentes reductores fuertes, como hipoclorito y por termo descomposición, produce gases inflamables y tóxicos (NH₃ y CO₂)

Solubilidad

Es muy soluble en agua, alcohol y amoníaco. Poco soluble en éter y otros a temperatura ambiente. Ver tablas.

TABLA 1.1 SOLUBILIDAD EN AGUA

Temperatura (°C)	Gramos/100gr sc
20	52
30	62.5
60	71.5
80	80
100	88

TABLA 1.2 SOLUBILIDAD EN ALCOHOLES

Alcohol	Gramos/100gr sc
Metanol	27.7
Etanol	7.2
n-propanol	3.6
Isobutanol	2.3

Principales reacciones

Por termo descomposición, a temperaturas cercanas a los 150 – 160 °C, produce gases inflamables y tóxicos y otros compuestos. Por ejemplo amoníaco, dióxido de carbono, cianato de amonio (NH_4OCN) y biurea ($\text{C}_2\text{H}_6\text{N}_4\text{O}_2$). Si se continúa calentando, se obtienen compuestos cíclicos del ácido cinabrio.

Soluciones de urea neutra, se hidrolizan muy lentamente en ausencia de microorganismos, dando amoníaco y dióxido de carbono. La cinética aumenta a mayores temperaturas, con el agregado de ácidos o bases y con un incremento de la concentración de urea.

Urea en la naturaleza

La urea es producida por los mamíferos como producto de la eliminación del amoníaco, el cuál es altamente tóxico para los mismos. El llamado ciclo de la urea, es el proceso que consiste en la formación de urea a partir de amoníaco. Es un proceso que consume energía, pero es indispensable para el quimismo vital. En los humanos al igual que en el resto de los mamíferos, la urea es un producto de desecho, producido cuando el cuerpo ha digerido las proteínas. Esta es llevada a través de la sangre a los riñones, los cuales filtran la urea de la sangre y la depositan

en la orina. Un hombre adulto elimina aproximadamente unos 28 gr de urea por día.

Por otra parte, se encuentran en el suelo numerosas bacterias que liberan una enzima llamada ureasa. La ureasa es una enzima hidrolítica que cataliza la reacción, de descomposición de urea por el agua, con formación de una molécula de anhídrido carbónico y dos moléculas de amoníaco.

De ésta forma vemos que en dos situaciones distintas, en la naturaleza se verifica la reacción en ambos sentidos.

Usos y aplicaciones

Los principales usos de la urea son:

Fertilizante

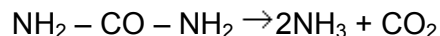
El 90% de la urea producida se emplea como fertilizante. Se aplica al suelo y provee nitrógeno a la planta. También se utiliza la urea de bajo contenido de biuret (menor al 0.03%) como fertilizante de uso foliar, se disuelve en agua y se aplica a las hojas de las plantas, sobre todo frutales, cítricos.

La urea como fertilizante presenta la ventaja de proporcionar un alto contenido de nitrógeno, el cuál es esencial en el metabolismo de la planta ya que se relaciona directamente con la cantidad de tallos y hojas, las cuáles absorben la luz para la fotosíntesis; además, el nitrógeno está presente en las vitaminas y proteínas, y se relaciona con el contenido proteico de los cereales.

La urea se adapta a diferentes tipos de cultivos.

Es necesario fertilizar, ya que con la cosecha se pierde una gran cantidad de nitrógeno.

El grano se aplica al suelo, el cuál debe estar bien trabajado y ser rico en bacterias. La aplicación puede hacerse en el momento de la siembra o antes. Luego el grano se hidroliza y se descompone:



Debe tenerse mucho cuidado en la correcta aplicación de la urea al suelo. Si ésta es aplicada en la superficie, o si no se incorpora al suelo, ya sea por correcta aplicación, lluvia o riego, el amoníaco se vaporiza y las pérdidas son muy importantes. La carencia de nitrógeno en la planta se manifiesta en una disminución del área foliar y una caída de la actividad fotosintética.

Industria química y plástica

Se encuentra presente en adhesivos, plásticos, resinas, tintas, productos farmacéuticos y acabados para productos textiles, papel y metales.

Como suplemento alimentario para ganado

Se mezcla en el alimento del ganado y aporta nitrógeno, el cuál es vital en la formación de las proteínas.

1.2. Determinación de Parámetros

Los parámetros se los obtiene partiendo de la necesidad, teniendo como dato que se requiere obtener una briqueta que tenga un peso de 3.75 gr.

El factor más importante que se debe determinar, es la fuerza de compactación, necesaria para un briquetado adecuado.

Por esta razón; se ha realizado ensayos de compresión, para determinar la fuerza necesaria para briquetar la urea.

Máquinas y Herramientas Utilizadas

- Prensa automática.
- Balanza digital.

- Calibrador Vernier.
- Molde cilíndrico.
- Una probeta.

Material a briquetar: Urea granulada.

Procedimiento:

Se calcula la densidad aparente de la urea:

Esto se realiza colocando un tubo de ensayo en una balanza, luego de pesarlo, se llena el tubo de ensayo con una cantidad de urea; se lo llena hasta un volumen determinado apropiado a la vista, y se toma el valor del peso obtenido, luego se resta el valor del tubo al peso final y así se obtiene el peso de la urea y su volumen equivalente, con estos datos se encontró la densidad aparente, esto se realizó 10 veces y se calculó los promedios.

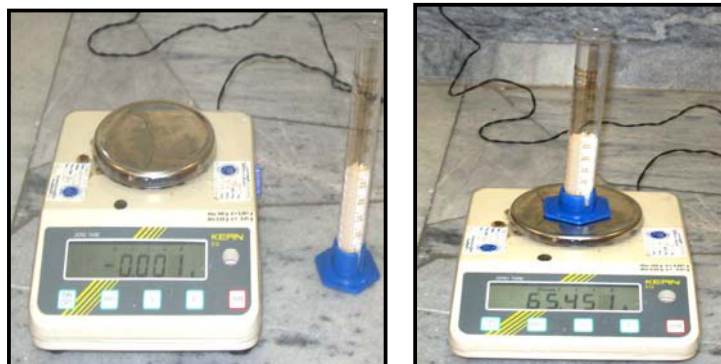


FIGURA 1.4 BALANZA DIGITAL Y TUBO DE ENSAYO

Se calcula las dimensiones del molde para el ensayo: esto se lo realiza con los datos obtenidos que son; la densidad, la masa y el volumen, una vez obtenidas las dimensiones se lo envía a su respectiva construcción.

Encontrar la fuerza de compresión, esto se lo realiza colocando una masa de 3.75 gr. de Urea en el molde; luego se coloca el molde en la prensa y se comienza a comprimir a varias presiones hasta obtener la apropiada; una vez encontrada la presión, se mide la briqueta obtenida y se calcula la variación de volumen; para esto, se hace una equivalencia al volumen de una esfera, ya que la obtenida fue de un cilindro y así se obtuvo los datos para proceder al diseño de la máquina Briquetadora de urea.



FIGURA 1.5 PRENSA AUTOMÁTICA.

A continuación se detalla los cálculos, datos de los ensayos y de los resultados obtenidos.

TABLA 1.3 DATOS PARA OBTENER LA DENSIDAD

V= 20cc ρ= m/v	
masa (gr)	(ρ) densidad (gr/cc)
14,747	0,737
14,793	0,739
15,063	0,753
14,793	0,739
15,138	0,756
15,149	0,757
14,852	0,743
15,23	0,762
14,841	0,742
14,769	0,738
	ρ_{promedio}= 0,7466

Formulas Utilizadas

Volumen de una esfera:

$$V = \pi d^3 / 6$$

Volumen de un cilindro:

$$V = (\pi d^2 / 4) \times h$$

Cálculos

Con la densidad = 0.7466 y con una masa de 3.75 gr que es lo que se requiere, calculo el volumen $V = m/\rho = 50.2\text{cc}$, esto igualo al volumen de la esfera $V = \pi d^3/6$ y obtengo el diámetro $\phi = 1.71\text{cm}$.

Luego con este diámetro y mi volumen, calculo la altura de mi cilindro

$V = (\pi d^2/4) \times h$; $h = 2.21\text{ cm}$, con estos datos se construye el molde.



FIGURA. 1.6 MOLDE PARA ENSAYO.

Con este molde primero se realizaron ensayos a 400, 600, 800 y 1000 kgf, dos de cada uno obteniendo los siguientes valores:

TABLA 1.4 RESULTADOS DE LAS ALTURAS

F= 400kgf	
h1= 1,525cm	h2= 1,525 cm
F= 600kgf	
h1= 1,440 cm	h2= 1,450 cm
F= 800kgf	
h1= 1,375 cm	h2= 1,395 cm
F= 1000kgf	
h1= 1,335 cm	h2= 1,330 cm

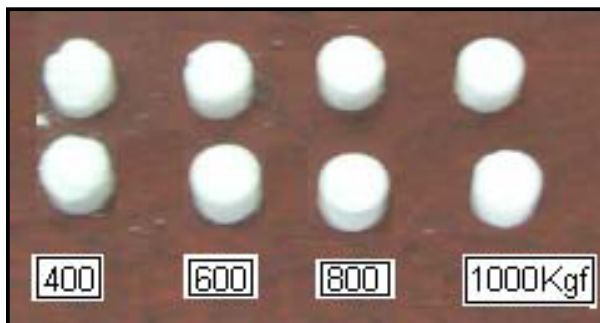


FIG. 1.7 BRIQUETAS A 400,600, 800 Y 1000 Kg.

Con estos ensayos se realizó una inspección visual y me di cuenta que la Urea briquetada a 600 kgf estaba bien compactada, por tanto se decidió realizar otros ensayos a 500 y 600 kgf, seis de cada uno, teniendo como resultado:

TABLA 1.4 RESULTADOS DE hpr

F = 500 kgf	F = 600 kgf
h1= 14,75mm	h1= 14,30mm
h2= 14,75mm	h2= 14,35mm
h3= 14,80mm	h3= 14,40mm
h4= 14,90mm	h4= 14,30mm
h5= 14,75mm	h5= 14,40mm
h6= 14,85mm	h6= 14,40mm
hpr= 14,8 mm	hpr= 14,8 mm



FIG. 1.8 BRIQUETAS A 500 Kg.

Aquí se observa que a 500 kgf la urea queda bien compactada, por tanto esta sería la fuerza de compresión que requiero para diseñar la máquina Briquetadora.

Con los datos obtenidos, calculo el diámetro de mi esfera comprimida y se lo calcula de la siguiente manera:

Con un $\phi = 1.71$ cm; hpr= 1,48 cm (altura comprimida) se calcula el nuevo volumen, obteniendo $V = (\pi d^2 / 4) \times h$; $V_{comp} = 3.399$ cc, teniendo una reducción de volumen del 32.29%, luego igualo al volumen de la esfera y despejo el diámetro: $V = \pi d^3 / 6$; **d= 1.865cm** y este es el diámetro de briqueta que debe producir la máquina Briquetadora, a continuación diseñada.

CAPÍTULO 2

2. DISEÑO DE LA BRIQUETADORA.

En este capítulo se realiza el diseño de la Briquetadora y de sus partes, para después realizar los cálculos respectivos y la selección de sus componentes.

2.1 Procedimiento para el diseño de la Briquetadora.

- 1.- Investigar sobre los distintos modelos de máquinas Briquetadoras, para diversos materiales, y así tener una mejor idea de la máquina que se va a diseñar.
- 2.- Determinar los parámetros necesarios para el diseño: características físicas del material a briquetar (Urea), fuerza de compresión, producción por horas, forma de la briqueta, peso, etc.
- 3.- Realizar bosquejos de la máquina que se quiere diseñar.
- 4.- Realizar bosquejos de los componentes y partes de la máquina.
- 5.- Hacer los cálculos de los Cilindros Alveolos, determinando el diámetro de las briquetas y las dimensiones de los cilindros.

6.- Hacer los cálculos de los ejes de los Cilindros, determinando las dimensiones y el material apropiado para su construcción.

7.- Hacer los cálculos de los engranajes, determinando sus dimensiones y el material apropiado para su construcción.

8.- Hacer los cálculos de la velocidad del motor-reductor y de la potencia del motor.

10.- Hacer los cálculos, la selección de los rodamientos y chumaceras.

11.- Hacer los cálculos de la soldadura que se va aplicar en toda la máquina.

12.- Realizar los planos generales de la máquina y los planos de detalles de sus partes con las medidas ya calculadas, dejando así listo los planos para su construcción.

2.2 Diseño de forma de la Briquetadora.

Aquí se debe realizar bosquejos y análisis de mecanismos o de máquinas que uno cree que puede satisfacer la necesidad, para la que se está diseñando.

1.- Como el principio básico de la máquina Briquetadora es la compresión del material (Urea), podemos empezar con un bosquejo de la siguiente máquina.

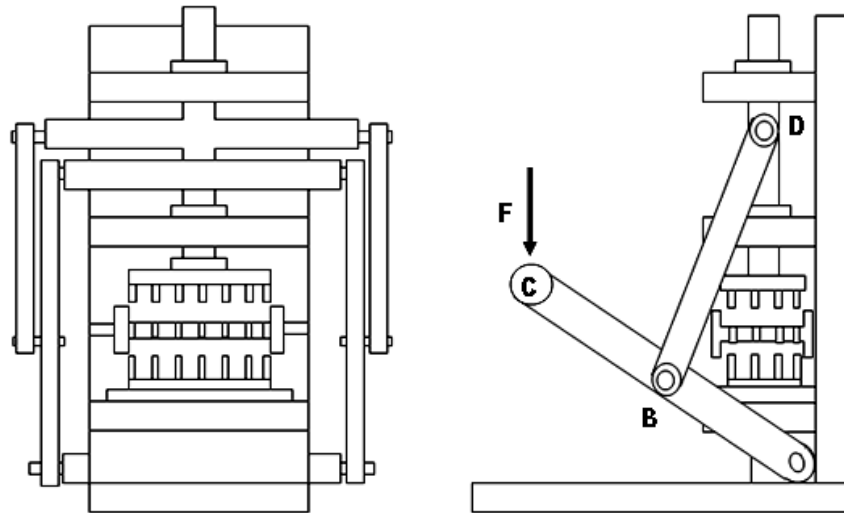


FIGURA 2 EJEMPLO N° 1 DE UNA BRIQUETADORA

Esta es una máquina manual que tiene el principio de compresión; su funcionamiento es el siguiente:

La fuerza de compresión es variable ya que es manual y se la obtiene al aplicar una fuerza vertical en el punto C, que a su vez transmite la fuerza a la cruceta compresora por medio del eslabón BD, la fuerza es distribuida en los moldes semiesféricos que comprimen el material y forman las briquetas.

Con esta máquina obtenemos muy poca producción y como la fuerza es variable porque es manual, no se obtiene la presión necesaria,

por tanto las briquetas no son totalmente compactadas; la alimentación, la recolección son de forma manual y discontinua; por tanto, la Urea es briquetada en mayor tiempo y no cubre las necesidades que se requiere, por lo cual, se realiza el bosquejo de otra máquina que no sea manual.

2.- Este es un bosquejo de una máquina que tiene el principio de compresión y que es hidráulica, su funcionamiento es el siguiente:

Esta máquina tiene una bomba hidráulica, la cual al ser accionada envía una fuerza por un sistema hidráulico a un pistón, el mismo que empujará a los moldes semiesféricos, que serán los que compriman el material y formen las briquetas.

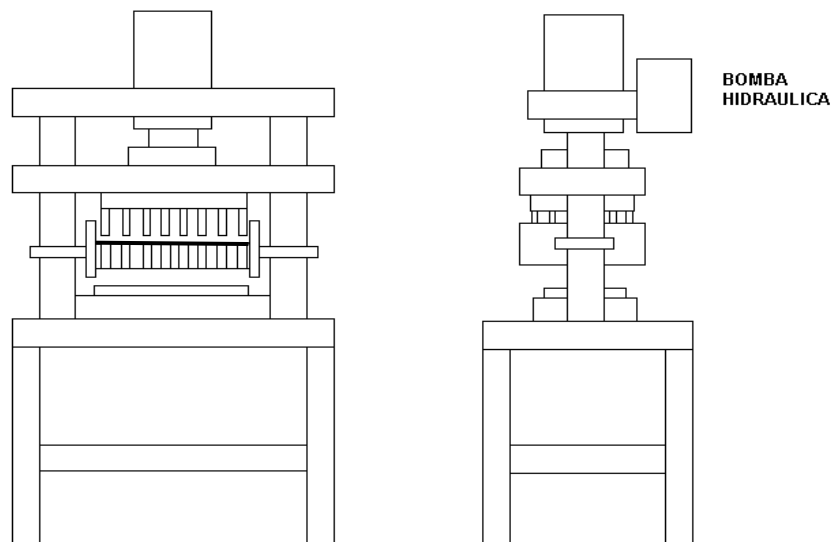


FIGURA 2.1 EJEMPLO N° 2 DE UNA BRIQUETADORA

Con esta máquina se obtiene una fuerza uniforme y constante la misma que permite obtener briquetas bien compactadas, pero aún con esta máquina no se obtiene la producción en un tiempo requerido ya que su alimentación y recolección son de forma manual y discontinua; por esta razón, se analiza otra máquina que tenga una alimentación de Urea en forma continua.

3.- Este bosquejo, es de una máquina mecánica con principio de compresión:

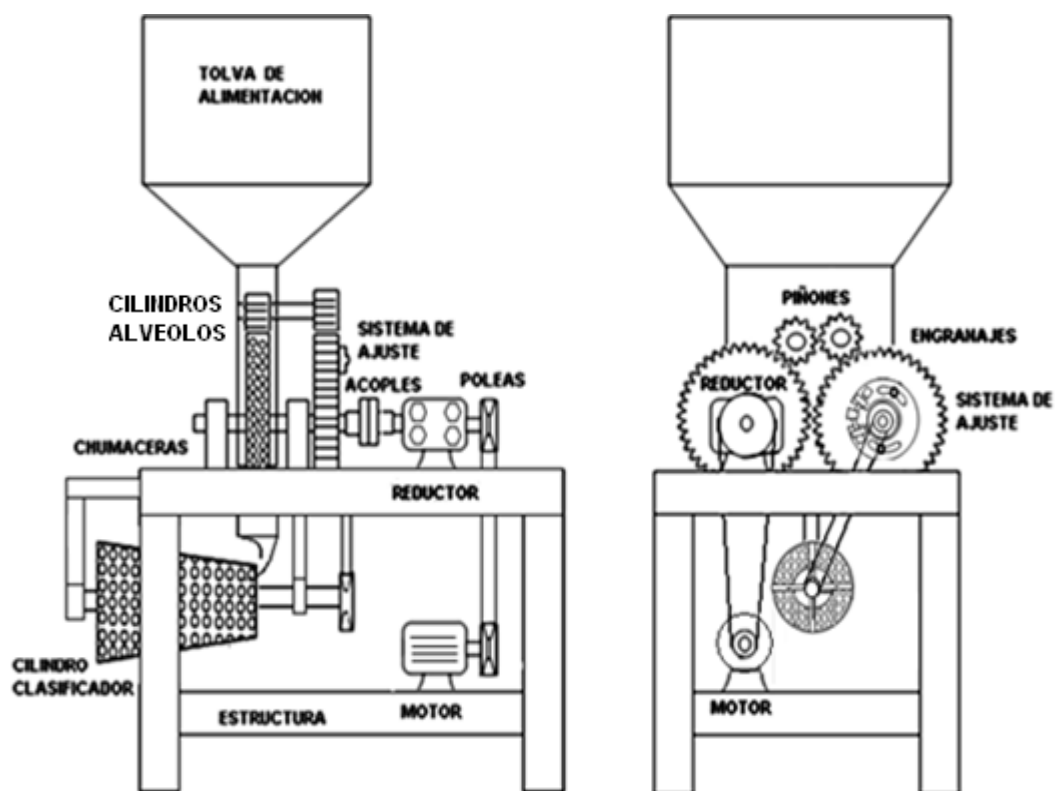


FIGURA 2.2 EJEMPLO N° 3 DE UNA BRIQUETADORA

Esta máquina tiene un motor eléctrico que transmite una fuerza y una velocidad a un reductor, la fuerza es transmitida por medio de ejes y engranajes a los Cilindros Alveolos, que son los que tienen los moldes semiesféricos que formarán las briquetas, la alimentación es de forma continua ya que tiene una tolva que almacena y alimenta de Urea a la Briquetadora, también consta de un clasificador de briquetas, el cual separa las briquetas de la Urea que caen por gravedad de los Cilindros Alveolos.

Con esta máquina se obtiene una fuerza constante, la cual nos permite obtener briquetas bien compactadas y por ser una máquina mecánica, se obtiene una producción que cubre la necesidad en los tiempos requeridos, por tanto esta será la máquina Briquetadora que diseñaremos a continuación.

2.3 Diseño de la estructura.

Una vez bosquejada la Briquetadora, se realiza el bosquejo de la estructura; es decir, de la base que soportará las partes y los componentes que forman a la máquina.

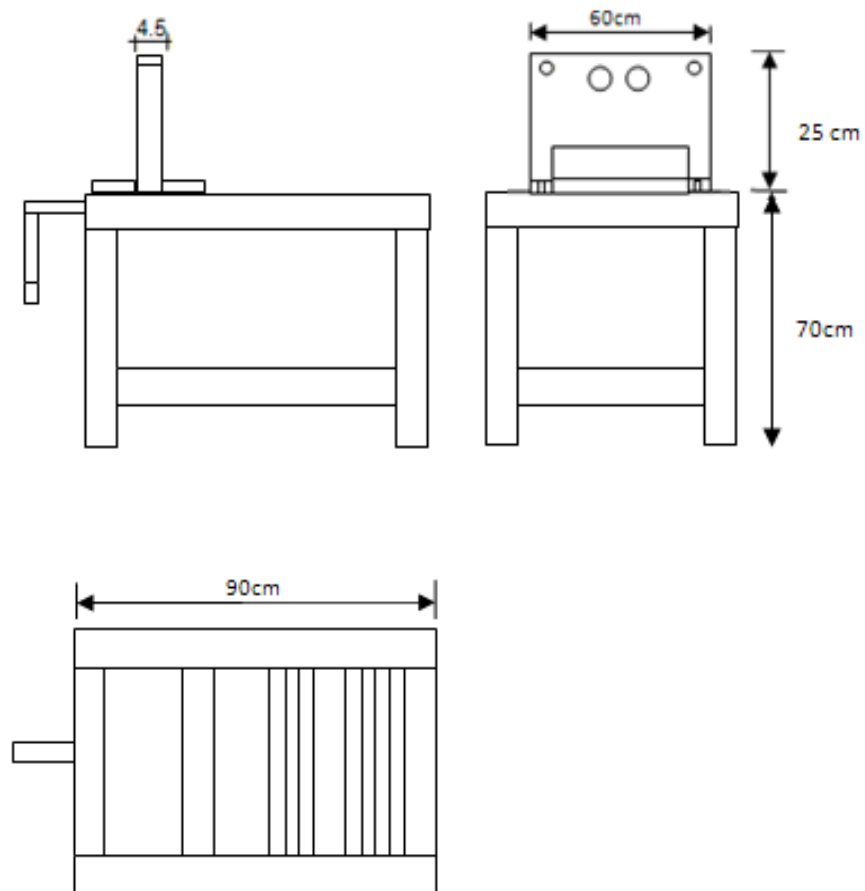


FIGURA 2.3 BOSQUEJO DE LA ESTRUCTURA

Esta estructura será construida con plancha de $\frac{1}{4}$ in de espesor y perfiles L 3x3x3/16 in, que soportará la fuerza aproximada de 1500 kg; por tanto, como son 4 apoyos la fuerza se divide para cuatro, obteniendo 375 Kg para cada uno y se calcula el perfil apropiado de la siguiente manera:

Diagrama de fuerzas

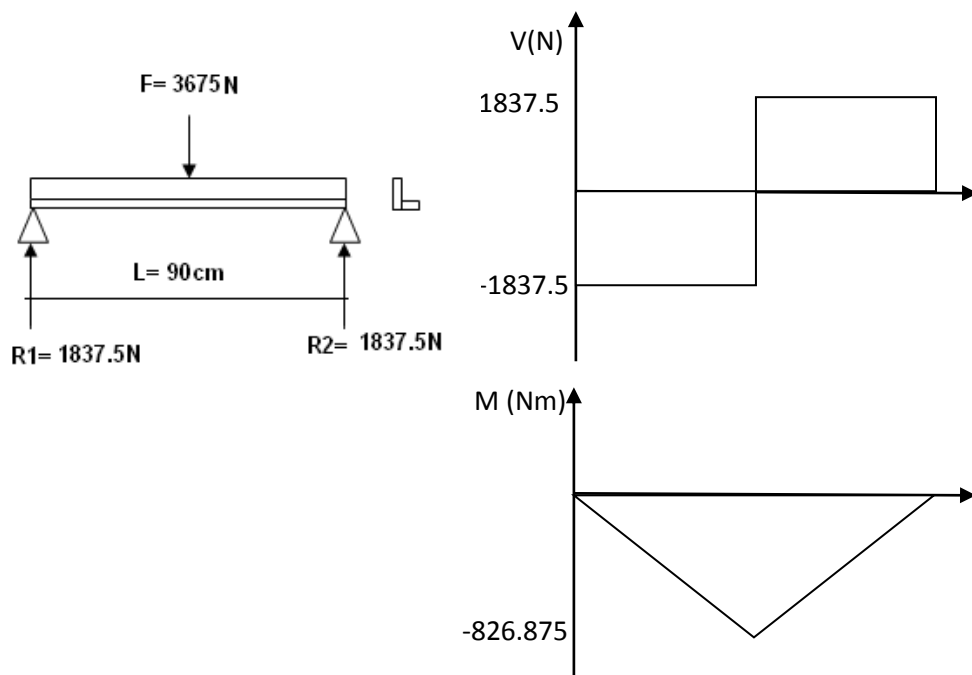


FIGURA 2.4 DIAGRAMA DE FUERZAS, Y MOMENTO FLECTOR

Cálculos

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 - F = 0; \quad R_1 = F - R_2$$

$$\curvearrowright + \sum M_{R_1} = 0$$

$$F(0.45) - R_2(0.9) = 0; \quad R_2 = 1837.5\text{ N}; \quad R_1 = 1837.5\text{ N}$$

$$M = 826,875\text{ Nm} = 7.318,169(\text{lb-in})$$

Acero ASTM A36; $S_y = 36000\text{ psi}$.

$$N = \frac{S_y}{\sigma}; \quad \sigma = \frac{S_y}{\eta} = \frac{36000}{2} = 18000 \text{ psi}$$

$$S_u = \frac{M}{\sigma} = \frac{7318.169}{18000} = 0.4065 \text{ in}^3 = 6,662 \text{ cm}^3$$

Con este valor se va a la tabla de los perfiles y se obtiene que el más aproximado es de $S_R = 0.441 \text{ in}^3$ que corresponde a un perfil L 3x3x1/4in cuyas características son: $m=3.71 \text{ lb-in}$; $A=1.09 \text{ in}^2$; $I = 0.962 \text{ in}^4$, ahora se realiza el análisis con respecto al peso del perfil para ver si falla.

$$m = 3.71 \text{ lb-in}; = 0.0427 \text{ Kg-m}$$

Diagrama de fuerzas.

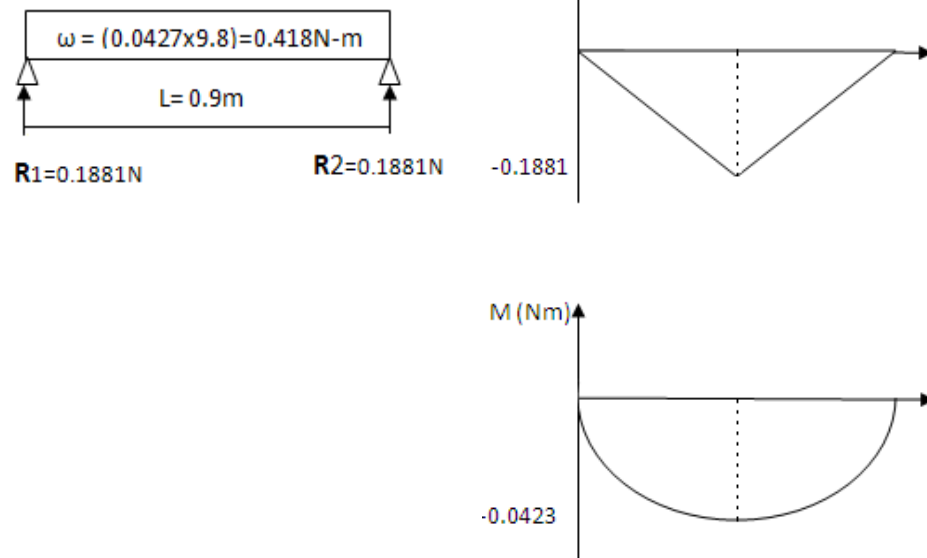


FIGURA 2.5 DIAGRAMA DE FUERZAS, Y MOMENTO FLECTOR

Cálculos:

$$W = \omega \times L$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_1 - W + R_2 = 0; R_1 = W - R_2$$

$$\curvearrowright + \sum M_{R1} = 0$$

$$W(0.45) - R_2(0.9) = 0$$

$$R_2 = 0.1881\text{N}; R_1 = 0.1881\text{N}; M = 0.0423\text{Nm} = 35.98(\text{lb-in})$$

$$S_{pp} = \frac{M}{\sigma} = \frac{35.98}{18000} = 0.001998 \text{ in}^3; S_u = 0.4065 \text{ in}^3; S_R = 0.441 \text{ in}^3$$

$$S_R \geq S_u + S_{pp}; 0.441 \geq 0.408498; \text{por tanto, no falla.}$$

2.4 Diseño de Cilindros Alveolos

Estos son los que contienen los moldes semiesféricos que por medio de una fuerza, transmitida por los engranajes, forman las briquetas. Según la determinación de los parámetros, los Cilindros Alveolos deberán ser de la siguiente forma:

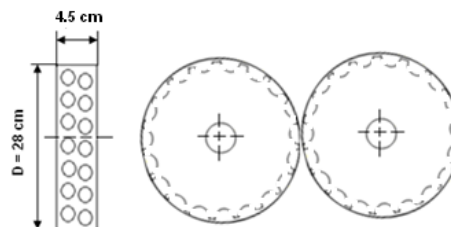


FIGURA 2.6 BOSQUEJO DE LOS CILINDROS ALVEOLOS

Estos cilindros pueden ser contruidos de Acero AISI 4340, que es una material resistente al desgaste, o de cualquier otro Acero de similar propiedades, los cálculos y dimensionamiento de los cilindros se lo realiza en el siguiente capítulo.

2.5 Diseño de la Tolva de alimentación.

Esta Tolva es la que almacenará y alimentará de Urea a los Cilindros Alveolos, tendrá una capacidad máxima de almacenamiento de un quintal y tendrá la siguiente forma:

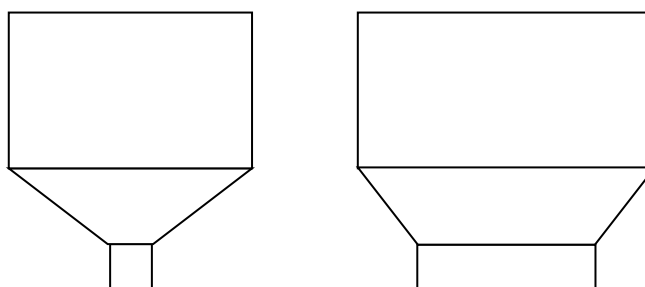


FIGURA 2.7 BOSQUEJO DE LA TOLVA DE ALIMENTACIÓN

Esta tolva será construida con planchas galvanizadas, ya que no requiere de mayores esfuerzos; a continuación, se realiza el dimensionamiento de la tolva.

Para los cálculos, la tolva se construirá en 2 partes; un cubo y una pirámide truncada; también, asumo que el cubo almacenará los $\frac{2}{3}$ del quintal y la pirámide el $\frac{1}{3}$ restante.

Primero se calcula el volumen equivalente de un quintal de urea, teniendo como dato la densidad de la Urea $\delta=768 \text{ Kg/m}^3$

$$\delta = \frac{m}{V};$$

$$m = 1\text{qq} = 100\text{lb} = 45.36\text{Kg}.$$

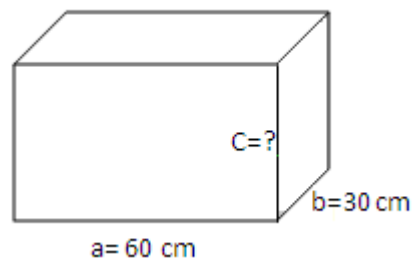
$$V = \frac{45.36}{768} = 0.0591\text{m}^3$$

$$V_{1/3} = 0.0196\text{m}^3$$

$$V_{2/3} = 0.0395\text{m}^3$$

Cubo.

Asumo unas dimensiones aproximadas, tomando en cuenta las dimensiones de la estructura, quedando el cubo, con las siguientes dimensiones $a = 60\text{cm}$; $b = 30\text{cm}$; quedando como incógnita $c = ?$ que es la altura del cubo y éste se lo calcula con la relación del porcentaje de volumen a ocupar.



$$V_c = a \times b \times c = V_{2/3} = 0.0395\text{m}^3$$

$$C = \frac{V_{2/3}}{a \times b} = \frac{0.0395\text{m}^3}{0.6 \times 0.3\text{m}^2} = 0,2194 \text{ m}$$

$C = 21,94\text{cm} \approx 22\text{cm}$; para que la tolva tenga facilidad de almacenamiento, se deja al cubo con una altura de 27 cm.

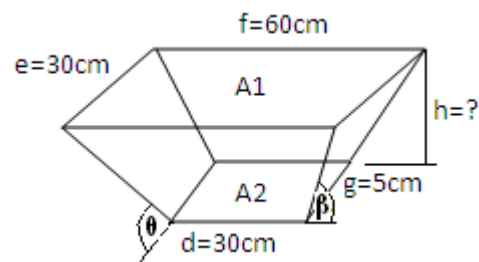
Pirámide truncada

Las dimensiones de la pirámide se las obtienen de la siguiente forma: como la parte superior debe coincidir con la base del cubo; por tanto, las dimensiones son las mismas; $e=30\text{cm}$, $f=60\text{cm}$ y las medidas de la parte inferior se la asume según el requerimiento del diseño, quedando por calcular la altura h , que de igual forma se la calculará con relación al porcentaje del volumen de Urea.

$$V_{pt} = \frac{h}{3}(A_1 + A_2 + \sqrt{A_1 \times A_2})$$

$$V_{1/3} = 0.0196\text{m}^3$$

$$V_{pt} = V_{1/3}$$



$$\frac{h}{3}(A_1 + A_2 + \sqrt{A_1 \times A_2}) = 0.0196\text{m}^3; \text{ de donde despejamos } h.$$

$$h = \frac{3 \times (0.0196\text{m}^3)}{(A_1 + A_2 + \sqrt{A_1 \times A_2})}; h = \frac{3 \times (0.0196\text{m}^3)}{(1800\text{cm}^2 + 150\text{cm}^2 + 519.615\text{cm}^2)}$$

$$h = 23,809\text{cm} \approx 24\text{ cm}; \quad h = 24\text{cm}.$$

Cálculos de los ángulos

$$\text{tg}(\beta) = \frac{24}{15} = 58^\circ; \quad \text{tg}(\theta) = \frac{24}{112.5} = 62,5^\circ$$

El ángulo de reposo de la urea está entre 30° y 50° dependiendo de las características del flujo, es decir que la tolva diseñada tiene ángulos donde la urea se deslizará con normalidad, sin producir ninguna aglomeración.

Con estos cálculos la tolva queda diseñada para una capacidad de almacenamiento máximo de 1qq, quedando con las siguientes dimensiones.

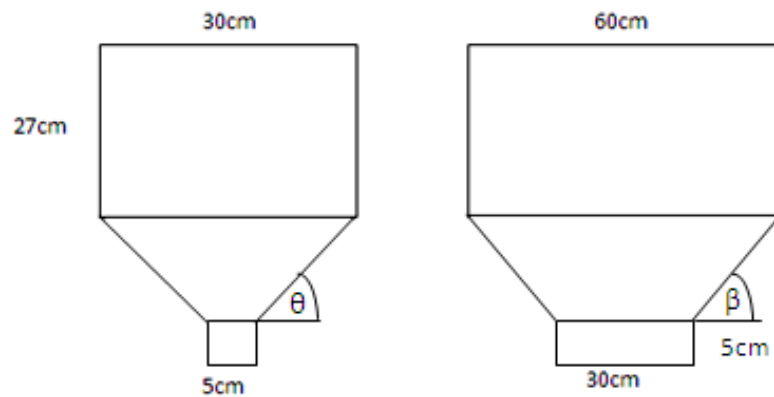


FIGURA 2.8 BOSQUEJO DE LA TOLVA CON LAS DIMENSIONES

2.6 Diseño del Cilindro Clasificador.

Este cilindro es el que separa a las briquetas de la Urea sin briquetar y las conduce a un almacenador; este cilindro constará de un eje giratorio y una malla clasificadora que estará sostenida por platinas, que estarán soldadas al eje.

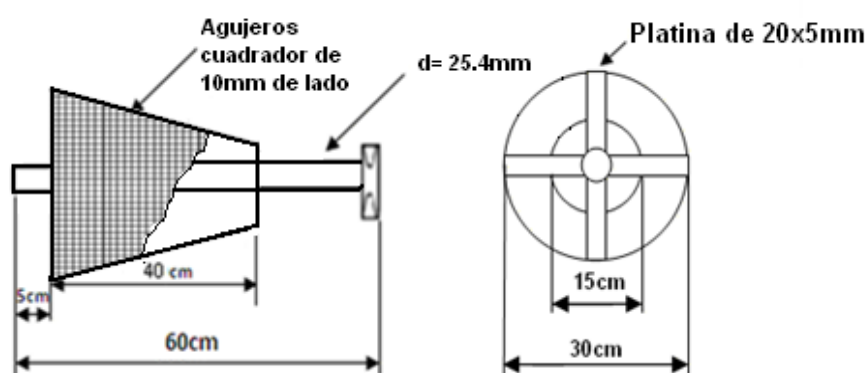


FIGURA 2.9 BOSQUEJO DEL CILINDRO CLASIFICADOR

El cilindro clasificador puede construirse de los siguientes materiales: el eje de acero de transmisión, la Malla electro soldadas Lisa: ASTM A 185-94 (malla cuadra de 1 cm separación), las dimensiones se las ha establecido según las dimensiones de la estructura, de la ubicación de los cilindros y de los engranes, ya que están relacionados con estos.

Cálculos del cono truncado.

Por el diseño se tiene un cono de diámetro mayor de 30 cm y un diámetro menor de 15 cm, por lo que se calcula las dimensiones que deberá tener la malla para formar el cono truncado.

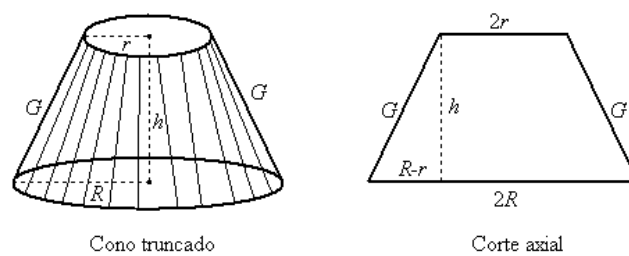


FIGURA 2.10 BOSQUEJO DE UN CONO TRUNCADO

$$R = 15\text{cm} ; r = 7.5\text{cm}$$

$$G = \sqrt{h^2 + (R - r)^2} = \sqrt{(40)^2 + (15 - 7.5)^2} = 40.69 \text{ cm}$$

Cálculo de las longitudes de arco.

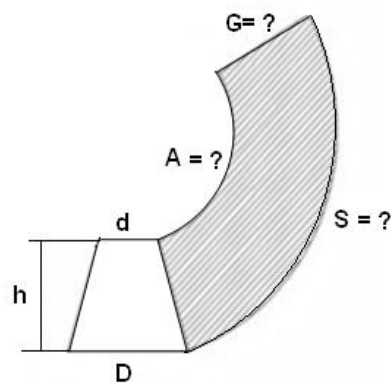


FIGURA 2.11 BOSQUEJO DE LA MALLA PARA EL CONO TRUNCADO

$$S = \pi D = 3.1416 \times 30\text{cm} = 94.25\text{cm}$$

$$A = \pi d = 3.1416 \times 15\text{cm} = 47.12\text{cm}$$

Con estos datos, se tiene trazada la malla que se necesita para construir el cono truncado.

2.7 Diseño de Sistema de Ajuste para Calibración de Cilindros.

Este sistema ajustará y calibrará a los cilindros Alveolos, de tal forma que los moldes coincidan, formando las briquetas de manera uniforme. Este sistema consiste; en una base que está sujeta al eje de alveolo por medio de una cuña y se sujeta al engrane por medio de 2 pernos sujetadores que se deslizan por una guías, para ubicar al engrane en la posición apropiada y estos pernos serán los que transmitan el movimiento del engrane al eje, esta base; también, tiene 2 pernos que serán el seguro en caso de que fallaran los pernos sujetadores y están ubicados de la siguiente forma:

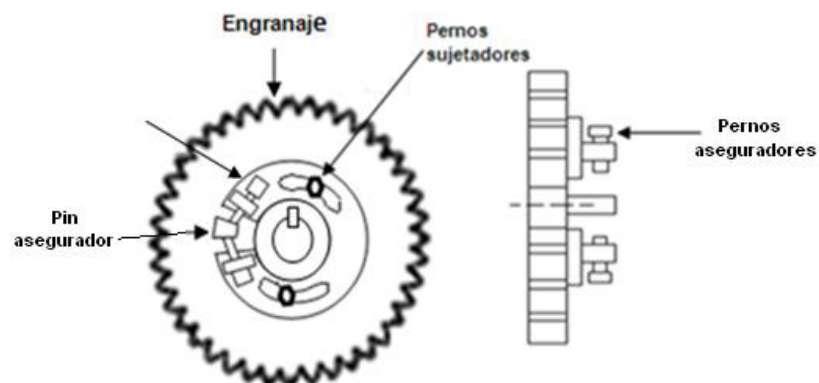


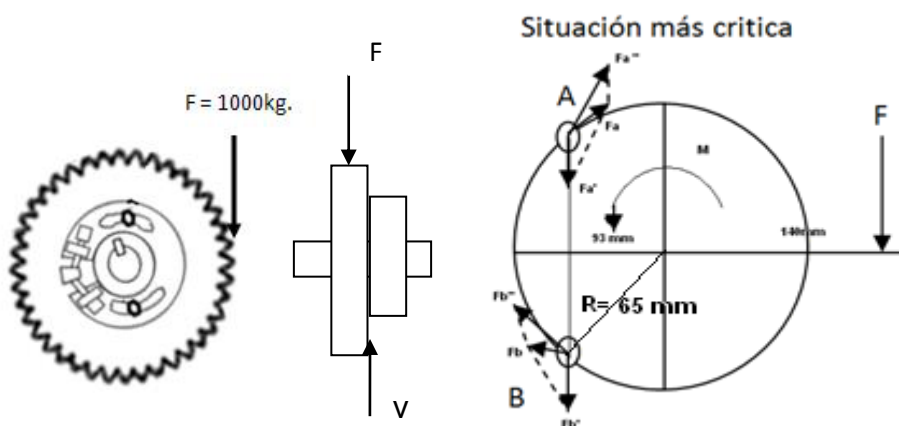
FIGURA 2.12 BOSQUEJO DEL SISTEMA DE AJUSTE.

Las dimensiones son de la siguiente manera: la base es una plancha de Acero ASTM A 36 de $\frac{3}{4}$ in de espesor. Con un diámetro exterior de 15 cm y un diámetro interior de 5 cm, los pernos aseguradores serán de $\frac{1}{2}$ in por 2 $\frac{1}{2}$ in de largo, los pernos sujetadores y el pin asegurador se lo calcula a continuación:

Cálculos de los pernos sujetadores.

Se hace un análisis de fuerzas para calcular los diámetros que deben tener estos pernos para que resistan la fuerza que transmiten los engranajes.

Diagrama de fuerzas.



**FIGURA 2.13 DIAGRAMA DE FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE
LOS PERNOS**

Datos:

El material es AISI A36.

$S_y = 125 \text{ MPa}$.

$F = V = 9800 \text{ N}$;

$N = 5$ (Factor de seguridad)

$R_A = R_B = 68 \text{ mm}$; $d = 16 \text{ mm}$

$n = 2$ (número de pernos)

$L = 140 \text{ mm}$

Cálculo de las cargas resultantes en cada perno.

Para el cálculo de las fuerzas resultantes se debe calcular las fuerzas primarias y secundarias que actúan en cada perno, respecto a la fuerza externa y a su centroide.

$$F_A = F_B = \sqrt{(F')^2 + (F'')^2}$$

Fuerzas primarias.

$$F'_A = F'_B = \frac{V}{n} = \frac{9800}{2} = 4.9 \text{ KN}$$

Fuerzas secundarias.

$$F''_A = F''_B = \frac{M R}{R_a^2 + R_b^2} = \frac{M}{2R} = \frac{1566.04}{2(0.068)} = 12 \text{ KN}$$

$$M = V \times L = 9800 \times 0.14 = 1566.04 \text{ Nm}$$

La magnitud de las fuerzas resultantes está dada por:

$$F_A = F_B = \sqrt{(F')^2 + (F'')^2} = \sqrt{(4.9)^2 + (12)^2} = 13 \text{ KN}$$

Carga máxima en cada perno:

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{13000}{1.98 \times 10^{-4}} = 64.69 \text{ MPa}$$

$$A_s = \frac{\pi d^2}{4} = 1.98 \times 10^{-4} \text{ mm}^2$$

Esfuerzo de aplastamiento máximo.

$$\sigma = \frac{F}{A_b} = \frac{13000}{304} = 42.79 \text{ MPa}$$

$$A_b = t \times d = 19 \times 16 = 304 \text{ mm}^2$$

Análisis de la resistencia del cortante por fricción

Datos:

$$F'_A = F'_B = 4.9 \text{ KN}$$

$f = 0.25$ (coeficiente de fricción)

$N = 2$ (factor de seguridad)

Escojo de la tabla 2 un perno de grado 5.8 con;

$S_p = 380 \text{ MPa}$

$\xi = 0.75$

TABLA 2. RESISTENCIAS METRICAS PARA PERNOS DE ACERO

Número de clase	Rango de tamaño del diámetro exterior (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Límite elástico mínimo (MPa)	Resistencia mínima a tensión (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M16-M36	600	660	830	medio carbono, T y R
9.8	M1.6-M16	650	720	900	medio carbono, T y R
10.9	M5-M36	830	940	1 040	martensita de bajo carbono, T y R
12.9	M1.6-M36	970	1 100	1 220	aleación, T y R

Fuente: SHIGLEY - MISCHKE, Sexta Edición, 2005.

Precarga del perno:

$$P_i = \frac{F'}{f} = 19.6 \text{ KN}$$

Tensión inicial en el perno:

$$F_i = N \times P_i = 39.2 \text{ KN}$$

$$F_i = \xi \times S_p \times A_t ; (A_t = \text{area de esfuerzo})$$

$$A_t = \frac{F_i}{\xi S_p} = \frac{39200}{(0.75)(380)} = 137.54 \text{ mm}^2$$

Con este dato escojo el diámetro del perno según el área de esfuerzo en la tabla 2.1 y escojo el diámetro 16 mm con $S_t = 157 \text{ MPa}$.

TABLA 2.1 DIMENSIONES PRINCIPALES DE LAS ROSCAS PARA TORNILLO MÉTRICO ESTÁNDAR ISO

Diámetro mayor d (mm)	Roscas bastas			Roscas finas		
	Paso p (mm)	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo a tensión A_t (mm ²)	Paso p (mm)	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo a tensión A_t (mm ²)
3.0	0.50	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.44	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.67	1.50	14.16	167.25
18.0	2.50	14.93	192.47	1.50	16.16	216.23
20.0	2.50	16.93	244.79	1.50	18.16	271.50
22.0	2.50	18.93	303.40	1.50	20.16	333.06
24.0	3.00	20.32	352.50	2.00	21.55	384.42
27.0	3.00	23.32	459.41	2.00	24.55	495.74
30.0	3.50	25.71	560.59	2.00	27.55	621.20
33.0	3.50	28.71	693.55	2.00	30.55	760.80
36.0	4.00	31.09	816.72	3.00	32.32	864.94
39.0	4.00	34.09	975.75	3.00	35.32	1028.39

Fuente: SHIGLEY - MISCHKE, Sexta Edición, 2005.

TABLA 2.2 FACTOR DEL PAR DE TORSIÓN

Condición del perno	K
Sin recubrimiento, acabado negro	0.30
Galvanizado	0.20
Lubricado	0.18
Con recubrimiento de cadmio	0.16
Con Anti-Seize Bowman	0.12
Con tuercas Bowman-Grip	0.09

Fuente: SHIGLEY - MISCHKE, Sexta Edición, 2005.

Par de torsión de apriete:

$T = K F_i d$; (K = factor del par de torsión, Ver tabla 2.2)

$T = \xi K S_p A_t d (10^{-3})$

$T = (0.75)(0.2)(380)(157)(16)(10^{-3})$

$T = 143.18 \text{ Nm}$

Por tanto los pernos serán de $d = 16 \text{ mm}$, de grado 5.8.

Pin asegurador.

Este pin forma parte del sistema de calibración y su función es de transmitir la fuerza a través de dos pernos aseguradores, en caso de que los pernos sujetadores fallaran. Los pernos aseguradores serán de $d = \frac{1}{2} \text{ in}$ y de $2 \frac{1}{2} \text{ in}$ de largo. A continuación se realiza un análisis del pin asegurador para ver si falla, ya que se lo ha tomado con las dimensiones iguales a las de los pernos sujetadores.

Diagrama de fuerzas.

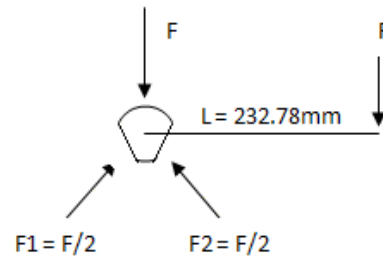


FIGURA 2.14 DIAGRAMA DE FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE EL PIN ASEGURADOR.

Datos:

$$F = 9800 \text{ N} = 2203.04 \text{ lb}$$

$$L = 9.16 \text{ in}$$

$$d = 16\text{mm} = 5/8 \text{ in}$$

Material: Acero ASTM A36

$$S_{sy} = 18000 \text{ psi.}$$

$$S_y = 36000 \text{ psi.}$$

Momento flector.

$$M = F \times L = 2203.4 \text{ lb} \times 9.16 \text{ in} = 20189.9 \text{ (lb. in)}$$

Flexión:

$$N = ? > 1$$

$$\sigma = \frac{S_y}{N}; N = \frac{S_y}{\sigma};$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4(2203.04)}{\pi (5/8)^2} = 7180.79 \text{ psi}$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{36000}{7180.79} = 5 > 1; \text{ no falla por flexión.}$$

Cortante:

$$\tau = \frac{S_{sy}}{N}; \tau = S_{sy} = S_y/2 = \frac{36000}{2} = 18000 \text{ PSI}$$

$$N = \frac{S_{sy}}{\tau};$$

$$\tau = \frac{F}{A}; \text{ siendo } \tau \text{ la fuerza cortante, } A = \frac{\pi d^2}{4}.$$

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{2203.04 \text{ lb}}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)} = \left(\frac{4(2203.04)}{\pi (5/8)^2}\right) = 7180.79 \text{ psi}$$

$$N = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{18000}{7180.79} = 2.5 > 1; \text{ no falla por cortante.}$$

Por tanto, el pin asegurador será de diámetro de 5/8 in y de 1 ½ in de largo.

2.8 Diseño de los Acoples.

Estos Acoples son los que unen al eje del reductor de velocidad con el eje de Cilindro, para que sea transmitida la fuerza; estos constan de dos bridas y pernos de sujeción. Y serán de las siguientes formas:

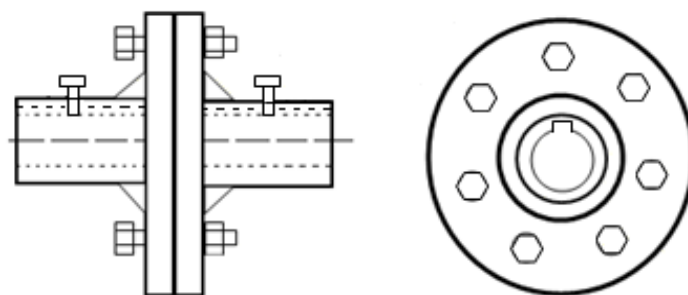


FIGURA 2.15 BOSQUEJO DE LOS ACOPLES.

Estos Acoples pueden ser contruidos de Acero ASTM A36 o también, pueden ser seleccionados según los catálogos de fabricantes, en este caso se utiliza el catálogo de FALK (VER APENDICE A). En estos acoples los puntos críticos de esfuerzos estarán en los pernos, los cuales se calculan a continuación:

El par nominal es el factor principal para seleccionar los acoples. El par nominal a transmitir está en función de la potencia a transmitir y de la velocidad de rotación:

$$C = \frac{HP \times 63000}{rpm}$$

$$C = \frac{6300 \times 3 \text{ hp}}{10 \text{ rpm}} = 18.900 \text{ lb-in}$$

La elección de un acoplamiento con el tamaño correcto, es muy importante, para hacerlo es necesario conocer no sólo la potencia y velocidades requeridas, también la severidad del servicio que debe absorber, es decir, será necesario aplicar un factor de corrección (K) de potencia o de servicio y este se lo obtiene de la tabla de factores para acoples según el tipo de aplicación, es igual a $K=1.5$ para una prensa. Luego se multiplica este factor por el torque nominal y se obtiene el torque que se transmite de acople - acople:

$T_t = C \times K = 18.900 \times 1.5 = 28.350 \text{ lb-in}$; con este torque se escoge el tamaño de los acoples según las tablas y se obtienen los acoples 1020G/GC.

Luego, se selecciona el tipo de acople según la utilización en el catálogo de FALK, se escoge el Tipo G82, con este tipo y con el tamaño se obtiene las dimensiones.

Con estos datos se calcula el número de pernos y el diámetro, de tal manera que el acople resista el torque que se quiere transmitir.

Escojo pernos de acero SAE de grado 5 con $S_y = 92000$ psi. En la tabla de pernos y procedo a calcular el diámetro con la siguiente fórmula:

$$d = \sqrt{\frac{8\eta c F_t}{S_y \pi}};$$

$$N_c = \frac{S_{Sy}}{\zeta}; \quad \zeta = \frac{F_t}{\frac{\pi d^2}{4}}; \text{ de donde } N_c = 3 \text{ y } S_{Sy} = S_y/2.$$

Para calcular el diámetro de los pernos, se necesita la fuerza transmitida en un acople, se usa la siguiente fórmula:

$$F_t = \frac{T}{(D_{BC}/2)}; \text{ de donde } T \text{ es el torque que requiere la máquina, y}$$

$D_{BC} = 5.875$ es el diámetro que pasa por el centro de los pernos

$$\text{de los acoples, por tanto la fuerza será: } F_t = \frac{6073.78}{(5.875/2)} = 2.067,66 \text{ lb};$$

el diámetro es:

$$d = 0.4143 \text{ in} \approx 7/16 \text{ in}$$

Para calcular el número de pernos, se utiliza la siguiente fórmula:

$T = N \mu F_t \frac{(F+A)}{4}$; de donde T es el torque, N el número de pernos, F y

A son diámetros de los acoples (ver tablas) $D=F= 7\text{in}$, $d=A= 4.98\text{in}$ y $\mu=0.15$ (coeficiente de fricción); por tanto, despejando el número de pernos es:

$$N = \frac{4T}{F_t(D+d)\mu} = \frac{4 \times 6073.78}{2067.66(7+4.98)0.15} = 6.54 \approx N=7\text{pernos.}$$

Por tanto, los pernos necesarios son: 7pernos de 7/16 UNC por 2 ¼ in de largo.

Pero esto sería en caso de selección de acoples, pero como se va a construir, se utilizan estas medidas para hacer una aproximación de medidas reales, que tendrán nuestros acoples, ya que se debe dejar suficiente espacio para la soldadura, la misma que se establece de la siguiente manera:

$D= 7\text{ in}$; $D_{BC}= 5.5\text{in}$; $d=A = 4\text{in}$ y $\mu=0.15$ (coeficiente de fricción), con estos datos se realizan los nuevos cálculos para obtener el número de pernos y el diámetro del mismo:

Para calcular el diámetro de los pernos, se necesita la fuerza transmitida en un acople, se usa la siguiente fórmula:

$$F_t = \frac{T}{(D_{BC}/2)} ; \text{ de donde } T \text{ es el torque que requiere la máquina, y}$$

D_{BC} es el diámetro que pasa por el centro de los pernos de los

acoples, por tanto la fuerza será: $F_t = \frac{6073,78}{(5.5/2)} = 2.208.64 \text{ lb}$; el

diámetro es:

$$d = \sqrt{\frac{8\eta_c F_t}{S_y \pi}}; \quad \eta_c = \frac{S_{sy}}{\zeta}; \quad \zeta = \frac{F_t}{\frac{\pi d^2}{4}}; \quad \text{de donde } \eta_c = 3 \text{ y } S_{sy} = S_y/2$$

$$d = 0.43 \text{ in} \approx 7/16 \text{ in}$$

Para calcular el número de pernos se utiliza la siguiente fórmula:

$$T = N \mu F_t \frac{(F+A)}{4}; \quad \text{de donde: } T \text{ es el torque, } N \text{ el número de pernos, } F \text{ y}$$

A son diámetros de los acoples (ver tablas) $D=F=7\text{in}$, $d=A=4\text{in}$ y $\mu=0.15$ (coeficiente de fricción); por tanto, despejando el número de pernos es:

$$n = \frac{4T}{F_t(D+d)\mu} = \frac{4 \times 6073.78}{2.208,64(7+4)0.15} = 6.66 \approx n=7 \text{ pernos.}$$

Por tanto, se puede observar, que los cambios de dimensiones afectó en cantidades despreciables; de tal manera, que queda el diámetro, el número de pernos antes seleccionados y son 7 pernos de 7/16 UNC por 2 ¼ in de largo.

CAPÍTULO 3

3. CÁLCULOS DE LOS COMPONENTES

En este capítulo se realizan los cálculos de los componentes, para luego hacer la selección y realizar los planos de cada componente, como de la máquina en general, aquí se ha utilizado el libro de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley – Mischke 6ª edición.

3.1 Cálculo de los Cilindros Alveolos.

Una vez realizado el diseño de forma de los Cilindros, se escoge el material, que para este caso será un Acero AISI 4340, pero sin tratamiento térmico, ya que es un material resistente al desgaste, luego se realizan los cálculos para obtener sus dimensiones.

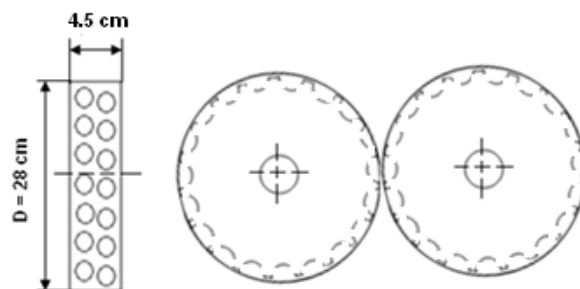


FIGURA 3. BOSQUEJO DE LOS CILINDROS ALVEOLOS

Datos:

$$D_{Br} = 19\text{mm}; \quad m_{Br} = 3,75 \text{ gr.}$$

$$\text{Espacios entre agujeros} = Es = 3\text{mm}$$

Número de agujero = $N = 40$; este número se lo adquirió, probando con varios números, de tal forma que el cálculo diera una producción de 4 qq / h.

Cálculo para encontrar el diámetro del cilindro

$$P_{er} = \pi d = (D_{Br} \times N) + (N \times Es)$$

$$P_{er} = [(19) \times (40)] + [(40) \times (3)]$$

$$P_{er} = 880\text{mm} = \pi d$$

$$D = 280,11\text{mm} \approx D = 28\text{cm} = 11.02 \text{ in}$$

Con éste diámetro se sabe que, en una vuelta (una revolución) se tiene 40 briquetas en 1 minuto es decir 2.400 Br/h

Como la necesidad es de 72.000 Br para cubrir una hectárea se concluye de la siguiente forma:

Haciéndolos de 2 hileras y a 10 rpm .

Se tiene una producción total (T_{pr}) de:

Si en 10 rpm $\rightarrow$ tenemos $40 \times 10 = 400 \text{ Br}/\text{min}$

$$400 \text{ Br}/\text{min} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} = 2.4000 \text{ Br}/\text{h}$$

Se multiplica por 2 hileras

$$T_{pr} = 48.000 \text{ Br}/\text{h}$$

Teniendo cubierta la necesidad en 1,5 horas

$$T_{pr} = 48.000 \text{ Br}/\text{h} \cdot \frac{3,75 \text{ gr}}{1 \text{ Br}} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{1.000 \text{ gr}} \cdot \frac{2,205 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} = \mathbf{396,9 \text{ lb}/\text{h}}$$

Por tanto la producción total será:

$$T_{pr} = 3,969 \text{ qq}/\text{h} ; \quad T_{pr} \approx \mathbf{4 \text{ qq}/\text{h}}$$

3.2 Cálculo de los ejes de los Cilindros

Los ejes de los Cilindros deben ser diseñados; de tal manera, que soporten la fuerza que realizan los engranes y la vibración que realizan los Cilindros, en el momento de la compresión de la Urea, a continuación se realizan los cálculos respectivos, para obtener las dimensiones, el material y saber si el eje diseñado falla o no falla según la situación.

Diagrama de Fuerzas.

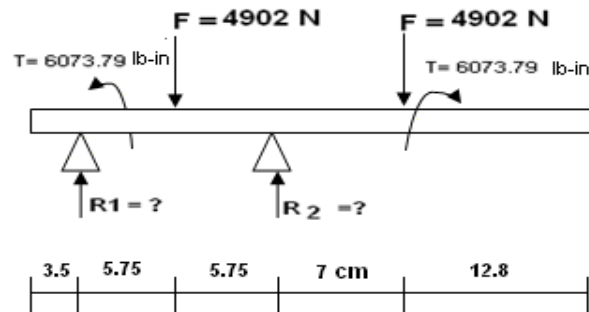


FIGURA 3.1 DIAGRAMA DE FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL EJE.

Datos:

Asumo una longitud de 35 cm, también asumo una fuerza de 1000 kg, que nos da un torque $T = 12.142,73 \text{ lb in}$, como factor de seguridad, donde escojo un Acero SAE 4140, que es apropiado para ejes que contienen engranajes, cuyas propiedades son:

$$S_y = 61.000 \text{ psi}$$

$$S_{ut} = 95.000 \text{ psi}$$

Y un factor de seguridad de $n = 3$

Sumatoria de fuerzas y de momentos.

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$R_1 - F_1 - F_1 + R_2 = 0$$

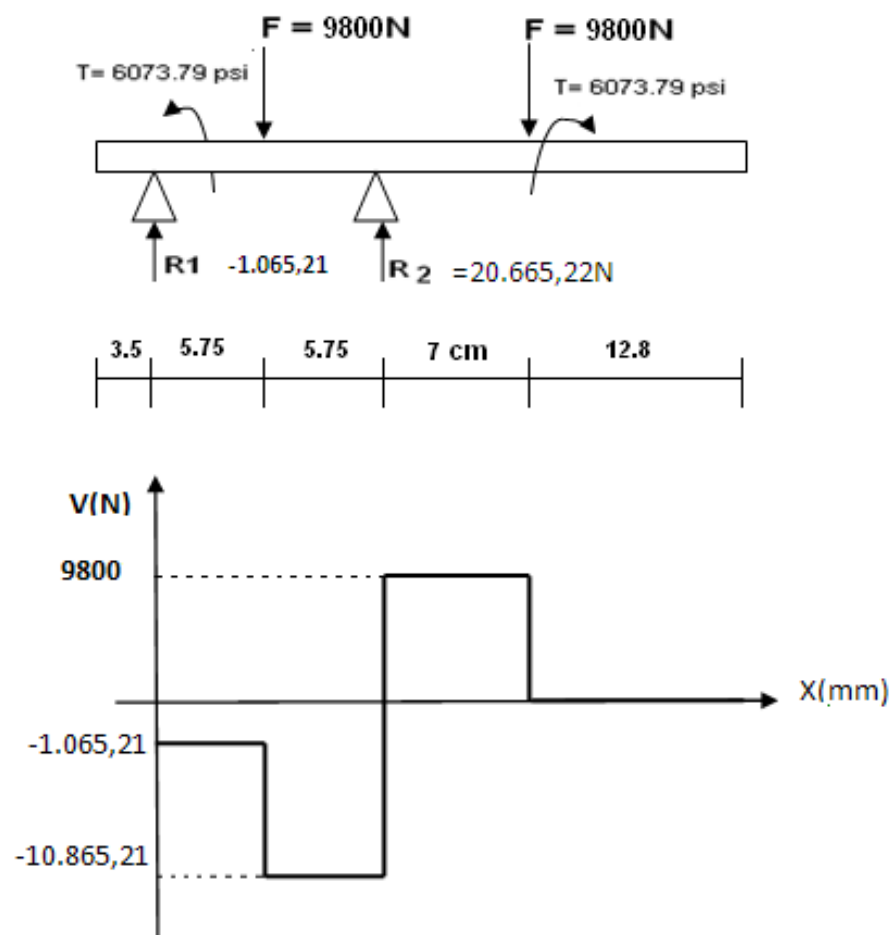
$$R_1 = 2F - R_2$$

$$\sum M_{R1} = 0$$

$$0,15(9.800) + (0,3)R_2 - 0,4F_1 = 0 ; \quad R_2 = \frac{0,15(F) + (0,4)(F)}{0,3}$$

$$R_2 = 17.966,66\text{N}; \text{ por tanto; } R_1 = -1.633,33\text{N}$$

Diagramas de fuerzas y Momentos



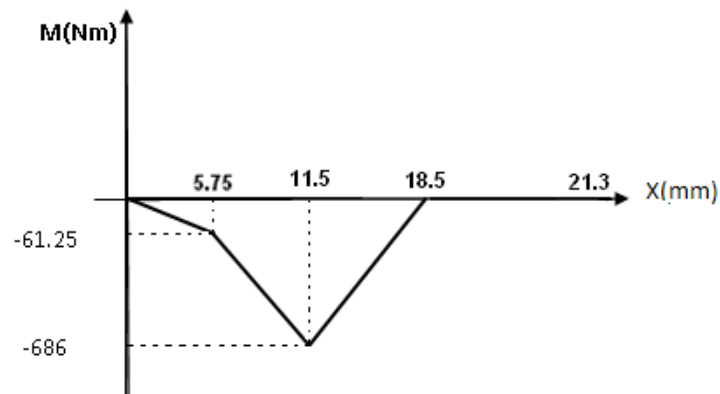


FIGURA 3.2 DIAGRAMAS DE FUERZAS Y MOMENTO FLECTOR

$$V_{\max} = 9.800\text{N}$$

$$M_{\max} = 686\text{Nm} \approx 5694,16(\text{lb})(\text{in})$$

$$686\text{Nm} = \frac{0,2248\text{lb}}{1\text{N}} \cdot \frac{100\text{cm}}{1\text{m}} \cdot \frac{1\text{in}}{2,54\text{cm}} = 6.071,37\text{lb}_{\text{in}}$$

Cálculo del diámetro del eje por medio de los esfuerzos de flexión y torsión.

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} ; \quad \tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Mediante el círculo de Mohr:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{reemplazado } \sigma_{xy} \tau_{xy}$$

$$\tau_{\max} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2} ; \text{ por la teoría de fallas}$$

$$S_{sy} = \frac{S_y}{2} \Rightarrow \frac{S_y}{2N} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

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

$$d = 1,89 \text{ in} \approx 1,968 \text{ in}$$

$$d = 50 \text{ mm}$$

Esfuerzo de flexión

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma = 8.113,56 \text{ psi}$$

Esfuerzo de torsión

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$$

$$T = 6.073,79 \text{ lb}_{\text{in}}$$

$$\tau = 4.058,69 \text{ psi} ; \quad (\text{Siempre } (\sigma) \text{ debe ser mayor } (\tau))$$

Análisis de falla

$$N = \frac{S_e}{\sigma} > 1; \quad \sigma = \frac{32M}{\pi d^3}$$

Datos:

$$d = 1,968 \approx 50\text{mm}$$

$$S_y = 61.000$$

$$S_{ut} = 95.000$$

$$\sigma = 8.113,56\text{psi}$$

$$S_e = C_t C_s C_r C_c C_T S_e'$$

Límite de resistencia a la fatiga (S_e')

$$S_e' = 0,504 (S_{sut}) \quad \text{para } S_{sut} \leq 212\text{Kpsi} \quad S_e' = 47.880\text{psi}$$

Factor de acabado superficial. (C_s)

$$C_s = a(S_{sut})^b$$

Para superficies maquinadas.

$$a = 2,7(\text{psi})$$

$$b = (-0,265)$$

$$C_s = (2,7), (95)^{-0,265}$$

$$C_s = 0,807$$

Factor de tamaño (C_t)

para $0,11 \leq d \leq 2 \text{ in} \Rightarrow$

$$C_t = 0,879d^{-0,107}$$

$$d = 1,968 \text{ in}$$

$$C_t = 0,818$$

Factor de temperatura (C_t)

$$C_t \approx 1$$

Factor de confiabilidad (C_R)

$$C_R = 1 - 0,08Z_a; \text{ a una confiabilidad del 90\%}$$

$$Z_a = 1,288$$

$$C_R = 0,897$$

Factor de carga (C_C)

$$C_C = 1$$

$$S_e = (0,818)(0,807)(0,897)(1)(1)(47.880 \text{ psi})$$

$$S_e = 28.351,33 \text{ psi}$$

$$N = \frac{S_e}{\sigma} > 1 = \frac{28.351,33 \text{ psi}}{8.113,50 \text{ psi}} = N = 3,5 > 1; \text{ por tanto no falla.}$$

Cálculo de diámetros y de concentración de esfuerzos

Para disminuir las concentraciones de tensiones en los cambios de sección del árbol, se han redondeando las transiciones con un $r = 1/8$ in.

Para la conexión del engrane y el cilindro al árbol, se han previsto de chaveteros con terminación curva, para reducir la concentración de tensiones.

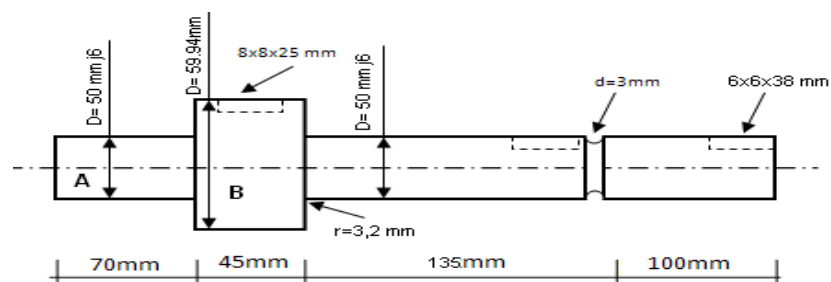


FIGURA 3.3 BOSQUEJO DE FORMA DEL EJE DE CILINDRO

$$D_A = 50 \text{ mm}$$

$$D_B = 2.36 \text{ in}$$

Datos:

Acero AISI 4140

$$S_y = 61.000 \text{ p5i}$$

$$S_{ut} = 95.000 \text{ p5i}$$

$$M = 6.071,37 \text{ lb(in)}$$

$$\sigma = 8.113,56 \text{ psi}$$

$$S_e = 28.351,33 \text{ psi}$$

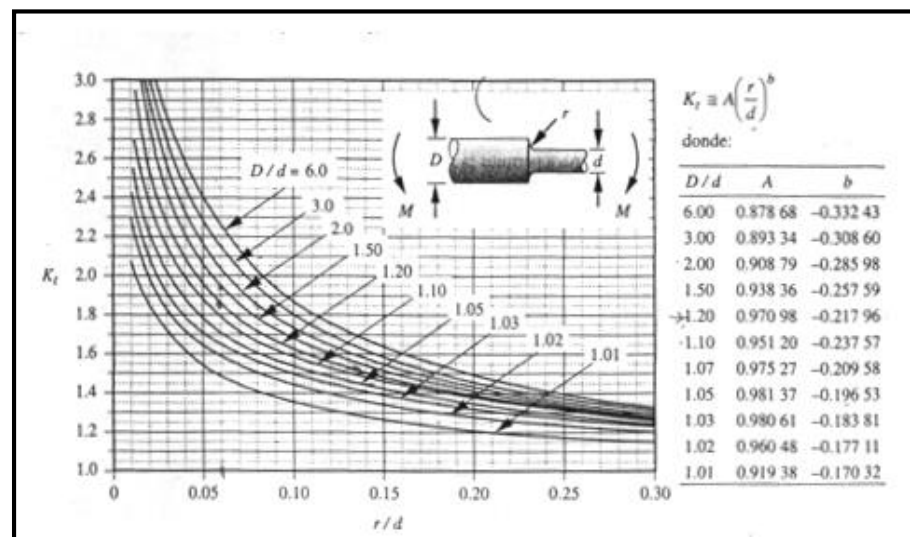
Si el diametro A es 1.968 in y asumo un $r = \frac{1}{8}$ in , el diametro

$$B = 2,093 \text{ in o } 53,16 \text{ mm}$$

Para calcular el diámetro D_B asumo un $D/d = 1,2$ y con

$$d = 1,968 \text{ y } r = 0,125$$

Calculo el diametro con la figura 3.4



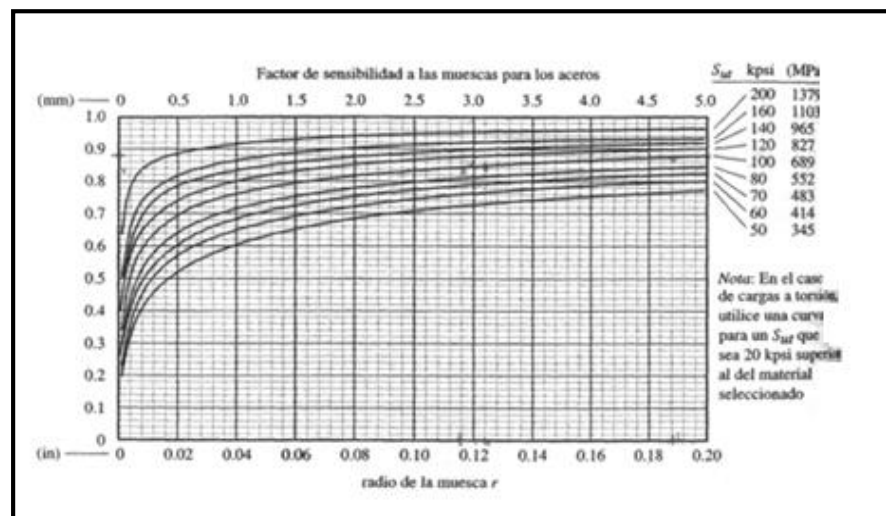
Fuente: SHIGLEY - MISCHE, Sexta Edición, 2005.

**FIGURA 3.4 FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS
A FLEXIÓN**

Concentración de esfuerzos

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

$$r = 0,125 \Rightarrow (\text{a la figura 3.5})$$



Fuente: SHIGLEY - MISCHE, Sexta Edición, 2005.

FIGURA 3.5 FACTOR DE SENSIBILIDAD A LA MUESCA PARA LOS ACEROS

$$a \ 95 \text{ Kpsi} ; r = 0,125\text{in} ; q = 0,85$$

para encontrar el K_t , a la figura 3.4; tenemos a $D = 1,975\text{in}$;

$$r = 0,1875\text{in}$$

$$K_t = A\left(\frac{r}{d}\right)^b$$

$$A = 0,97098$$

$$b = (-0,21796)$$

$$D/d = 1,2$$

$$r/d = 0,063$$

$$K_t = 1,77$$

$$K_F = 1 + (0,85)(1,77 - 1)$$

$$K_F = 1,655$$

$$K_t > K_F; \text{ por tanto no falla.}$$

$$\frac{D}{d} = 1,2$$

$$D = (1,2)(1,968)$$

$$D = 2,361$$

$$D_B \approx 2,36 \text{ in}$$

Se encuentra el factor de seguridad que debe ser mayor que uno para que no falle.

$$N = \frac{S_e}{\sigma} > 1$$

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} \cdot K_F = \sigma = 20.336,52 \text{ psi}$$

$$M = 6011,37 \text{ lb (in)}$$

$$d = 1,968 \text{ in}$$

$$K_F = 1,655$$

$$S_e = 28.351,33$$

$$N = \frac{28.351,33}{13.427,9} = 2,11$$

$N = 2,11$; por tanto no falla ya que es mayor que 1.

Selección del Anillo de sujeción para el piñón

En la tabla de anillos de sujeción, se escoge el anillo según el diámetro del eje y en este caso, es de diámetro igual a 50mm; por tanto, el anillo será; Anillo Elástico DIN – 471(VER APENDICE B); con las siguientes características:

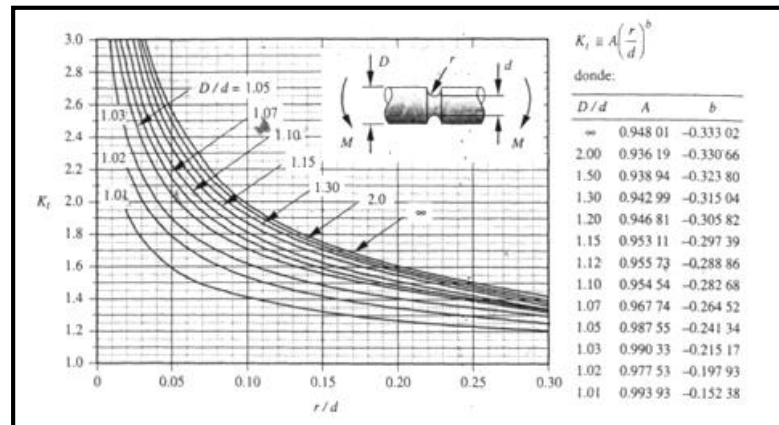
$$d_{in} = 45,8\text{mm}; e = 2\text{mm}; r = 3\text{mm}$$

Cálculo de fallas por concentración de esfuerzos.

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

$$r = 0,118 \text{ in}$$

$$K_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$



Fuente: SHIGLEY - MISCHE, Sexta Edición, 2005.

FIGURA 3.6 FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS DE UNA RANURA A FLEXIÓN

A flexión

Asumo una relación de $D/d = 1,2$

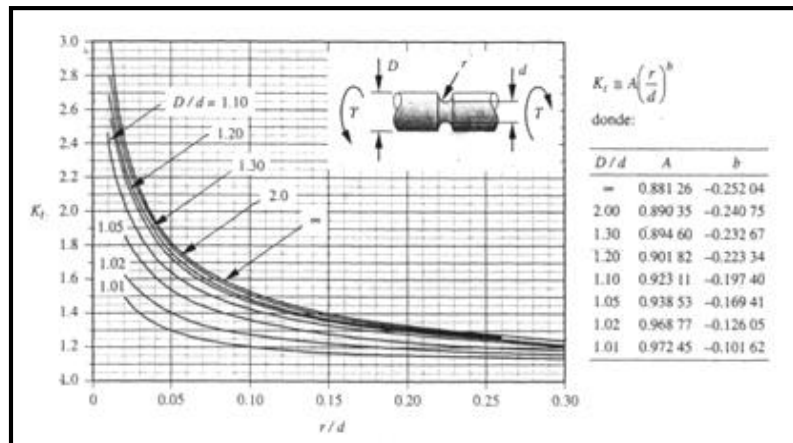
desde $A = 0,94681$; $b = (-0,30582)$;

$D = 1,968$ in

$d = \frac{D}{1,2}$; $d = 1,64$

$K_t = 2,238$; $q = 0,86$

$K_F = 1,064$; $K_t > K_F$; no falla



Fuente: SHIGLEY - MISCHE, Sexta Edición, 2005.

FIGURA 3.7 FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS DE UNA RANURA A TORSIÓN.

A torsión

$$D/d = 1,2$$

$$A = 0,90182 ; \quad b = -0,22334;$$

$$K_t = 1,690; \quad q = 0,86 ; \quad K_F = 1,59$$

$$K_t > K_F \therefore \text{no falla}$$

De estos ejes se construirán 2 para los 2 cilindros Alveolos, pero el segundo no tendrá el mismo largo, ya que no se unirá en acoples, pero si se pondrán una polea para transmisión del movimiento al cilindro clasificador, estos detalles se los puede observar en los planos de los ejes de Cilindros.

Cálculos de las cuñas o chavetas.

Para el piñón: de la tabla 3. se escoge el tamaño de la cuña según el diámetro de eje, en este caso será entre 1 $\frac{3}{4}$ y 2 $\frac{1}{4}$ in que da un $w = \frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$ in, el material para la cuña es acero AISI 1020 extruido en frio que tiene $S_y = 51000\text{psi}$ y como el material del piñón es AISI 4340 con $S_y = 230000\text{psi}$ por tanto el material menos resistente es el de la cuña, se puede aplicar la siguiente fórmula:

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} ; L = 1.45 \text{ in} = 37\text{mm}$$

Donde:

$$T = 6073.79$$

$$D = 50 \text{ mm} = 1.968 \text{ in}$$

$$W = \frac{1}{2} \text{ in}$$

$$S_y = 51000 \text{ psi}$$

$$N = 3$$

Por tanto, las dimensiones de la cuña para el piñón son $\frac{1}{2} \times \frac{1}{2} \times 1.5$ in

TABLA 3. TAMAÑO DE CUÑA

<i>Diámetro nominal de la flecha</i>		<i>Tamaño nominal de la cuña</i>		
<i>Más de</i>	<i>Hasta (incluso)</i>	<i>Espesor, W</i>	<i>Altura, H</i>	
			<i>Cuadrada</i>	<i>Rectangular</i>
$\frac{3}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$
$3\frac{1}{4}$	$3\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{5}{8}$
$3\frac{3}{4}$	$4\frac{1}{2}$	1	1	$\frac{3}{4}$
$4\frac{1}{2}$	$5\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{7}{8}$
$5\frac{1}{2}$	$6\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	1
$6\frac{1}{2}$	$7\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$
$7\frac{1}{2}$	9	2	2	$1\frac{1}{2}$
9	11	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$
11	13	3	3	2
13	15	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$
15	18	4		3
18	22	5		$3\frac{1}{2}$
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: MOTT ROBERT, Cuarta Edición, 2006.

Para el cilindro: como los materiales son los mismos, se aplica el mismo procedimiento anterior y la misma fórmula, quedando de la siguiente manera:

De la tabla se escoge el tamaño para un diámetro entre $2\frac{1}{4}$ y $2\frac{3}{4}$ y tenemos:

$$T = 6073.79$$

$$D = 2,36 \text{ in}$$

$$W = 5/8 \text{ in}$$

$$S_y = 51000 \text{ psi}$$

$$N = 3$$

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} ; L = 1 \text{ in.}$$

Por tanto, las dimensiones de la cuña para el cilindro son:

$$5/8 \times 5/8 \times 1 \text{ in.}$$

Para los Acoples; ya que los materiales son los mismos, se realizará el mismo procedimiento, quedando de la siguiente manera:

De la tabla se escoge el tamaño para un diámetro entre $1 \frac{3}{4}$ y $2 \frac{1}{4}$ in que da un $w = \frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$ in y tenemos:

$$T = 6073.79$$

$$D = 2,36 \text{ in}$$

$$W = 5/8 \text{ in}$$

$$S_y = 51000 \text{ psi}$$

$$N = 3$$

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} ; L = 1,5 \text{ in.}$$

Por tanto, las dimensiones de la cuña para el piñón son: $\frac{1}{2} \times \frac{1}{2} \times 1.5$ in; y estas chavetas calculadas serán construidas 2 de cada una, ya que son dos ejes y 2 acoples.

3.3 Cálculo de los engranajes de dientes rectos de Cilindro de Alveolos.

Los cilindros necesitan de una fuerza para poder compactar la Urea y esta fuerza es obtenida de los engranajes, de los cuales se calcula sus dimensiones a continuación.

Datos:

$$w_g = 10 \text{ rpm}$$

$$\phi = \text{ángulo de presión} = 20^\circ$$

$$D_c = d_g = 11,023 \text{ in} \approx 280 \text{ mm}$$

D_c = es el diámetro del cilindro

Asumo:

$$R_v = 4$$

$$N_g = 93 \text{ dientes}$$

Con los datos calculamos el módulo.

$$m = d_g / N_g$$

$$m = 280 / 93 = 3.01$$

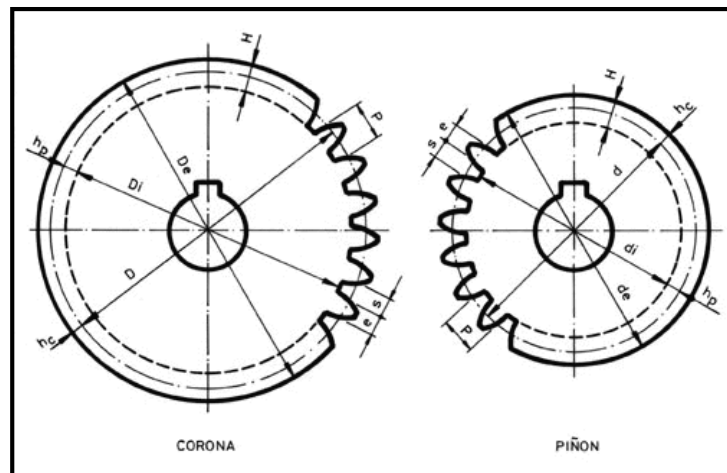
$m = 3$ por la (tabla 3.1) el paso diametral será: $P_d = 8.47^{-1} \text{ in}$

TABLA 3.1 MÓDULOS MÉTRICOS ESTÁNDAR

Módulo métrico (mm)	Equivalente P_d (in ⁻¹)
0.3	84.67
0.4	63.50
0.5	50.80
0.8	31.75
1	25.40
1.25	20.32
1.5	16.93
2	12.70
3	8.47
4	6.35
5	5.08
6	4.23
8	3.18
10	2.54
12	2.12
16	1.59
20	1.27
25	1.02

Fuente: SHIGLEY - MISCHKE, Sexta Edición, 2005.

Cálculo de los diámetros.



Fuente: SHIGLEY - MISCHKE, Sexta Edición, 2005.

FIGURA 3.8 BOSQUEJO DE LOS ENGRANAJES

$$D_{\text{ext}} = M \times (N + 2)$$

$$D_{\text{ext}} = D_p + 2m$$

Engrane:

$$D_{\text{ext}} = 3 \times (93 + 2)$$

$$D_{\text{ext}} = 285$$

$$D_{\text{pg}} = D_e - 2m$$

$$D_{\text{pg}} = 279 \text{ mm}$$

Razón de Engrane

$$m_G = \frac{N_g}{N_p} = \frac{93}{23} = 4 ; \text{ La razón de engrane cumple con la ley}$$

fundamental de engrane que dice: $|m_G| = |m_V| \geq 1$

Paso circunferencial

$$P_c = \frac{\pi d}{N} = 9,46\text{mm} = 0,3724 \text{ in}$$

Paso base

$$P_b = P_c \cos(\phi) = P_b = 8,88 \approx 0,349$$

Paso diametral

$$P_d = \frac{N}{d} = 8,47\text{in}^{-2}$$

Comprobación

$$m = \frac{d}{N} = \frac{280}{93} = 3\text{mm}; \text{ por la tabla 3.1, el paso diametral es } P_d =$$

$$8,47\text{in}$$

C = distancia entre centros

$$C = r_g + r_p$$

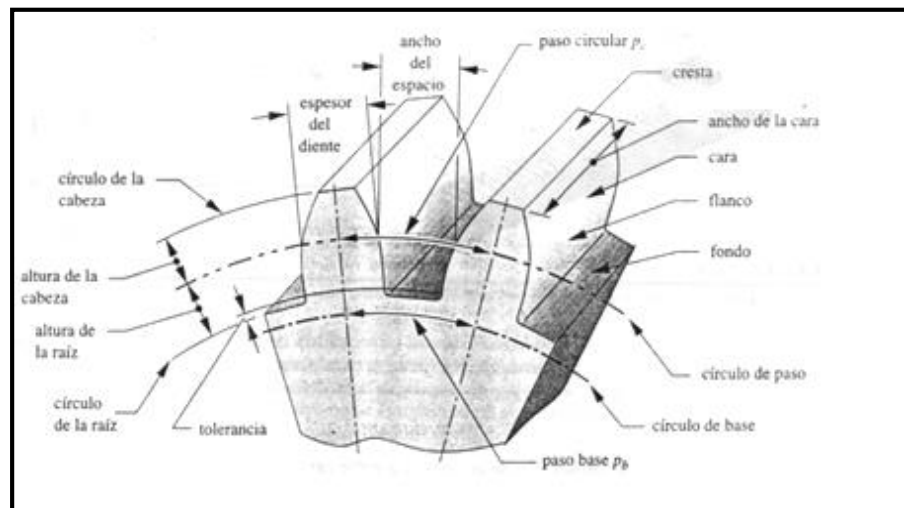
$$C = 5,51 + 1,357 = C = 6,867\text{in}$$

Cálculo de las dimensiones del diente según la norma AGMA.

TABLA 3.2 ESPECIFICACIONES DE DIENTES AGMA DE PROFUNDIDAD TOTAL

Parámetro	Paso fino ($p_d < 20$)	Paso grueso ($p_d \geq 20$)
Ángulo de presión ϕ	20 o 25°	20°
Altura de la cabeza a	$1.000 / p_d$	$1.000 / p_d$
Altura de la raíz b	$1.250 / p_d$	$1.250 / p_d$
Profundidad de trabajo	$2.000 / p_d$	$2.000 / p_d$
Profundidad total	$2.250 / p_d$	$2.200 / p_d + 0.002$ in
Espesor circular del diente	$1.571 / p_d$	$1.571 / p_d$
Radio del filete-cremallera básica	$0.300 / p_d$	no estándar
Holgura básica mínima	$0.250 / p_d$	$0.200 / p_d + 0.002$ in
Ancho mínimo en la cresta superior	$0.250 / p_d$	no estándar
Holgura (dientes rasurados o rectificadas)	$0.350 / p_d$	$0.350 / p_d + 0.002$ in

Fuente: SHIGLEY - MISCHKE, Sexta Edición, 2005.



Fuente: SHIGLEY - MISCHKE, Sexta Edición, 2005.

FIGURA 3.9 DIMENSIONES DEL DIENTE SEGÚN LA NORMA AGMA

Altura de cabeza y raíz (a) y (b)

$$a = \frac{1}{P_d} = 0,118\text{in} = 2,99\text{mm} ; \quad b = \frac{1,25}{P_d} = 0,1475 = 3,748\text{mm}$$

Holgura

$$c = b - a = 0,0295\text{in} = 0,75\text{mm}$$

Altura total

$$h_t = a + b = 0,265\text{in} = 6,738\text{mm}$$

$$\text{Razón de contacto } (m_p); \quad m_p = \frac{Z}{P_b}$$

Z = Longitud de acción

P_b = paso base

Φ = ángulo de presión = 20

$$z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos(\Phi))^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos(\Phi))^2} - C \sin(\Phi)$$

$$Z = \sqrt{(1,357 + 0,118)^2 - (1,357 \cos(20^\circ))^2} + \sqrt{(5,5 + 0,118)^2 - (5,5 \cos(20^\circ))^2} - 6,867 \sin(20^\circ)$$

$$z = 0,741 + 2,2058 - 2,3482$$

$$Z = 0,598\text{in} = 15,21\text{mm} \quad \text{por tanto} \quad m_p = \frac{Z}{P_b} = \frac{0,598}{0,349}$$

$$m_p = 1,708;$$

por tanto, entra en el rango de la razón de contacto válido que

es de: 1,4 a 2

Ancho mínimo de la cresta superior(A).

$$A = \frac{0,250}{P_d} = 0,029\text{in}$$

Longitud del diente (L)

$$P_d = 8,47\text{in}$$

$$L = \frac{8}{P_d} \leq L \leq \frac{16}{P_d}$$

Se escoje el valor intermedio = 12

$$L = \frac{12}{P_d} = 1,416\text{in}; \text{ pero como el material es resistente se tomará}$$

un $L = 1\text{in}$ que haciendo los cálculos no falla y se reduce costos.

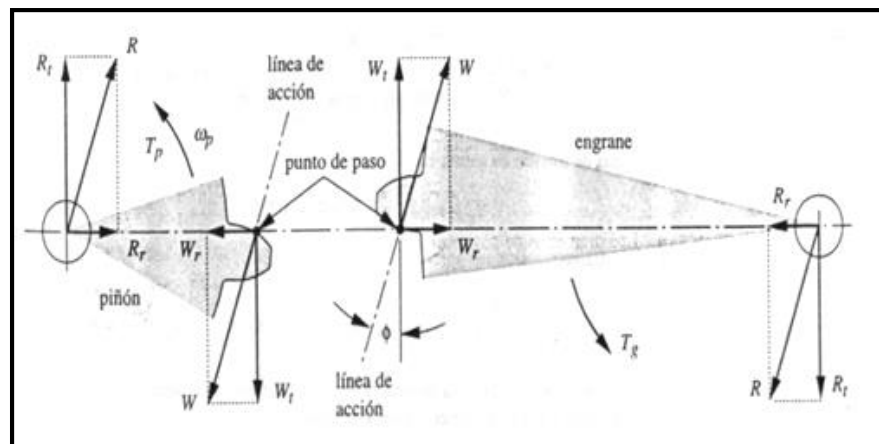
$L = 1$ pero se debe aumentar si el material fallará por flexión.

Análisis y cálculo de las carga en los Engranajes.

Se tiene como dato que la carga total de compresión es de 500Kgf .

También se tiene el ángulo de presión que es igual a 20° .

Diagrama de Fuerzas



Fuente: SHIGLEY - MISCHKE, Sexta Edición, 2005.

FIGURA 3.10 DIAGRAMA DE FUERZAS QUE ACTÚAN EN LOS ENGRANAJES

Datos:

$$F_T = 500\text{Kgf} = 4.900\text{N}; \quad (1\text{Kg} = 9,8\text{N}) ; (1\text{N} = 0.2248 \text{ lb})$$

$$r = 0,14\text{m}$$

$$\phi = 20^\circ$$

$$\text{Torque} = T = F_T \times r$$

$$T = 644,628\text{Nm}$$

$$F_t = ?$$

$$F_t = \cos \phi \cdot F_T$$

$$F_t = 4.604,49\text{N}$$

$$\sin \phi = \frac{F_r}{F_T} \quad F_r = 1.675,89\text{N}$$

Velocidad

$$V_t = \omega_g r_g$$

$$V_t = 10 \text{ rpm } (5,51\text{in})$$

$$V_t = 10 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot \frac{2\pi}{1\text{rev}} \cdot 5,51\text{in} \cdot \frac{1\text{ft}}{12\text{in}} = \quad V_t = 28,85 \text{ ft/min}$$

CÁLCULO DE FALLAS

Esfuerzos por flexión (fatiga)

Se calculará los esfuerzos respectivos que se realizan en el diente del engranaje, se utilizará la ecuación de W. Lewis.

$$\sigma = \frac{w_t P_d}{F J} \times \frac{k_a k_m}{k_v} k_s k_B k_I$$

Tablas de diferentes factores

J = factor geométrico de AGMA

$J = Y$ = factor de Lewis.

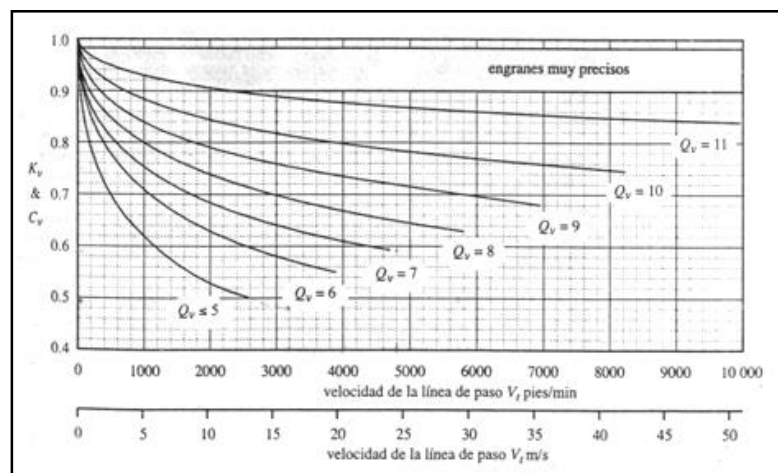
TABLA 3.3 FACTOR DE LEWIS

Factor geométrico J a flexión AGMA para dientes de profundidad total de 20° con carga HPSTC																
Dientes en el engrane	Dientes en el piñón															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	U	U												
17	U	U	U	U	U	U										
21	U	U	U	U	U	U	0.33	0.33								
26	U	U	U	U	U	U	0.33	0.35	0.35	0.35						
35	U	U	U	U	U	U	0.34	0.37	0.36	0.38	0.39	0.39				
55	U	U	U _{0.34}	U _{0.37}	U	U	0.34	0.40	0.37	0.41	0.40	0.42	0.43	0.43		
135	U	U	U _{0.35}	U _{0.43}	U	U	0.35	0.43	0.38	0.44	0.41	0.45	0.45	0.47	0.49	0.45

Fuente: SHIGLEY - MISCHKE, Sexta Edición, 2005.

$J_P = 0,38$; $J_G = 0,44$ tabla 3.3 carga distribuida a $\phi = 20^\circ$

k_v = factor dinámico



Fuente: SHIGLEY - MISCHKE, Sexta Edición, 2005.

FIGURA 3.11 FACTOR DINÁMICO

k_m = factor de distribución de carga.

TABLA 3.4 FACTOR DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA

Ancho de la cara in (mm)	K_m
<2 (50)	1.6
6 (150)	1.7
9 (250)	1.8
≥ 20 (500)	2.0

k_a = factor de aplicación de carga

TABLA 3.5 FACTOR DE APLICACIÓN DE CARGA

Máquina impulsada	Máquina impulsora		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto severo
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o superior
Impacto ligero (motor multicilindro)	1.25	1.50	2.00 o superior
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o superior

k_s = factor de tamaño (1.25 – 1.5)

k_I = factor de engrane intermedio :

$k_I = 1.42$ cuando hay engrane intermedio

$k_I = 1$ cuando no lo hay.

k_B = factor de espesor de rueda

Como no tiene vaciado es igual a 1

Q_v = Índice de calidad.

TABLA 3.6 INDICE DE CALIDAD

Aplicación	Q_v
Transmisión del tambor de mezclador de cemento	3-5
Horno de cemento	5-6
Transmisiones de acerías	5-6
Cosechadora de maíz	5-7
Grúas	5-7
Prensa troqueladora	5-7
Transportador de minas	5-7
Máquina de cajas de papel	6-8
Mecanismo medidor de gas	7-9
Taladro mecánico pequeño	7-9
Lavadora de ropa	8-10
Impresora	9-11
Mecanismo de computadora	10-11
Transmisión de auto	10-11
Transmisión de antena de radar	10-12
Transmisión de propulsión marina	10-12
Transmisión de motor de aeronave	10-13
Giroscopio	12-14

Fuente: SHIGLEY - MISCHKE, Sexta Edición, 2005.

$Q_v = 7$ (entre 5 – 7) velocidad de paso $Q_v = 6 - 8 = 800F_{pm}$

Análisis de fallas:**Datos:**

$$F_t = 4.604,49\text{N}$$

$$F_r = 1.675,89\text{N}$$

$$w_g = 10r_{pm}$$

$$w_p = 40r_{pm}$$

$$\text{Torque} = T = 686,274 \text{ Nm}$$

Factor dinámico

$$k_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{V_t}} \right)^B; \quad k_v = 0,6$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad A = 65,12$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4}; \quad B = \frac{(12 - 7)^{2/3}}{4} = 0,73$$

$$V_t = [A + (Q_v - 3)]^2 F_t / \text{min}$$

$$V_t = [(65,12) + (7 - 3)]^2 = 4.777,57 \text{ ft/min}$$

$$k_m = 1,65$$

$$k_a = 1,25(\text{impacto moderado})$$

$$k_a = 1(\text{impacto uniforme})$$

$$k_s = 1,25$$

$$k_I = 1; \quad k_B = 1$$

$$w_t = F_t = 4.901,96 \text{ N}$$

$$1\text{N} = 0,2248 \text{ lb}$$

$$w_t = 1101,96 \text{ lb}$$

$$\sigma = \frac{w_t P_d}{F J_p} \times \frac{k_a k_m}{k_v} k_s k_B k_I$$

$$\sigma_{b_g} = \frac{(1035,1)(8,47)}{(1) (0,43)} \times \frac{(1)(1,6)}{0,6} \times (1,25)(1)(1)$$

$$\sigma_{b_g} = 67.963,539 \text{ psi}$$

Esfuerzo Superficial

$$\sigma_c = C_P \sqrt{\left(\frac{W_t}{F I_d}\right) \left(\frac{C_a C_m C_s C_f}{C_v}\right)}$$

Datos:

C_p = Factor elástico (ver tabla 3.7);

Material: Acero SAE 4340; 540HB con tratamiento superficial.

TABLA 3.7 FACTOR ELÁSTICO

Coeficiente elástico AGMA C_p en unidades de $[\text{psi}]^{0.5}$ ($[\text{MPa}]^{0.5}$)*							
Material del piñón	E_p psi (MPa)	Material del engrane					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25E6 (1.7E5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24E6 (1.7E5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22E6 (1.5E5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5E6 (1.2E5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bonce al estaño	16E6 (1.1E5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Fuente: SHIGLEY - MISCHKE, Sexta Edición, 2005.

$$C_p = 2.300(\text{PSI})^{1/2}$$

$$C_F = 1 \text{ factor de acabados superficial}$$

$$F = L = 1$$

$$C_a = k_m = 1$$

$$C_m = k_m = 1,6$$

$$C_v = k_v = 0,589$$

$$C_S = k_S = 1,25$$

$$d_p = 68,97\text{mm} = 2,715\text{in} ; \quad r_p = 1,357\text{in}$$

$$d_g = 280\text{mm} = 11.023\text{in} ; \quad r_g = 5,51\text{in}$$

$$w_t = 1101,96 \text{ lb} ; \quad P_d = 8,47\text{in}$$

$$C = 6,867\text{in}$$

Factor geometrico de superficie(I)

$$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\xi_p} + \frac{1}{\xi_g} \right) d_p}$$

Radios de curvatura ξ_p y ξ_g

$$\xi_p = \sqrt{\left(\left(r_p + \frac{1}{P_d} \right)^2 - (r_p)^2 (\cos \theta)^2 \right)} - \frac{\pi}{P_d} \cdot \cos \theta$$

$$\xi_p = \sqrt{2,777 - 1,9867} - 0,49202$$

$$\xi_p = 0,8894 - 0,49202$$

$$\xi_p = \mathbf{0,4911}$$

$$\xi_g = C \sin \theta - \xi_p$$

$$\xi_g = \mathbf{1,857}$$

$$I_g = \mathbf{0,1132}$$

$$\sigma_{cg} = 2.300 \text{ PSI}^{\frac{1}{2}} \sqrt{\frac{(1035,1)}{(1)(0,1132)(11,023 \text{ in})} \frac{(1)(1,6) (1,25) (1)}{0,589}}$$

$$\sigma_{cg} = 122.068,39 \text{ psi}$$

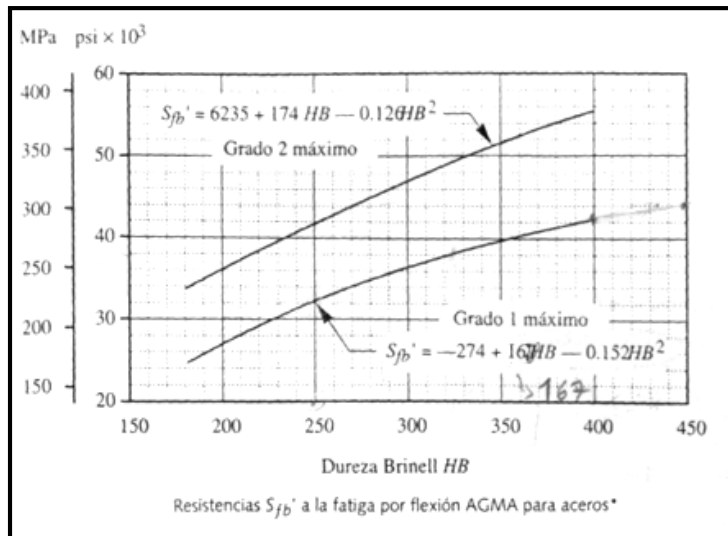
Resistencia a la Fatiga por Flexión (SF_b)

$$Sf_b = \frac{k_L}{k_T k_R} S'f_b$$

TABLA 3.8 MATERIALES PARA ENGRANES

Resistencias a la fatiga por flexión Sf_b de AGMA para una selección de materiales de engrane*					
Material	Clase AGMA	Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia a la fatiga por flexión psi x 10 ³ MPa
Acero	A1-A5		Endurecido en la masa	≤ 180 HB	25-33 170-230
			Endurecido en la masa	240 HB	31-41 210-280
			Endurecido en la masa	300 HB	36-47 250-325
			Endurecido en la masa	360 HB	40-52 280-360
			Endurecido en la masa	400 HB	42-56 290-390
			Endurecido con llama o por inducción	Patrón de tipo A 50-54 HRC	45-55 310-380
		AISI 4140 AISI 4340 Nitralloy 135M Nitralloy N Cromo al 2.5%	Endurecido con llama o por inducción	Patrón de tipo B	22 150
			Carburizado y cementado	55-64 HRC	55-75 380-520
			Nitrurizado	84.6 15N	34-45 230-310
			Nitrurizado	83.5 15N	36-47 250-325
			Nitrurizado	90.0 15N	38-48 260-330
			Nitrurizado	90.0 15N	40-50 280-345
			Nitrurizado	87.5-90.0 15N	55-65 380-450
Hierro fundido	20	Clase 20	como está fundido		5 35
	30	Clase 30	como está fundido	175 HB	8 69
	40	Clase 40	como está fundido	200 HB	13 90
Hierro nodular (ductil)	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 HB	22-33 150-230
	A-7-c	80-55-06	Templado y revenido	180 HB	22-33 150-230
	A-7-d	100-70-03	Templado y revenido	230 HB	27-40 180-280
	A-7-e	120-90-02	Templado y revenido	230 HB	27-40 180-280
Hierro maleable (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	10 70
	A-8-e	50005		180 HB	13 90
	A-8-f	53007		195 HB	16 110
	A-8-i	80002		240 HB	21 145
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundición en arena	Resistencia a la tensión 40 ksi mínima	5.7 40
	Al/Br 3	Aleación ASTM B-148 78 954	Con tratamiento térmico	Resistencia a la tensión 90 ksi mínimo	23.6 160

Fuente: SHIGLEY - MISCHKE, Sexta Edición, 2005.



Fuente: SHIGLEY - MISCHKE, Sexta Edición, 2005.

FIGURA 3.12 RESISTENCIA S'_{fb}

Por la tabla 3.8 se escoge el material Acero AISI 4340 por su grado de dureza 540 HB, luego se escoge en la figura 3.12 la ecuación apropiada y se escoge la de 2º grado.

$$S'_{fb} = (6.235) + 174 (HB) - 0.126(HB)^2$$

Datos:

$$k_T = 1; k_R = 1$$

$$R = 99\% ;$$

Asumo;

$$\text{vida util} = N = 10\text{años} / 8\text{horas diarias}$$

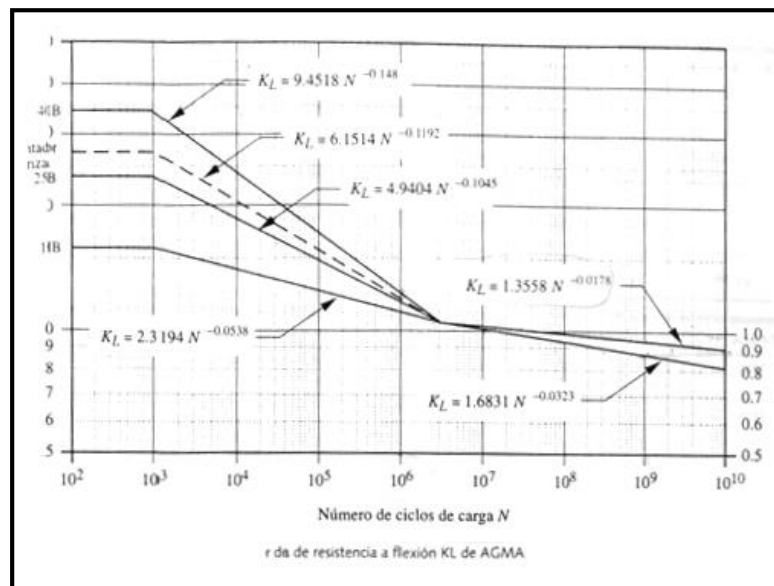
$$\text{vida} = 10 \text{ años} \cdot \frac{2080 \text{ h}}{1 \text{ año}} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{3.750 \text{ rev}}{1 \text{ min}}$$

$$\text{vida} = N = 4,7 \times 10^9 \text{ ciclo o (rev)}$$

$$S'f_b = (-274) + 167 (426) - 0,152(426)^2$$

$$S'f_b = 100.126,96 \text{ psi}$$

k_L = factor de corrección de vida; (figura 3.13);



Fuente: SHIGLEY - MISCHE, Sexta Edición, 2005.

FIGURA 3.13 FACTOR DE CORRECCIÓN DE VIDA.

$$k_L = 0,912$$

$$\text{por tanto } Sf_b = \frac{k_L}{k_T k_R} S'f_b; \quad Sf_b = \frac{0,91}{(1)(1)} (100.126,96)$$

$$Sf_b = 91.115,55 \text{ psi}$$

Fatiga Superficial (Sf_c)

$$Sf_c = \frac{C_H C_L}{C_T C_R} S'f_c$$

$$C_T = 1 \quad C_R = 1$$

$$S'f_c = 26.000 + 426 \text{ HB}; \text{ (figura 11.27 a 540 HB)}$$

$$S'f_c = 202.580 \text{ psi}$$

$$C_H = \text{relación de dureza} = 1$$

$$C_L = 1,4488 N^{-0,023} = 1,4488(4,7 \times 10^9)^{-0,023}$$

$$C_L = 0,9$$

$$Sf_c = 182.322 \text{ psi}$$

Comprobación (factores de seguridad (η); tienen que ser mayores a 1).

Flexión(η_b)

$$\eta_{bg} = \frac{Sf_b}{\sigma_{bg}} = \frac{91.115,55 \text{ psi}}{67963,539 \text{ psi}} = 1,34$$

Superficial(η_c)

$$\eta_{cg} = \left[\frac{Sf_C}{\sigma_{cg}} \right]^2 = \left[\frac{182.322}{122.068,39} \right]^2 = (1,49)^2 = 2.23$$

Por lo tanto, no fallan ya que sus factores de seguridad son mayores que uno.

De estos engranes se construirían 2 de las mismas características.

3.4 Cálculos de los engranajes de dientes rectos del Alimentador (piñón).

Las características del diente son similares a la de los engranajes.

Con la relación de velocidad (R_v) se encuentra el número de dientes del piñón (N_p).

$$P_d = 8,47 \text{ in}^{-1}$$

$$R_v = \frac{\omega_p}{\omega_g} = \frac{N_g}{N_p}$$

$$4 = \frac{N_g}{N_p} = N_p = \frac{93}{4} 23,25$$

$$N_p = 23 \text{ dientes}$$

Con el paso diametral (P_d) se calcula el diámetro de paso del piñón (d_p).

$$P_d = \frac{N_p}{d_p} ; \quad d_p = \frac{N_p}{P_d} = \frac{23}{8,47} = 2,715\text{in} = \mathbf{68,972\text{mm}}$$

Cálculo de la velocidad angular del piñón ω_p

$$\frac{\omega_p}{\omega_g} = \frac{N_g}{N_p}$$

$$\omega_p = \frac{(N_g)(\omega_g)}{N_p} = 40,43; \quad \omega_p = 40,43\text{rpm}$$

$$\omega_p \approx \mathbf{40 \text{ rpm}}$$

Cálculo de los diámetros:

Piñón

$$D_{\text{ext}} = 3x(23 + 2)$$

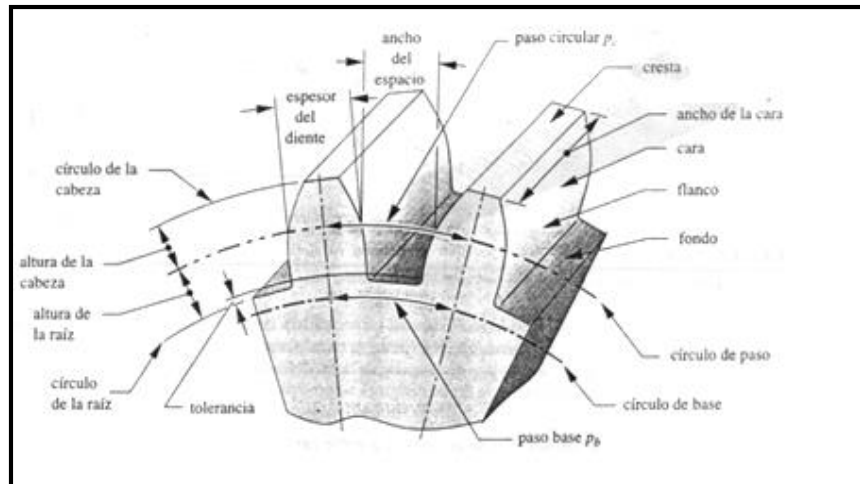
$$D_{\text{ext}} = 75\text{mm}$$

$$D_{p_p} = D_e - 2m$$

$$D_{p_p} = 69\text{mm}$$

Cálculo de las dimensiones del diente según la norma AGMA.

(Ver tabla 3.2)



Fuente: SHIGLEY - MISCHKE, Sexta Edición, 2005.

FIGURA 3.14 DIMENSIONES DEL DIENTE DEL PIÑÓN SEGÚN LA NORMA AGMA.

Altura de cabeza y raíz (a) y (b)

$$a = \frac{1}{P_d} = 0,118\text{in} = 2,99\text{mm}$$

$$b = \frac{1,25}{P_d} = 0,1475 = 3,748\text{mm}$$

Holgura

$$c = b - a = 0,0295\text{in} = 0,749\text{mm}$$

Altura total

$$h_t = a + b = 0,265\text{in} = 6,738\text{mm}$$

Razón de contacto (m_p);

$$m_p = \frac{Z}{P_b}$$

Z = Longitud de acción

P_b = paso base

Φ = ángulo de presión = 20

$$z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos(\Phi))^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos(\Phi))^2} - C \sin(\Phi) =$$

$$z = \sqrt{(1,357 + 0,118)^2 - (1,357 \cos(20^\circ))^2} + \sqrt{(5,5 + 0,118)^2 - (5,5 \cos(20^\circ))^2} - 6,867 \sin(20^\circ) =$$

$$z = 0,741 + 2,2058 - 2,3482 ; \quad Z = 0,598\text{in} = 15,21\text{mm}$$

$$m_p = \frac{Z}{P_b} = \frac{0,598}{0,349} = m_p = 1,708$$

Por tanto, entra en el rango de la razón de contacto que es de 1.4 a 2

Longitud del diente (L)

$$Pd = 8,47\text{in}; \quad L = \frac{8}{Pd} \leq L \leq \frac{16}{Pd}$$

se escoje el valor intermedio = 12

$$L = \frac{12}{Pd} = 1,416\text{in}; \text{ pero como el material es resistente se tomará}$$

un $L = 1\text{in}$; que haciendo los cálculos no falla y se reduce costos.

Velocidad

$$V_t = w_p r_p$$

$$V_t = (40 \text{ rpm})(1,476 \text{ in})$$

$$V_t = 40 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{2\pi}{1\text{rev}} \times 1,4761\text{in} \times \frac{1\text{ft}}{12\text{in}} = V_t = 30,913 \text{ ft}/\text{min}$$

CÁLCULO DE FALLAS

Esfuerzos por flexión (fatiga)

Se calculará los esfuerzos respectivos que se realizan en el diente del piñón, se utiliza la ecuación de W. Lewis, también es considerado el w_t reducido en un 50%, ya que no hacen el esfuerzo que hace el engrane.

$$\sigma = \frac{wt Pd}{F J} \times \frac{ka km}{kv} k_s k_B k_I$$

Datos:

$$w_g = 10\text{rpm}; \quad w_p = 40\text{rpm}$$

$$\text{Torque} = T = 343,137 \text{ Nm}$$

$$1\text{N} = 0,2248 \text{ lb}$$

$$F_{tp} = 2.302,24 = 5.175,14 \text{ lb}$$

$$F_{rp} = 837,94\text{N} = 188,36 \text{ lb}$$

Factor dinámico

$$k_v = \left(\frac{A}{A+\sqrt{V_t}}\right)^B; \quad k_v = 0,589$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad A = 65,12$$

$$B = \frac{(12-Q_v)^{2/3}}{4}; \quad B = \frac{(12-7)^{2/3}}{4} = 0,73$$

$$V_t = [A + (Q_v - 3)]^2 \text{ Ft}/_{\text{min}}; \quad (\text{ver figura 3.11})$$

$$V_t = [(65,12) + (7 - 3)]^2 = 4.777,57 \text{ ft}/_{\text{min}}$$

$$k_m = 1,65$$

$$k_a = 1,25(\text{impacto moderado})$$

$$k_a = 1(\text{impacto uniforme})$$

$$k_s = 1,25$$

$$k_I = 1; \quad k_B = 1$$

$$w_t = F_t = 2.302,265 \text{ N}$$

$$1\text{N} = 0,2248 \text{ lb}$$

$$w_t = 517,55 \text{ lb}$$

$$\sigma = \frac{w_t P_d}{F J_p} \times \frac{k_a k_m}{k_v} k_s k_B k_I$$

$$\sigma b_p = \frac{(517,55)(8,47)}{(1)(0,36)} \times \frac{(1)(1,6)}{0,589} \times (1,25)(1)(1)$$

$$\sigma b_p = 41.347,37 \text{ psi}$$

Esfuerzo Superficial

$$\sigma_C = C_P \sqrt{\left(\frac{W_t}{F I_d}\right) \left(\frac{C_a C_m C_s C_f}{C_v}\right)}$$

Datos:

C_p = Factor elástico (ver tabla 3.7);

Material: Acero AISI 4340

$$C_p = 2.300(\text{PSI})^{1/2}$$

C_F = 1 factor de acabados superficial

$$F = L = 1$$

$$C_a = k_m = 1$$

$$C_m = k_m = 1,6$$

$$C_v = k_v = 0,589$$

$$C_S = k_S = 1,25$$

$$d_p = 68,97\text{mm} = 2,715\text{in} ; \quad r_p = 1,357\text{in}$$

$$d_g = 280\text{mm} = 11.023\text{in}; \quad r_g = 5,51\text{in}$$

$$w_t = 512,55 \text{ lb} ; \quad P_d = 8,47\text{in}$$

$$C = 6,867\text{in}$$

Factor geometrico de superficie(I)

$$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\xi_p} + \frac{1}{\xi_g} \right) d_p}$$

Radio de curvatura ξ_p y ξ_g

$$\xi_p = \sqrt{\left(\left(r_p + \frac{1}{p_d}\right)^2 - (r_p)^2 (\cos\theta)^2\right)} - \frac{\pi}{p_d} \cdot \cos\theta$$

$$\xi_p = \sqrt{2,777 - 1,9867} - 0,49202$$

$$\xi_p = 0,8894 - 0,49202$$

$$\xi_p = 0,3929$$

$$\xi_g = C \sin\theta - \xi_p$$

$$\xi_g = 1,9557$$

$$I = 0,1132$$

$$\sigma_{c_p} = 2.300 \text{ PSI}^{\frac{1}{2}} \sqrt{\frac{(517,55) (1)(1,6) (1,25) (1)}{(1)(0,1132)(2,715) 0,589}}$$

$$\sigma_{c_p} = 173.921,476 \text{ psi}$$

Resistencia a la Fatiga por Flexión (S_{f_b})

$$S_{f_b} = \frac{k_L}{k_T k_R} S'_{f_b}$$

Por la tabla 3.8 se escoge el Acero AISI 4340 por su grado de dureza 540 HB, luego se escoge en la figura 3.12 la ecuación apropiada y se escoge la de mayor grado.

$$S'f_b = (6.235) + 174 (HB) - 0,126(HB)^2$$

Datos:

$$k_T = 1$$

$$k_R = 1$$

$$R = 99\%$$

Asumo;

$$\text{vida util} = N = 10\text{años} / 8\text{horas diarias}$$

$$\text{vida} = 10\text{años} \cdot \frac{2080\text{h}}{1\text{año}} \cdot \frac{60\text{min}}{1\text{h}} \cdot \frac{3.750\text{rev}}{1\text{min}}$$

$$\text{vida} = N = 4,7 \times 10^9 \text{ ciclo o (rev)}$$

$$S'f_b = (6235) + 174 (HB) - 0,126(HB)^2$$

$$S'f_b = 63.453,4 \text{ psi}$$

k_L = factor de corrección de vida; (figura 3.13); $k_L = 0,91$

$$Sf_b = \frac{k_L}{k_T k_R} S'f_b; \quad S'f_b = \frac{0,91}{(1)(1)} (63.453,4)$$

$$Sf_b = 57.742,59 \text{ psi}$$

TABLA 3.9 RESISTENCIA A LA FATIGA SUPERFICIAL

Resistencias $S'f_c$ a la fatiga superficial AGMA para una selección de materiales de engranes*						
Materia	Clase AGMA	Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia a la fatiga por flexión	
					psi x 10^3	MPa
Acero	A1-A5		Endurecido en la masa	≤ 180 HB	85-95	590-660
			Endurecido en la masa	240 HB	105-115	720-790
			Endurecido en la masa	300 HB	120-135	830-930
			Endurecido en la masa	360 HB	145-160	1000-1100
			Endurecido en la masa	400 HB	155-170	1100-1200
			Endurecido con llama o por inducción	50 HRC	170-190	1200-1300
		AISI 4140	Endurecido con llama o por inducción	54 HRC	175-195	1200-1300
			Carburizado y cementado	55-64HRC	180-225	1250-1300
			Nitrurizado	84.6 15N	155-180	1100-1250
			Nitrurizado	83.5 15N	150-175	1050-1200
			Nitrurizado	90.0 15N	170-195	1170-1350
			Nitrurizado	90.0 15N	195-205	1340-1410
			Cromo al 25%	Nitrurizado	155-172	1100-1200
			Cromo al 25%	Nitrurizado	192-216	1300-1500
Hierro fundido	20	Clase 20	Como está fundido		50-60	340-410
	30	Clase 30	Como está fundido	175 HB	65-70	450-520
	40	Clase 40	Como está fundido	200 HB	75-85	520-590
Hierro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 HB	77-92	530-630
	A-7-c	80-55-06	Templado y revenido	180 HB	77-92	530-630
	A-7-d	100-70-03	Templado y revenido	230 HB	92-112	630-770
	A-7-e	120-90-02	Templado y revenido	230 HB	103-126	710-870
Hierro maleable (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	72	500
	A-8-e	50005		180 HB	78	540
	A-8-f	53007		195 HB	83	570
	A-8-i	80002		240 HB	94	650
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundición en arena	Resistencia a la tensión 40 ksi mínima	30	450
	Al/Br 3	Aleación ASTM B-148 78 954	Con tratamiento térmico	Resistencia a la tensión 90 ksi mínimo	65	450

Fuente: SHIGLEY - MISCHKE, Sexta Edición, 2005.

Fatiga Superficial (Sf_c)

$$Sf_C = \frac{C_H C_L}{C_T C_R} S'f_C ; C_T = 1 ; C_R = 1$$

$$S'f_C = 26.000 + 327 \text{ HB}; (\text{ver tabla 3.9})$$

$$S'f_C = 202.580 \text{ psi}$$

$$C_H = \text{relación de dureza} = 1$$

$$C_L = 1,4488 N^{-0,023} = 1,4488(4,7 \times 10^9)^{-0,023} = C_L = 0,9$$

$$Sf_C = 182.322 \text{ psi}$$

Comprobación

Factores de seguridad (N); tienen que ser mayores a 1.

Flexión(N_b)

$$N_{bp} = \frac{Sf_b}{\sigma_{bp}} = \frac{57742,59}{41347,37} = 1,4$$

Superficial(N_c)

$$N_{cp} = \left[\frac{Sf_C}{\sigma_{cp}} \right]^2 = \Rightarrow \left[\frac{182.322}{173921,476} \right]^2 = 1,1$$

Por lo tanto no fallan ya que sus factores de seguridad son mayores que uno.

Estos piñones se construirán dos de las mismas características, los mismos que están conectados por un eje de 1 in de diámetro a los alimentadores los cuales se los diseñan a continuación.

Diseño de los alimentadores.

Haciendo una aproximación damos 1 diámetro externo de 81,6mm, con unos canales de $r = 6\text{mm}$, que nos daría un volumen aproximado de 5.022cm^3 y como son 2 rodillos se obtendrán 1 volumen de 10.044 cm^3 , que es el volumen aproximado de las dos briquetas, que se formaran en el cilindro y estos alimentadores están sujetos con un eje, de diámetro de 1 pulgada, con un chavetero 8x8mm y de largo 25mm.

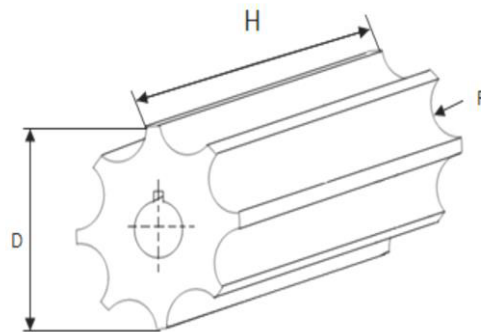


FIGURA 3.15 BOSQUEJO DE LOS ALIMENTADORES.

Datos:

$$\ell = 0.7466; m = 3.75 \text{ gr}$$

$$H = 4.5\text{cm}; \quad A_b = \pi R^2$$

$$V_b = m/\ell = 5.022 \text{ cm}^3$$

$$V_c = A_b \times H = \pi R^2 H = 5.022 \text{ cm}^3$$

$$R_c = 50.22 \text{ cm}^3 / \pi H = 0.6 \text{ cm} = 6\text{mm}$$

Se asume una separación de canales de 3 mm, como la relación de velocidad entre el piñón y el engrane son de 1:4 entonces el alimentador tendrá el mismo diámetro externo que el piñón; es decir, $D = 75\text{mm}$ y ahora hago una aproximación de los canales:

Como en el alimentador tiene 75mm de diámetro, calculo cuanto seria el perímetro y esa cantidad la divido para la medida del canal y la separación de canales quedando de la siguiente manera:

$$\text{Per} = 2 \pi R = 235.62\text{mm}$$

$$\text{Número de canales} = \text{Per} / (R_c + e) = \frac{235.62\text{mm}}{(6+3) \text{ mm}} = 26 \text{ canales y } 26$$

separaciones.

Estos alimentadores se construirán 2 de las mismas características.

3.5 Cálculo de la velocidad del Moto reductor.

Los reductores de velocidad son utilizados en múltiples diseños de máquinas, con el fin de satisfacer tres funciones primordiales: Recibir

potencia de un motor mediante un eje o bandas y poleas, transmitir la potencia mediante elementos de máquina apropiados, generalmente engranes, que reduzcan la velocidad hasta un valor apropiado y entregar la potencia, con velocidad menor, a otro eje que la reciba y ejecute una acción determinada.

Datos:

Potencia del motor = 3 HP

Velocidad angular necesaria = 10 rpm

Un reductor de velocidad consta de 2 velocidades; 1 de entrada y 1 de salida, la de salida (n_2) se lo obtiene por los datos del diseño $n_2 = 10\text{rpm}$ y la velocidad de entrada es la velocidad de motor pero como se va a utilizar una reducción por bandas y poleas; entonces el n_1 será calculado. De los catálogos de los fabricantes escojo una relación 60:1 y se calcula la velocidad de entrada:

$$i = \frac{n_1}{n_2}; \quad 60 = \frac{n_1}{n_2}$$

$$n_1 = 60n_2$$

$$n_1 = 600\text{rpm}$$

Se escoge varias relaciones de velocidad, pero tengo que escoger la relación apropiadas; del tal forma, que la velocidad de entrada pueda

encontrarla en el catálogo, ya que con la velocidad de entrada, salida y la potencia se selecciona el reductor.

3.6 Cálculo de la potencia del Motor.

Con los cálculos que se han realizado; se obtiene, la velocidad angular que requiere el eje de los Cilindros, la potencia para mover los engranes y obtener la fuerza para briquetar; entonces, a continuación se calcula, la potencia que se requiere que sería la potencia del motor.

Datos:

$$F_T = 1000\text{Kg}$$

$$F_t = 939,69 \text{ Kgf} = 9208,98 \text{ N} = 2.070,18 \text{ lb.}$$

$$T = 686,274 \text{ N m.}$$

$$V_t = W_r$$

$$V_t = 10r_{pm}(5,5 \text{ in})$$

$$V_t = 28.85 \text{ ft/min}$$

$$Pot = \frac{V \times Ft}{33000} = \frac{(28.85 \text{ ft/min}) \times 2.070,18 \text{ lb}}{33000} = 1,8 \text{ HP}$$

Esta es la potencia teórica requerida, pero se tiene que considerar un factor de servicio (K), por cualquier sobre carga de la máquina, para hacer la selección del motor.

TABLA 3.10 FACTOR DE SERVICIO PARA MOTORES ELÉCTRICOS.

Factor de servicio K						
Temperatura ambiente	Horas diarias de funcionamiento				Servicio	Tipo de trabajo
	4	8	16	24		
°C						
20	0,75	1	1,15	1,3	Ligero	Arranques poco frecuentes, baja inercia en la máquina accionada, potencia punta no sobrepasa el 110% de la potencia nominal, por ejemplo: Transportadores ligeros, cintas transportadoras de cadenas de montaje, ventiladores, bombas centrífugas, agitadores para líquidos poco densos, etc.
30	0,85	1,1	1,25	1,45		
40	0,95	1,25	1,45	1,65		
50	1,25	1,65	1,9	2,15		
20	1	1,25	1,4	1,55	Medio	Arranques frecuentes 5/min., inercia media de la máquina accionada, potencia punta no sobrepasa el 120% de la potencia nominal, por ejemplo: Transportadore en general, máquinas para cepillado de madera, máquinas para impresión, etc.
30	1,1	1,4	1,55	1,7		
40	1,25	1,55	1,75	1,95		
50	1,65	2,1	2,3	2,6		
20	1,25	1,5	1,65	1,8	Pesado	Frecuentes inversiones de giro 5/min., inercia importante en la máquina accionada, potencia punta llega hasta el 150% de la potencia nominal, por ejemplo: Grandes máquinas herramientas, prensas, extrusoras, mezcladoras, trituradoras, machacadoras, etc.
30	1,4	1,65	1,8	2		
40	1,55	1,9	2,1	2,25		
50	2,1	2,5	2,75	3		

En la tabla 3.10, según el número de horas a trabajar y el tipo de máquina se tiene que K es igual a 1,5 la potencia del motor será:
 $P = P_t \times K$; $P = 2,7 \text{ Hp} \approx \mathbf{P = 3HP}$ y con esta potencia se selecciona el motor.

3.7 Cálculo de los Rodamientos de las Chumaceras.

Al seleccionar los ejes de los cilindros, se obtuvo los diámetros con los cuales ahora se calculará y se seleccionará los rodamientos, que deberán soportar las cargas y permitir un normal movimiento de los ejes, la selección se lo ha realizado con los catálogos de los rodamientos NTN.

Diagrama de fuerzas

Analizando las fuerzas, se observa que solo existen fuerzas radiales, por tanto se calcula la fuerza radial total, que se ejerce sobre el eje y es la que se utiliza para el cálculo de los rodamientos

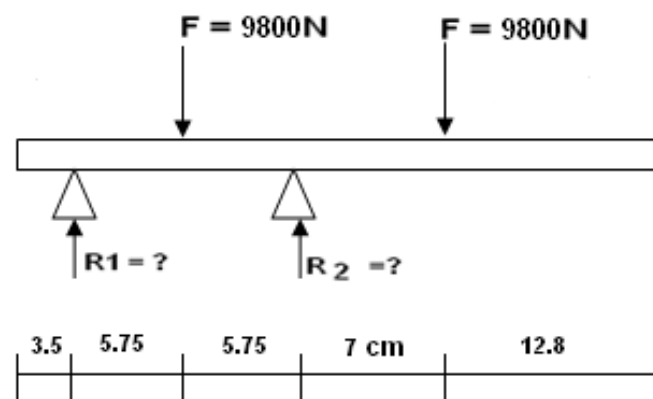


FIGURA 3.16 DIAGRAMA DE FUERZAS QUE ACTUAN EN LOS RODAMIENTOS

Datos:

$$n = 10 \text{ rpm}$$

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

$$D = 1,968 \text{ in}$$

$$D = 50 \text{ mm}$$

$$R = 90\%$$

Cálculo de las reacciones.

$$\uparrow + \sum F_y = 0$$

$$R_1 - 2F + R_2 = 0$$

$$\mathbf{R_1 = 2F - R_2}$$

$$\curvearrowright + \sum M_{R_1} = 0$$

$$F = \left(\frac{(0,0575 + 0,185)F}{0,115} \right)$$

$$\mathbf{R_2 = 20.665,22N}$$

$$\mathbf{R_1 = (-1.065,21N)}$$

Cálculos para el primer rodamiento.

Vida nominal básica en horas

Para $R_1 = 4.564,48 \text{ N}$

$$L_{10h} = (C/P)^p$$

En la tabla 3.11, se tiene las vidas según el tiempo de trabajo de las máquinas y se escoge un servicio de 8 horas, que se utiliza por completo y se tiene de 20.000 a 30.000h, se escoge el intermedio que sería 25000 h.

TABLA 3.11 RECOMENDACIONES DE VIDA PARA COJINETES.

Tipo de aplicación	Vida, kh
Instrumentos y aparatos para uso poco frecuente	Hasta 0.5
Motores de aeronaves	0.5-2
Máquinas para operación corta o intermitente, donde la interrupción del servicio resulta de poca importancia	4-8
Máquinas para servicio intermitente donde una operación confiable es de mucha importancia	8-14
Máquinas para servicio de 8 h, que no siempre se usan del todo	14-20
Máquinas para servicio de 8 h, que se utilizan por completo	20-30
Máquinas para servicio continuo de 24 h	50-60
Máquinas para servicio continuo de 24 h, donde la confiabilidad sea de extrema importancia	100-200

Fuente: SHIGLEY - MISCHKE, Sexta Edición, 2005.

Teniendo la vida nominal y las cargas, se calcula la capacidad dinámica de carga C_r .

$$P = XFr + yFa;$$

Donde; $x=1$, $y=0$ porque no hay cargas axiales entonces:

$$P_r = F_r = R_1 = 1.065,21 \text{ N}$$

$p = \frac{10}{3}$; Porque el rodamiento será de rodillo.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p$$

$$C_r = \left(\frac{60n L_{10h}}{10^6} \right)^{1/p} P_r$$

$$C_r = \left(\frac{60(10)(25.000)}{10^6} \right)^{3/10} \cdot (1.065,21 \text{ N})$$

$$C_r = 2.400,28 \text{ N}$$

Cálculo de la capacidad estática de carga C_0 .

$$S_0 = \frac{C_0}{P_{\max}} \Rightarrow$$

S_0 es el factor de seguridad y se lo encuentra en la tabla 3.12

TABLA 3.12 VALORES MINIMOS DEL FACTOR DE SEGURIDAD S_0

Condiciones de operación	Rodtos. de bolas	Rotos. de rodillos
Requerimiento de alta precisión rotacional	2	3
Requerimiento de precisión rotacional normal (Aplicación universal)	1	1.5
Permite ligero deterioro de la precisión rotacional (Baja velocidad, altas cargas, etc.)	0.5	1

Fuente: SHIGLEY - MISCHKE, Sexta Edición, 2005.

De donde $S_0 = 1$, porque los rodamientos seleccionados son de rodillo a baja velocidad

$P_{\max}$ (es la carga máxima).

$$C_0 = S_0 P_{\max}$$

$$C_0 = 1(1065,21\text{N})$$

$$C_0 = 1065.21 \text{ N}$$

Con estas capacidades de cargas, se busca en el catálogo de rodamientos (ver Apéndice C), se escoge con un diámetro interno de 50mm y se obtiene:

Rodamiento de rodillos cilíndricos NU1010, que tiene un $C_r = 32.000 \text{ N}$ y $C_0 = 36.000\text{N}$, que es el que más se aproxima a las

capacidad de cargas requeridas. Con estos datos se calcula la vida útil que tendrán los rodamientos seleccionados.

Datos:

$$d = 50\text{mm}$$

$$D = 80\text{mm}$$

$$L = 16\text{mm}$$

$$C_r = 32\text{KN}$$

$$C_0 = 36\text{KN}$$

Trabajando 8h/dia

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60m} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60(10)} \left(\frac{32\text{KN}}{1.065,21\text{N}} \right)^{10/3}$$

$$L_{10h} = 31.823,97\text{h} ; \frac{1\text{dia}}{8\text{h}} \times \frac{1\text{mes}}{30\text{dias}} \times \frac{1\text{año}}{12\text{meses}} ;$$

$$L_{10h} = 48,77\text{años}$$

Cálculos para el segundo rodamiento.

Vidas nominal básica en horas

Para $R_2 = 20.665,22\text{N}$

En la tabla 3.11, se tiene las vidas según el tiempo de trabajo de las máquinas y se escoge servicio de 8 horas, que se utiliza por completo y se tiene de 20.000 a 30.000, se escoge el intermedio que seria **25000 h**. Teniendo la vida nominal y las cargas se calcula la capacidad dinámica de carga C_r .

$$P = XFr + yFa;$$

Donde; $X= 1$, $y=0$; porque no hay cargas axiales entonces:

$$Pr = Fr = R1= 20.665,22 \text{ N}$$

$P= 10/3$; porque el rodamiento será de rodillo.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60\eta} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p$$

$$C_r = \left(\frac{60\eta L_{10h}}{10^6} \right)^{1/p} P_r$$

$$C_r = \left(\frac{60(10)(25.000)}{10^6} \right)^{3/10} \cdot (20.665,22\text{N})$$

$$C_r = 46.565,84 \text{ N}$$

Cálculo de la capacidad estática de carga C_o .

$$S_0 = \frac{C_0}{P_{\max}} \Rightarrow$$

So es el factor de seguridad y se lo encuentra en la tabla 3.12 de donde $S_0 = 1$.

$P_{\max}$ es la carga máxima

$$C_0 = S_0 P_{\max}$$

$$C_0 = 1(20.665,22\text{N})$$

$$\mathbf{C_0 = 20.665,22N}$$

Con estas capacidades de carga, se busca en el catálogo de rodamientos (ver Apéndice C), se escoge con un diámetro interno de 50mm y se obtiene:

Rodamiento de rodillo cilíndrico NU210 que tiene un $C_r = 48.000\text{ N}$ y $C_0 = 51.000\text{N}$ que es el que más se aproxima a las capacidad de cargas requeridas. Con estos datos, se calcula la vida útil que tendrán los rodamientos seleccionados.

Datos:

$$d = 50\text{mm}$$

$$D = 90\text{mm}$$

$$L = 20\text{mm}$$

$$C_r = 48.000\text{N}$$

$$C_0 = 51.000\text{N}$$

Trabajando 8h/día;

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60m} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p ;$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60(10)} \left(\frac{48.000\text{N}}{20.665,22} \right)^{10/3}$$

$$L_{10h} = 27.660,03\text{h}; \frac{1\text{día}}{8\text{h}} \times \frac{1\text{mes}}{30\text{días}} \times \frac{1\text{año}}{12\text{meses}}$$

$$L_{10h} = 9,6\text{años}$$

Esto quiere decir, que los rodamientos tendrán una vida útil de 10 años aproximadamente.

3.8 Cálculo de Soldadura

La soldadura como procedimiento de construcción de estructuras y piezas de máquina tiene especial importancia dado que permite obtener elementos livianos resistentes, económicos y seguros. Pero ello es solamente posible si los diseños y construcciones, son realizados de acuerdo con los procedimientos propios de la soldadura y se aplican criterios técnicos de ingeniería. Para lograrlo el ingeniero debe conocer los procesos y procedimientos requeridos para lograr una adecuada calidad de los cordones, así como las bases de la concepción de piezas y estructuras soldadas. En el presente trabajo se ha considerado como punto crítico de soldadura en los acoples, los cuales se analizan la soldadura en filete que hacen parte de la unión de la pieza, se calcula la altura del filete según la resistencia del material.

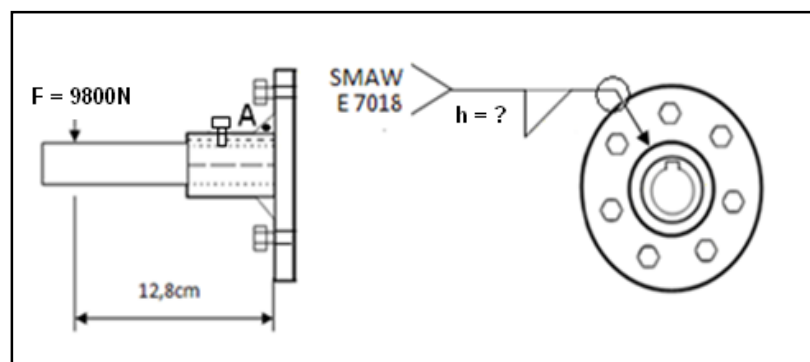


FIGURA 3.17 BOSQUEJO DE LOS ACOPLE QUE SERAN SOLDADOS

Con las propiedades del material base ASTM A36, con $S_{sy} = 125$ MPa, el metal de aporte E70XX, los cuales según las tablas de datos de materiales y soldaduras se tienen los siguientes datos:

La Tabla 3.13, detalla las propiedades mínimas de los materiales de aporte según el Código de la AISC (American Institute of Steel Construction). En su parte inferior hay una descripción del método de nomenclatura de los electrodos, dependiente básicamente del material de aporte, según AWS (American Welding Society).

TABLA 3.13 PROPIEDADES DE LA SOLDADURA

Número de electrodo AWS*	Resistencia de tensión (MPa)	Límite elástico kpsi (MPa)	Elongación (%)
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

La Tabla 3.14, establece las tensiones máximas admisibles (Esfuerzos permisibles), en función de la Resistencia a la tensión (resistencia a la rotura por tracción S_u) o del Límite elástico (S_y) obtenidos de la Tabla I, para distintas situaciones de carga y tipo de soldadura.

La última columna (n^*) expresa el factor de seguridad aplicado. La fuente de información es la misma.

TABLA 3.14 ESFUERZOS PERMISIBLES DE LA SOLDADURA

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n^*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.40S_y$	1.44

La sección del cordón es triangular de catetos iguales.

Determinación de la resistencia límite admisible de la soldadura.

Para electrodos de tipo E 70XX el Código AISC (Tabla 3.14) establece que la tensión de rotura es $S_u=482 \text{ MPa} = 482000000 \text{ N/m}^2$

El mismo Código define para el estado de carga correspondiente al caso (cortante), la siguiente tensión tangencial límite $S_{se} = 0,3 S_u$;

$$S_{se} = 144600000 \text{ N/m}^2$$

Determinación del Estado Tensional:

En el perfil circular el punto más comprometido es el A. En él se suman la sollicitación “normalizada” de corte, la tensión de corte producidas por el par torsor y la tensión de corte producida por el par flexor generado por la excentricidad de la carga. En el punto A la

flexión produce tracción. El corte y la torsión generan iguales tensiones en todos los puntos del cordón circular, de acuerdo a la hipótesis establecida para soldadura.

Según los datos se deberá escoger el S_{sy} del material más débil y en este caso es del material base.

Cálculo de la altura (h) del cordón de soldadura.

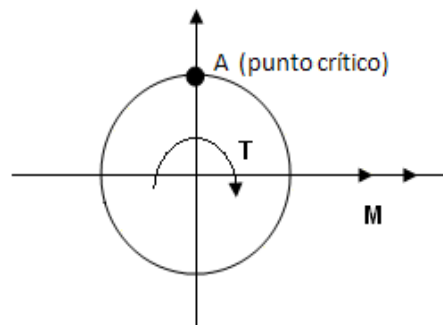


FIGURA 3.18 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL CORDÓN

Cargas que actúan sobre el perfil

$$F = 9800 \text{ N}$$

$$\text{Momento Torsor, } T = F \times l = 9800 \times 0.128 = 1254.4 \text{ N}$$

$$\text{Momento Flexor, } M = F \times L = 9800 \times 0.14 = 1372 \text{ N}$$

Contante:

$$\tau_T = \sqrt{\tau_v^2 + \tau_t^2 + \sigma^2}$$

$$\tau_v = \tau' = \frac{F}{A_g} = \frac{9800}{\pi(0.1016)(0.707h)} = \tau' = \frac{43427.33}{h}$$

$$A_g = \pi d (0.707h)$$

$$\tau_t = \tau'' = \frac{T r}{J}; \frac{9800(0.128)(0.0508)}{5.823 \times 10^{-4}h} = 109434.17/h$$

Momento de Inercia Polar unitario

$$J = 0.707 h J_u = 0.707 h (2 \pi r^3) = 0.707h (2 \pi (0.0508)^3)$$

$$J = 5.823 \times 10^{-4} h$$

Flexion:

$$\sigma_A = \frac{MC}{I} = \frac{9800(0.14)(0.0508)}{2.91 \times 10^{-4}h} = 239363.21/h$$

Modulo Resistente a Flexión unitario

$$I = 0.707h l_u = 0.708 h (\pi r^3) = 0.707h \pi (0.0508)^3$$

$$I = 2.91 \times 10^{-4}$$

$$\tau_T = \sqrt{\tau_v^2 + \tau_t^2 + \sigma^2}$$

$$= \sqrt{(43427.33/h)^2 + (109434.17/h)^2 + (239363.21/h)^2}$$

$$\tau_T = 257853.99/h$$

$$N = S_{sy}/\tau_T;$$

$$\tau_T = \frac{S_{sy}}{N} ;$$

$$h = \frac{\tau_T N}{S_{sy}} = \left(\frac{257853099(5)}{125 \times 10^6} \right) =$$

$$h = 0.0103 \text{ m} = 10.31 \text{ mm} \approx 7/16 \text{ in.}$$

Se adopta sección triangular equilátera con cateto normalizado

h = 7/16 in, con un factor de seguridad de **n= 5**.

La representación de la soldadura, se realizó, por medio de un sistema simbólico, específico normalizado por la AWS.

CAPÍTULO 4

4. SELECCIÓN DE COMPONENTES

En este capítulo se realiza la selección de los componentes antes ya calculados, haciendo utilidad, los catálogos de los fabricantes que existen en nuestro mercado.

4.1 Selección de la Polea Motriz.

Para seleccionar las poleas, se debe saber cuánta potencia se va a transmitir y para esto se tiene que multiplicar la potencia del motor, por un factor de servicio que nos dará la potencia real, con este dato selecciono las poleas y se lo calcula de la siguiente manera:

Con los datos del motor:

Pot = 3 hp

motor de 1800 rpm;

Los rpm impulsados son 850rpm.

Con estas velocidades se tiene una $RV = 2$; asumo la distancia entre ejes igual a 15 in, tipo de operación: 8 horas continuas.

En el manual de Martin, en la tabla de factores de servicios (ver Apéndice D), escojo el factor de servicio $FS = 1.3$; por tanto, la potencia queda:

$$Pot = 3 \times 1.3 = 3.9 \text{ hp} = 4 \text{ hp}$$

Diámetro mínimo de la polea Motriz;

En la tabla de diámetros recomendados del catálogo (ver Apéndice D), con 1800 rpm y con 4hp de potencia da un diámetro de 2.5 in.

Con estos datos se busca en el catálogo, en las tablas de Selección de transmisión (ver Apéndice D) con $RV = 2$, a 1800 rpm y se obtiene: que el diámetro de la polea motriz es 3.4 in, a 1750 rpm.

hp por banda. (En la misma tabla)

$$hp = 3.9 \times (\text{factor de corrección de longitud} = 1.06)$$

$$hp = 4.134$$

Cantidad de bandas. (CB)

CB = hp diseño/ hp corregido

CB = 1.37; **CB= 2 banda**

La polea elegida seria:

2B 34 P (para el motor)

4.2 Selección de la Polea Reductora de velocidad.

En el catálogo de Martin, en las tablas de Selección de transmisión (ver Apéndice D) con RV= 2 y a 1800 rpm se tiene que el diámetro de la polea impulsada es 6.8 in con 1160 rpm.

La polea elegida es:

2B 68 P (para el reductor)

4.3 Selección de Bandas en V

Selección de banda

Con los datos obtenidos, selecciono la banda, en la tabla de selección del tipo de banda (ver Apéndice D).

Con la potencia corregida y con la máxima revolución que son: 4 hp y 1800 rpm.

En esta tabla se concluye que la banda es de tipo A con una distancia entre centro aproximada de 15 in.

4.4 Selección de Polea y Banda del Cilindro Clasificador

Este tipo de transmisión no requiere de mayores esfuerzos, simplemente se coloca 2 poleas con una banda, para dar movimiento al cilindro clasificador, de tal manera que una polea irá en uno de los ejes de los cilindros, de tal forma que cumpla la función para la que fue diseñado, por esta razón se escoge una polea y una banda similar a la transmisión anterior, con la única diferencia, que las 2 poleas serán del mismo diámetro y de una sola banda.

Las poleas: B 34 P (2 poleas); y la banda de tipo B; con una distancia entre ejes de 15 in.

4.5 Selección de Chumaceras

Para la selección de chumaceras, se ha considerado el catálogo de los rodamientos NTN, en los mismos que se eligió los rodamientos

para los ejes de cilindros, con la medida del diámetro del eje, voy al catálogo en las chumaceras NTN para piso y escojo con un $D= 50\text{mm}$, en la tabla me da una chumacera N° **UCPG210D1**. (ver Apéndice E)



FIGURA 4. CHUMACERA N° UCPG210D1

4.6 Selección del Motoreductor

Toda máquina cuyo movimiento sea generado por un motor, necesita que la velocidad de dicho motor se adapte a la velocidad necesaria, para el buen funcionamiento de la máquina. Además de esta adaptación de velocidad, se deben contemplar otros factores, como la potencia mecánica a transmitir, rendimientos mecánicos, etc. Esta adaptación se realiza generalmente con uno o varios pares de engranajes, que adaptan la velocidad y potencia mecánica montados

en un cuerpo compacto denominado reductor de velocidad o caja reductora.

Basado en un servicio de 8 horas diarias, potencia requerida de 3HP y con una velocidad de salida del reductor de 10 rpm, de trabajo uniforme con sobre carga, con motor eléctrico como elemento motriz, lo que corresponde a un factor de servicio corregido por la siguiente formula.

$$\text{FS corregido} = K1 \times K2 \times K3 \times K4$$

Donde $K1 = 1.25$

$K2 = 1$; (arranque cada hora)

$K3 = 1$ (8 horas de trabajo diarias)

$K4 = 1$; (tipo de motriz)

TABLAS 4. FACTORES DE CORRECCIÓN DE POTENCIA

K_1 Máquina accionada

U	Cargas uniformes masas pequeñas	1
M	Choques medianos masas medianas	1.25
MF	Choques fuertes masas medianas	1.5
F	Choques fuertes masas grandes	1.78

K_2 Arranques por hora (Verifique Motor)

	5	10	20	40	80	160
1	1.11	1.25	1.41	1.59	1.78	2
1	1	1.18	1.33	1.5	1.67	1.89
1	1	1.11	1.25	1.41	1.59	1.78
1	1	1	1.18	1.33	1.5	1.67

K_3 Horas funcionamiento al día

4 Horas	0.94
8 Horas	1
16 Horas	1.11
24 Horas	1.25

K_4 Máquina motriz

Motor eléctrico	1
Motor comb. int. de 4 cil. o más	1.25
Motor comb. int. de 1 a 3 cil.	1.5

Por tanto FS corregido = $1.25 \times 1 \times 1 \times 1 = 1.25$

Y con este factor se hace la respectiva corrección de potencia:

Pot reductor = Pot requerida x Factor de seguridad (Fs)

Pot reductor = $3 \text{ hp} \times 1.25 = 3.75 \text{ hp}$; con esta potencia y con los 10 rpm de salida se va al catálogo de los fabricantes y para este caso se ha escogido el catálogo de **STOBER (ver Apéndice F)** donde;

Se selecciona el reductor más aproximado que tiene una potencia de 3.84 hp, 10rpm de salida y 870rpm de entrada; se lo denomina con el código del eje AW256/102, que corresponde a un reductor de doble eje o axial y tiene un módulo base C713_0800; con esto se encuentran las dimensiones del reductor, las mismas que se adjuntan en el apéndice F.

Este reductor sería el ideal para nuestro diseño, pero se tiene que acoplar con los reductores, que se tienen en nuestro mercado y haciendo las respectivas cotizaciones en los distintos distribuidores, se obtuvo que el reductor más aproximado a nuestros requerimientos, es un reductor angular con una relación de velocidad 100:1 es decir que tiene una velocidad de salida de 11 rpm, con 1100 rpm de entrada y una potencia de 4 hp, por tanto se tendrá que acoplar este reductor, en el momento de la construcción de la máquina.

4.7 Selección del Motor

Con la potencia de 3HP ya calculada, se busca en el catálogo de motores Siemens, en los motores con la denominación **Motores trifásicos Nema**; se escoge, con la potencia adquirida y a 1800 rpm, se obtiene un motor con tamaño de armazón 182T, que es de modelo 1LA01824YK30, que trabaja con 220 / 440 V; los datos de tamaño y tablas se los adjuntan en el apéndice (ver Apéndice G).



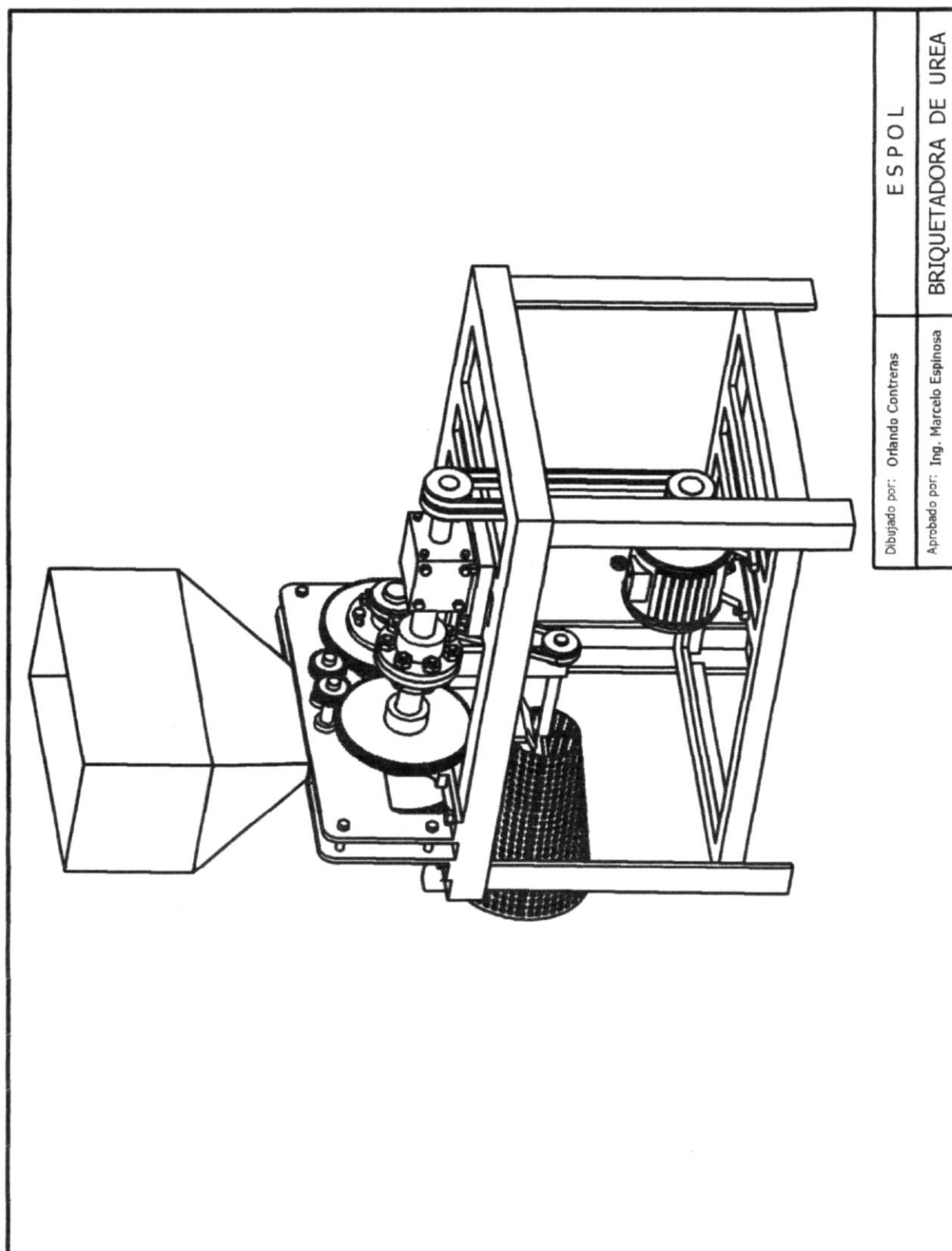
FIGURA 4.1 MOTOR ELECTRICO.

CAPÍTULO 5

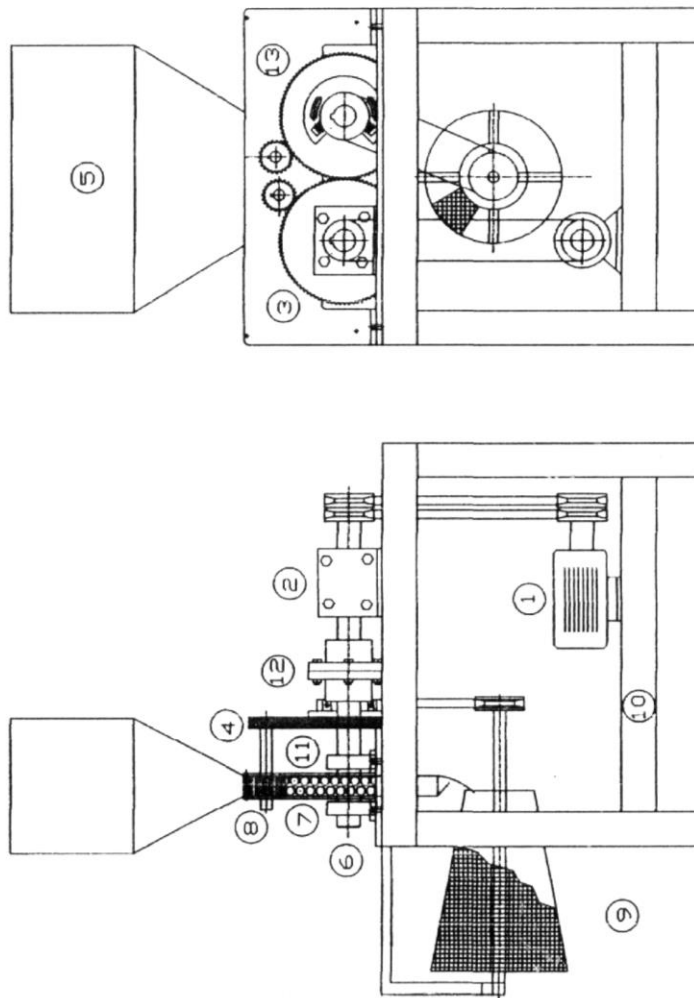
5. PLANOS DE CONSTRUCCIÓN

En este capítulo se ha realizado todos los planos respectivos de la Briquetadora, donde detallamos el material, las dimensiones exactas de toda la máquina y de sus partes; también, detallamos por quien fue dibujado y por quien fue aprobado o revisado. Con estos planos podemos construir y ensamblar la Briquetadora.

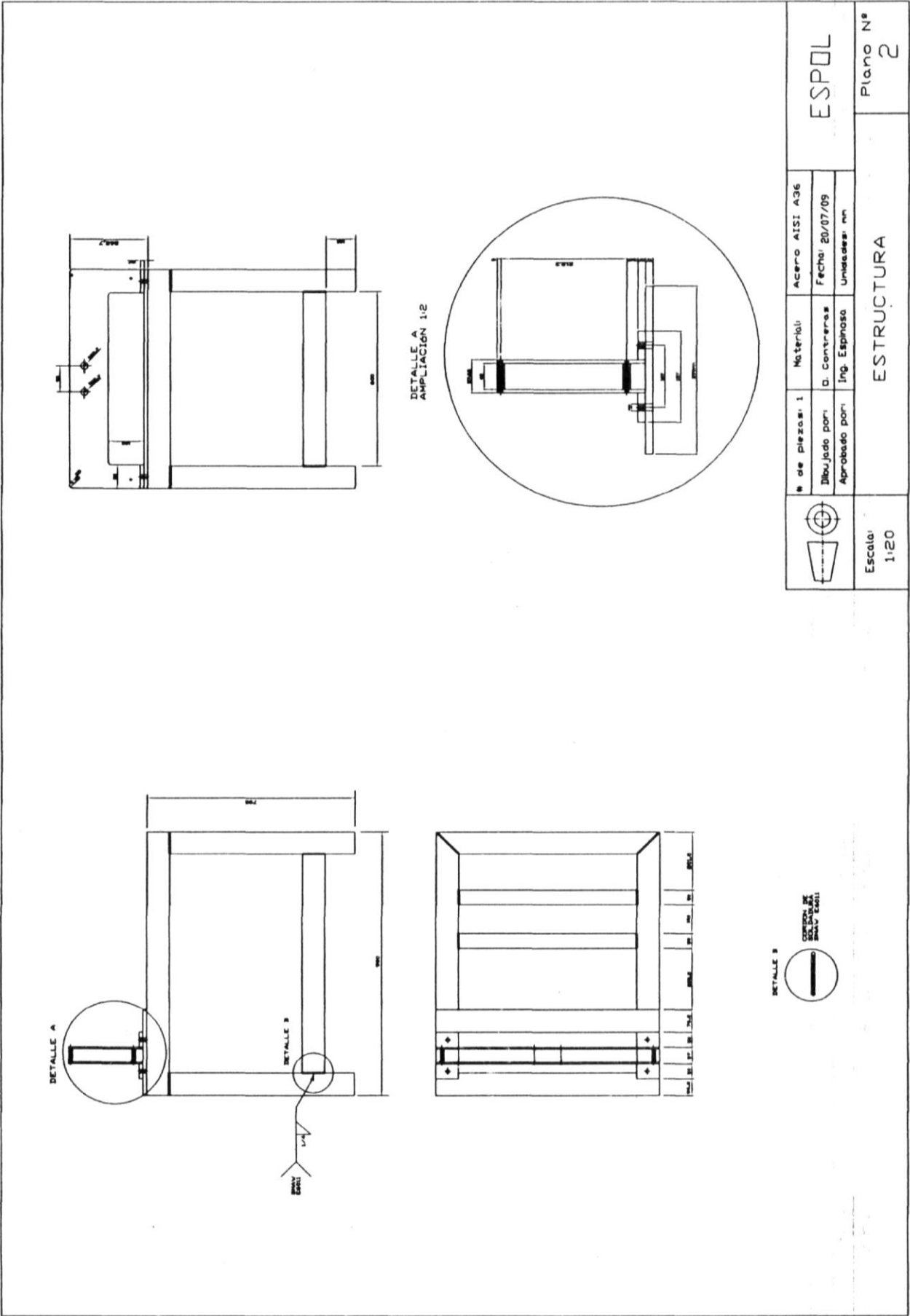
Los planos N°1 y N°2 están adjuntados en el Apéndice I con un formato A3 para que se puedan apreciar los detalles.

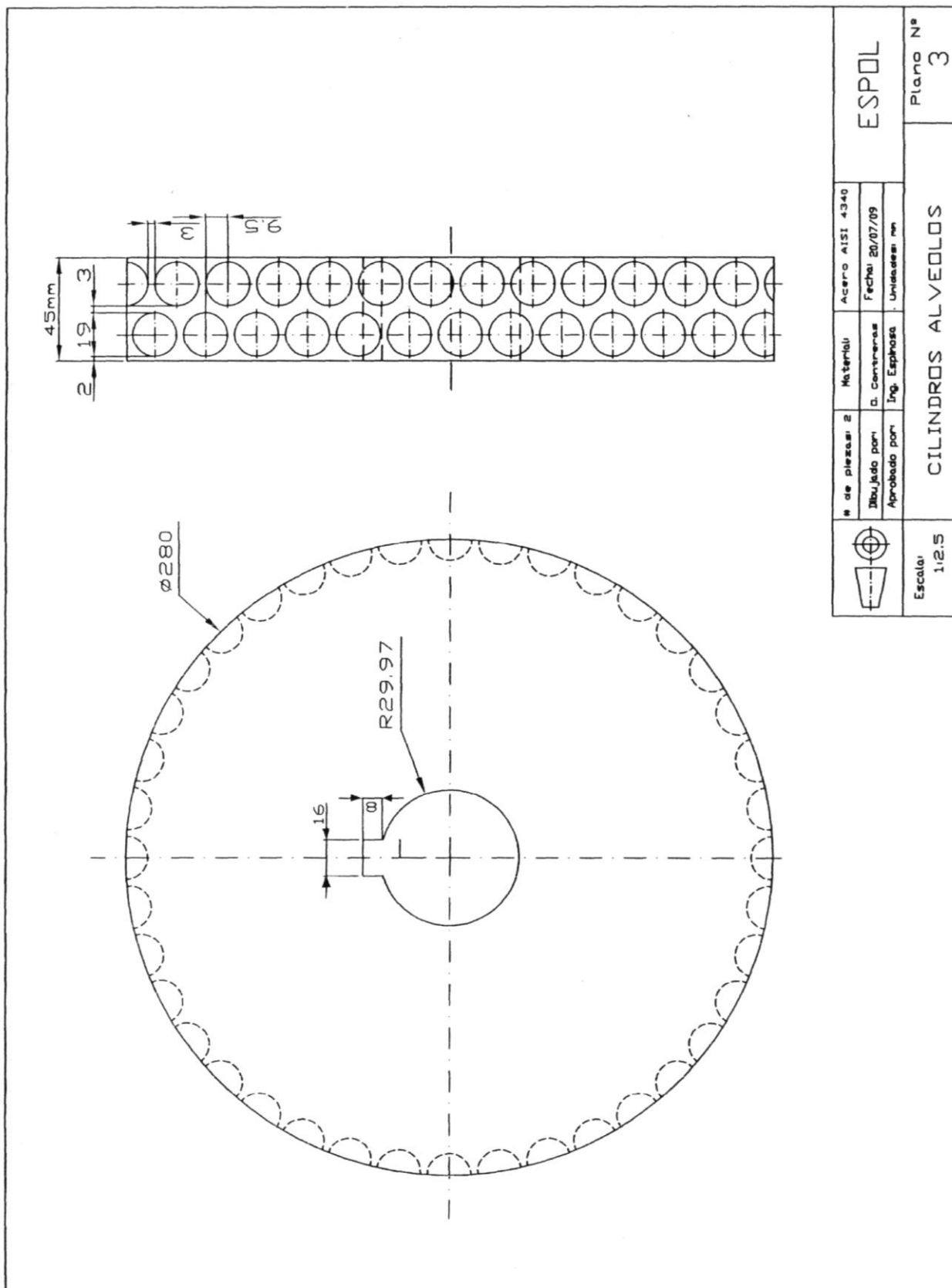


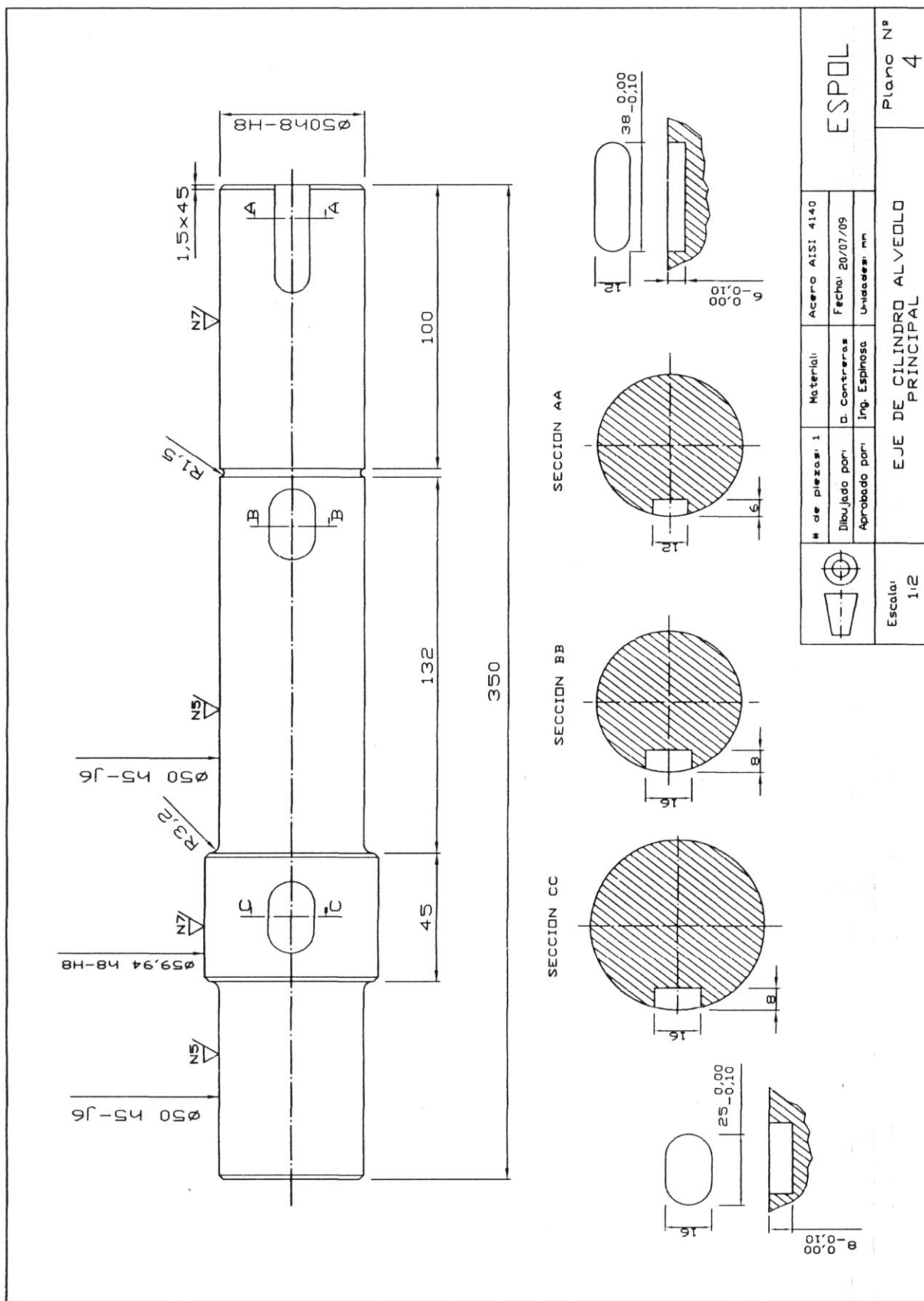
PARTES PRINCIPALES	
MOTOR	1
REDUCTOR	2
ENGRANJES	3
ENGRANAJES DE ALIMENTACION	4
TOLVA	5
EJE DE CILINDROS	6
CILINDROS ALVEOLOS	7
ALIMENTADORES	8
CILINDRO CLASIFICADOR	9
ESTRUCTURA	10
CHUMACERAS	11
ACOPLES	12
SISTEMA DE AJUSTE	13

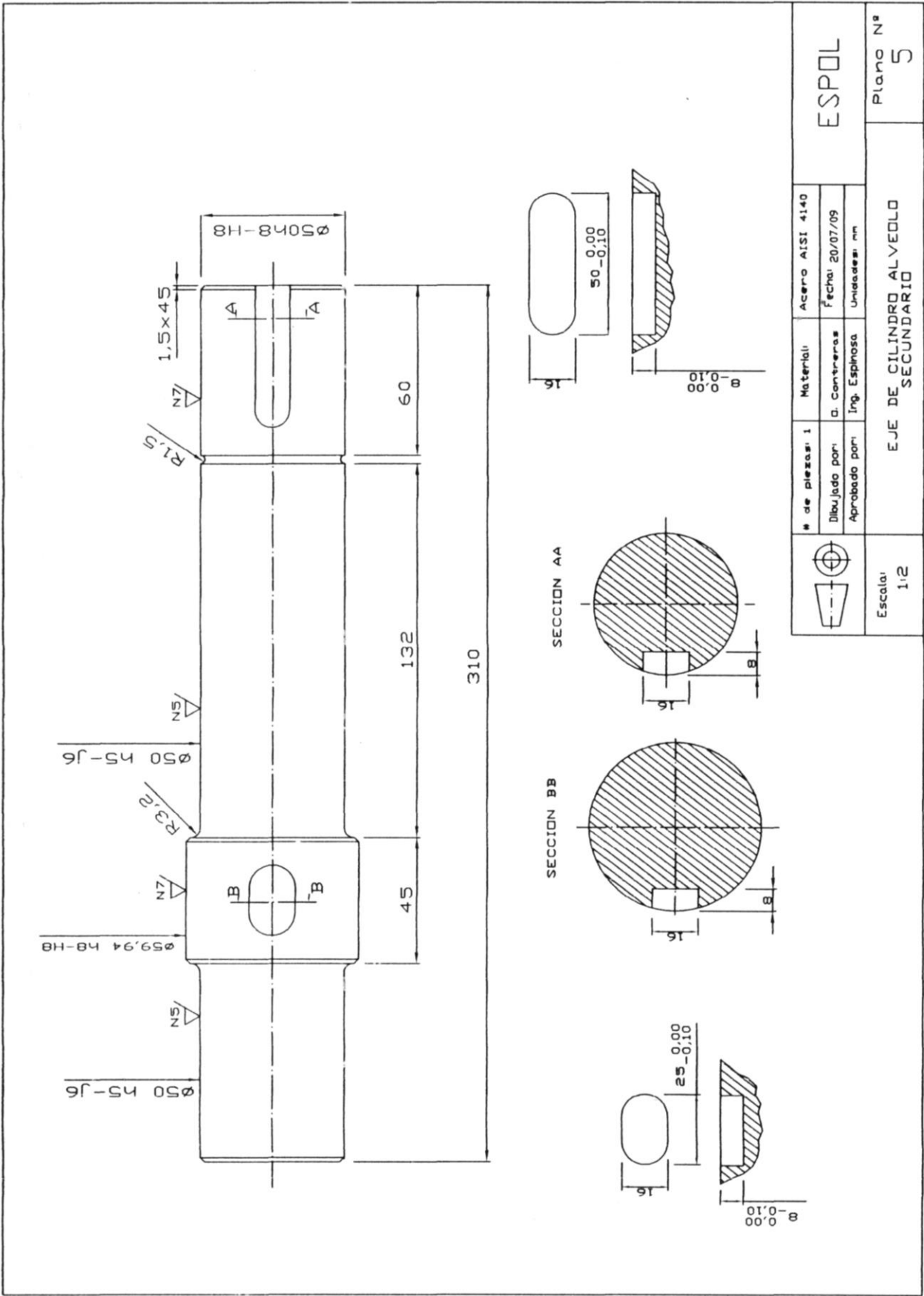


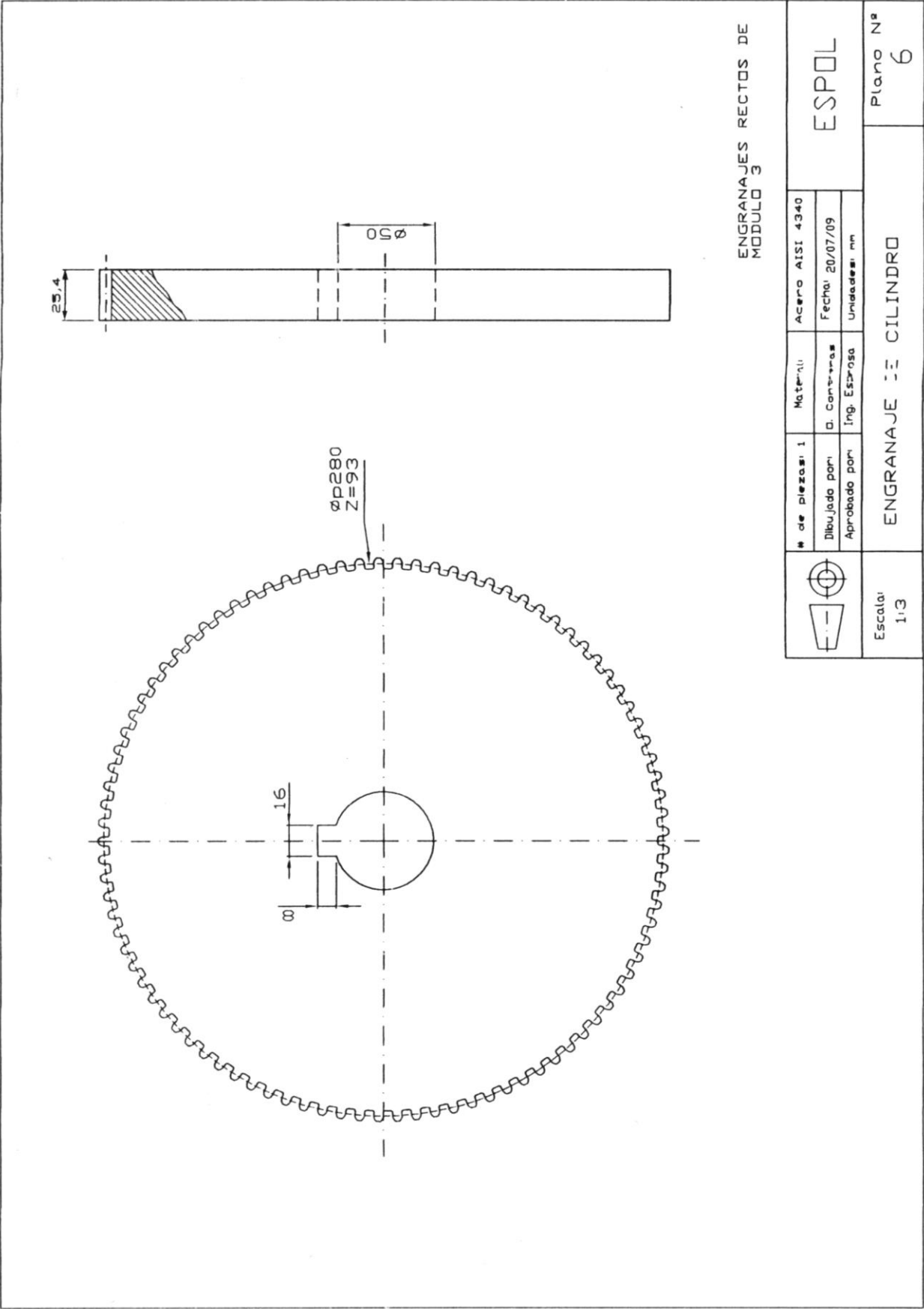
	# de piezas: 1	Material:	Acero	ESPOL	Plano N° 1
	Dibujado por:	D. Contreras	Fecha: 20/07/09		
	Aprobado por:	Ing. Espinosa	Unidades: mm		
Escala: 1:17	PLANO GENERAL				



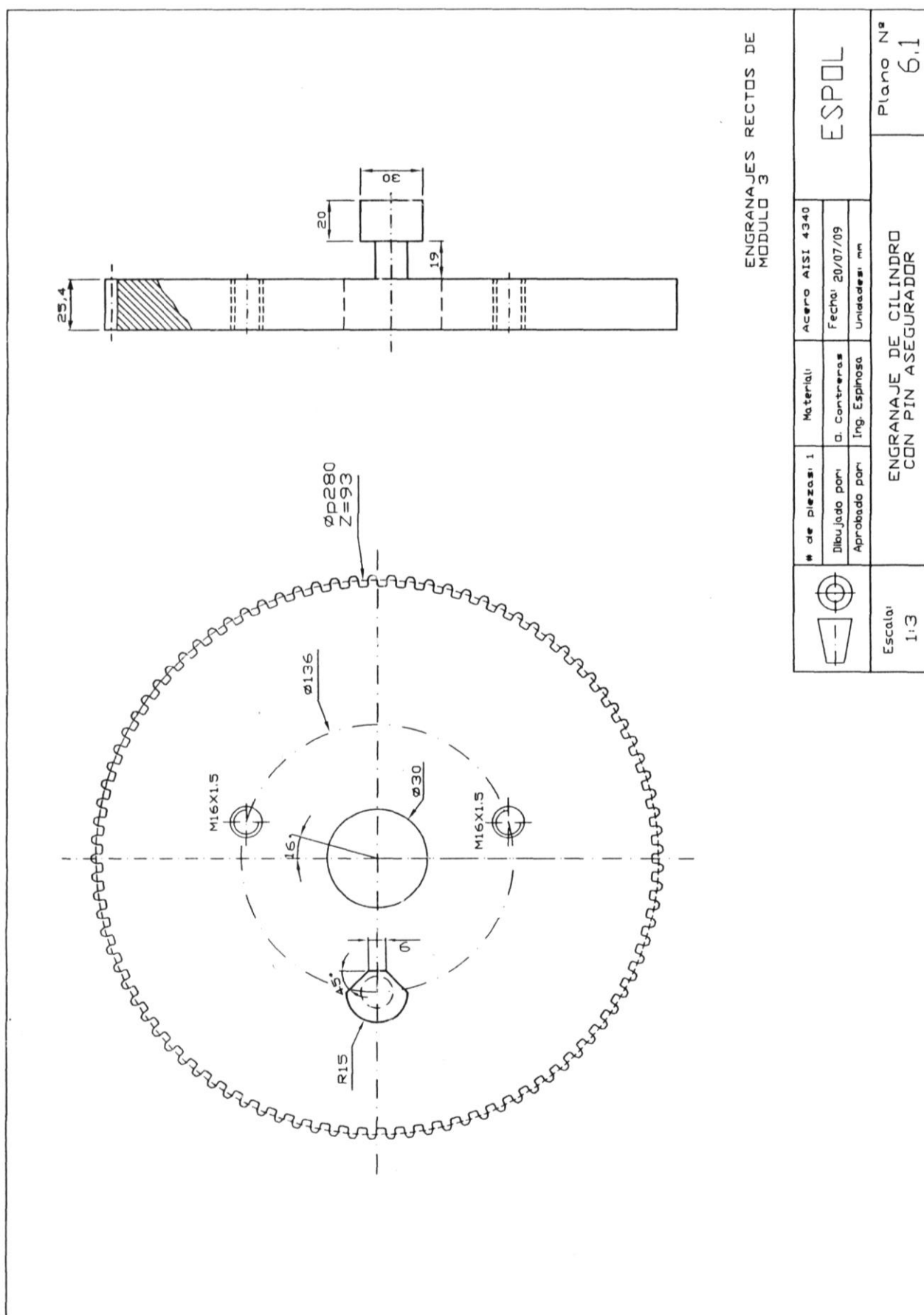


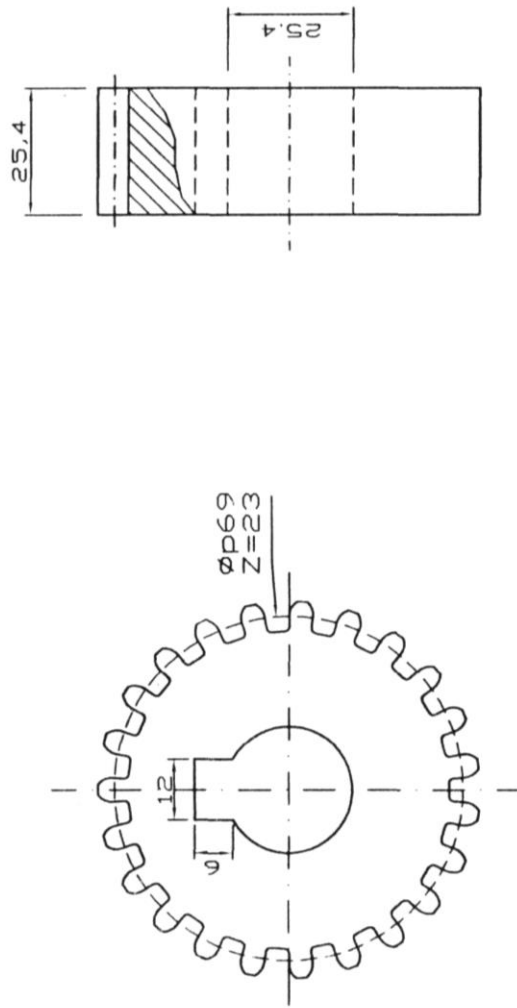






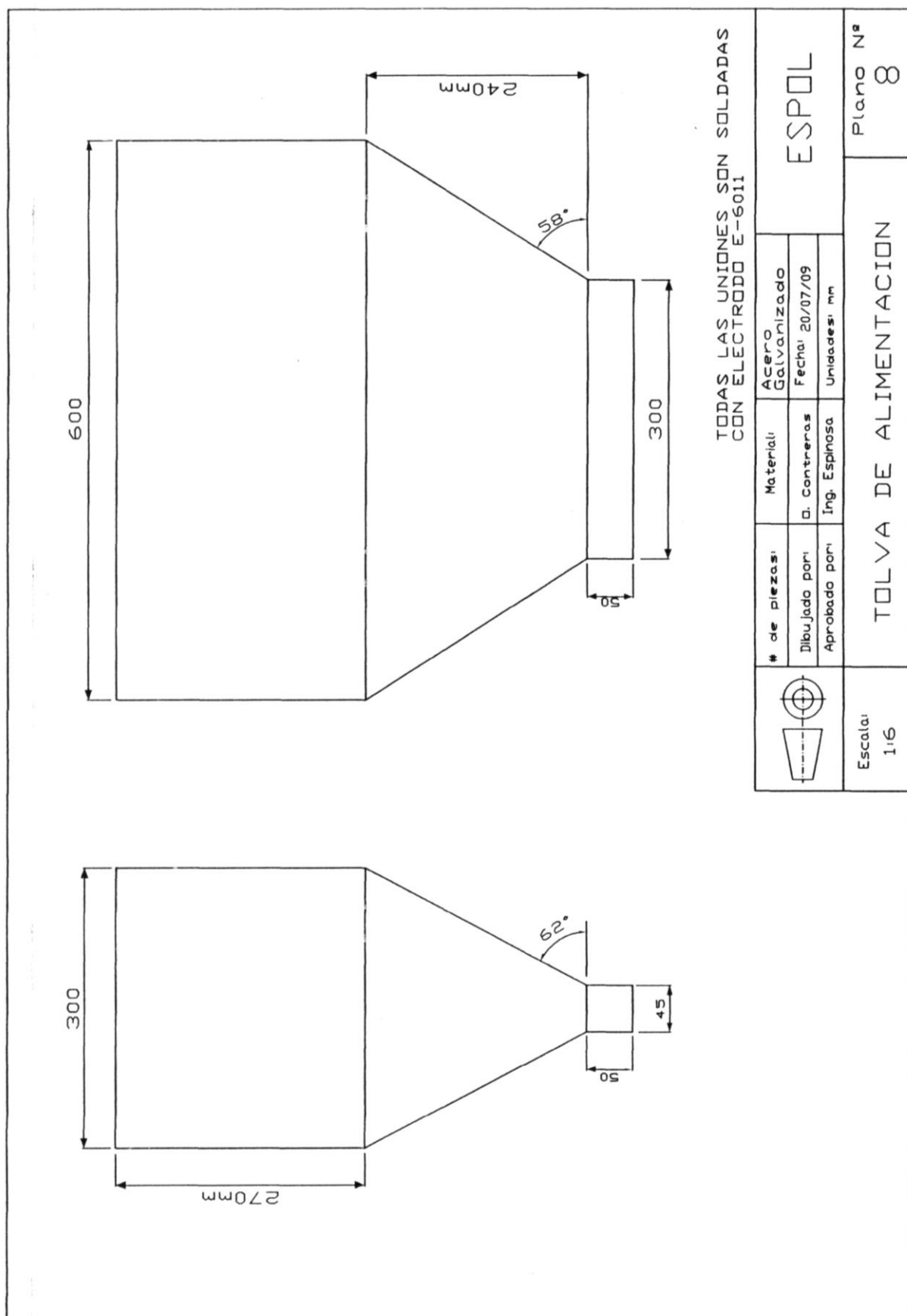
	Escala: 1:3		ENGRANAJE DE CILINDRO		Plano N° 6	
	* de piezas: 1		Material: Acero AISI 4340		ESPOL	
	Dibujado por: Aprobado por:		D. Contreras Ing. Espinoza		Fecha: 20/07/09 Unidades: mm	

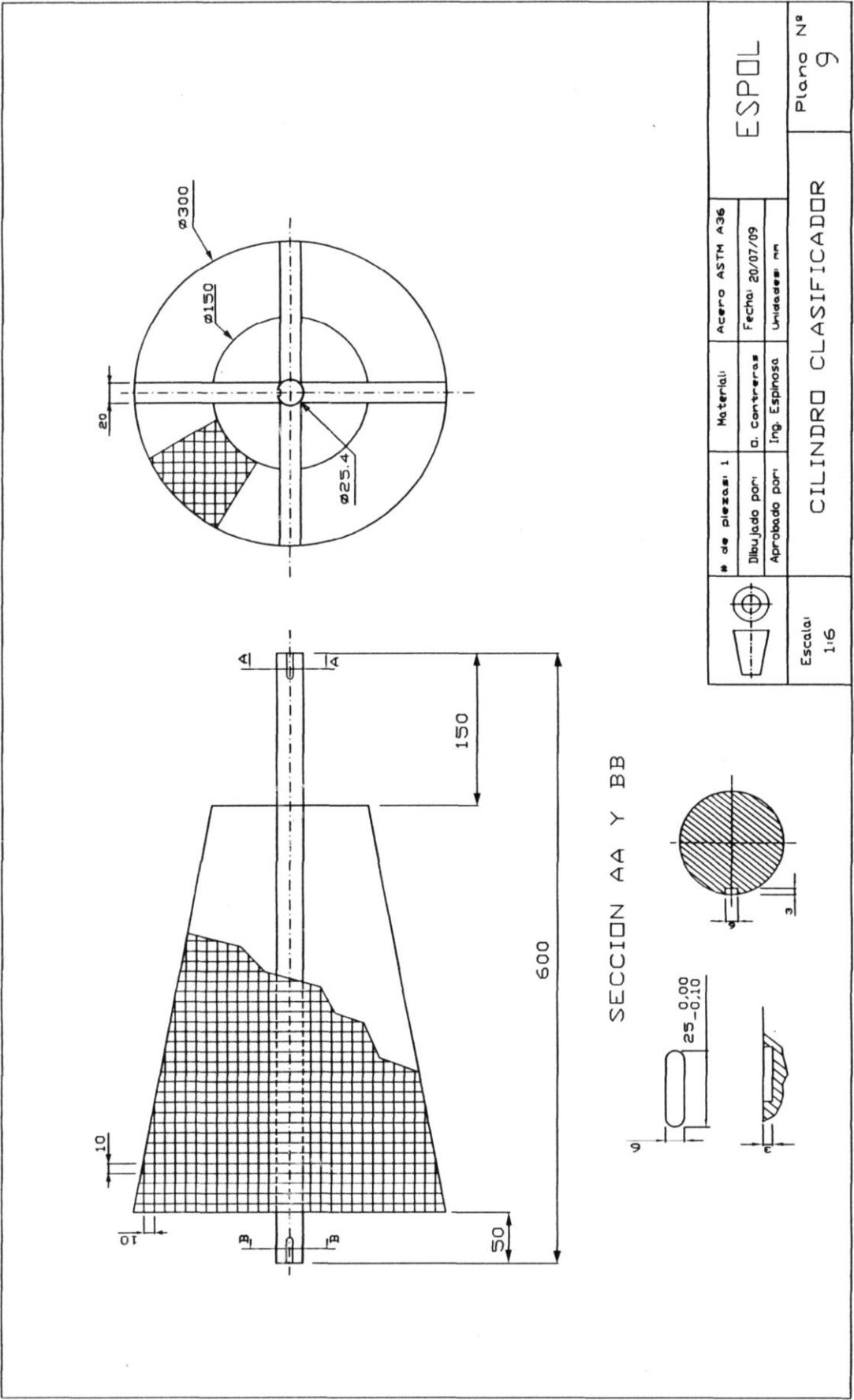


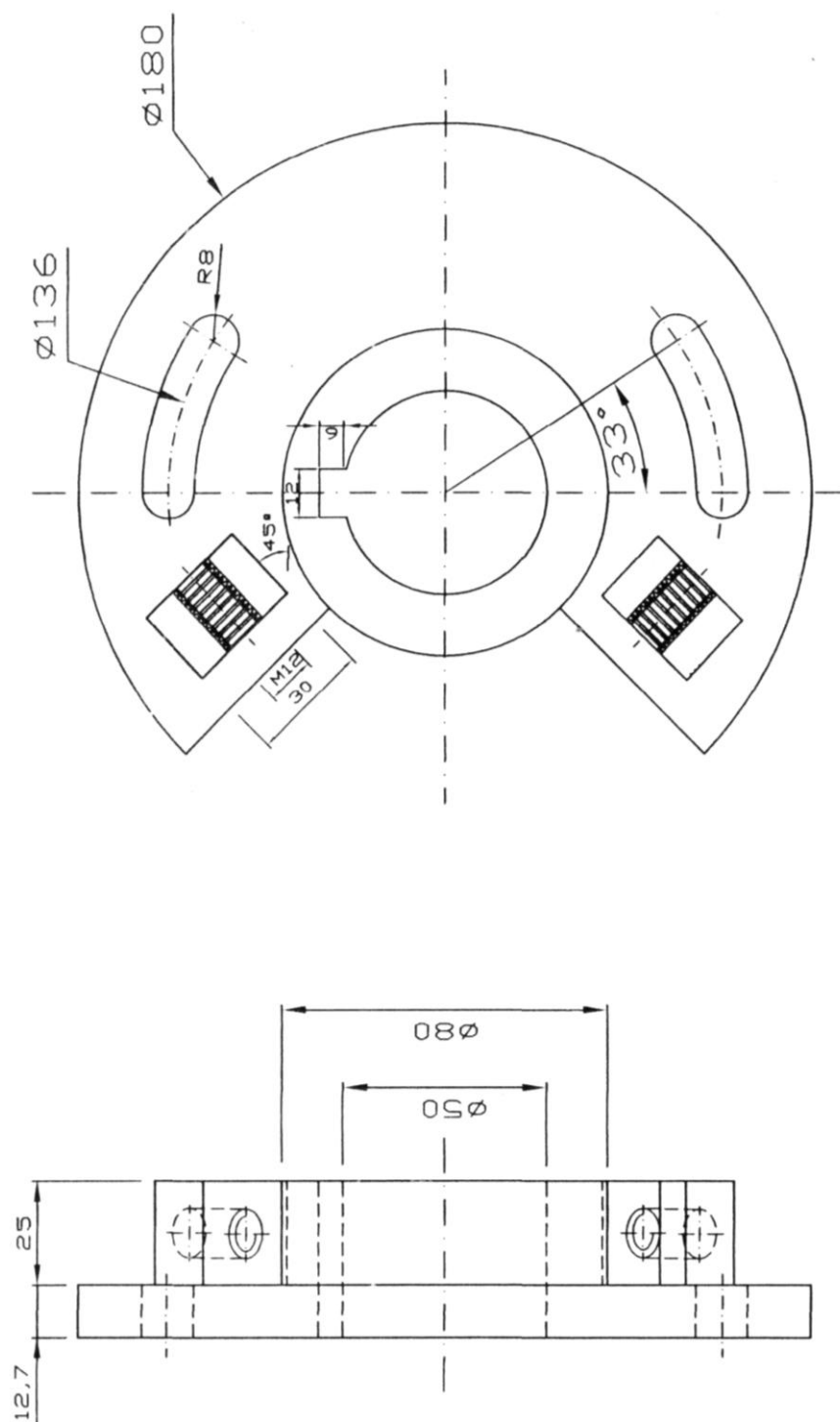


ENGRANAJES RECTOS DE MODULO 3

	# de piezas: 2	Material:	Acero AISI 4340		ESPOL
	Dibujado por:	d. Contreras	Fecha: 20/07/09		
	Aprobado por:	Ing. Espinosa	Unidades: mm		
Escala: 1:1.5	ENGRANAJES DE ALIMENTACIÓN				Plano N° 7







	* de piezas: 1	Material:	Acero ASTM A36	
	Dibujado por:	a. Contreras	Fecha: 20/07/09	
		Aprobado por:	Ing. Espinosa	Unidades: mm
Escala: 1:1.75	SISTEMA DE AJUSTE PARA CALIBRACION			Plano N° 10
ESPOL				

CAPÍTULO 6

6. PROGRAMA DE CONSTRUCCIÓN.

La construcción de la Briquetadora se la hará de acuerdo a los materiales y accesorios disponibles en el mercado local, apegándose en lo posible a las normas establecidas en los catálogos de los distintos fabricantes, también, considerando el ahorro de materiales, para obtener menor costo de fabricación. Para esto se ha realizado un análisis de las ofertas, de distintos fabricantes de los materiales y accesorios que existen en nuestro mercado, eligiendo los más óptimos para que la Briquetadora trabaje con su máxima eficiencia.

6.1 Plan de trabajo.

Para la construcción de la Briquetadora se realiza un plan de trabajo, en el que se especifica el trabajo que se realizará en las diferentes partes y el tiempo de ejecución de las mismas, teniendo así el tiempo total en que será construida la máquina.

Para elaborar este plan de trabajo primero se tiene que especificar, las partes de la máquina que se van a construir, los diferentes

trabajos que se deben realizar como; la adquisición de materiales y accesorios, así como el montaje de la máquina, el cual se lo detalla de la siguiente manera:

1.1 Adquisición de materiales y accesorios.

Los diferentes materiales y accesorios se los adquieren escogiendo de las cotizaciones, que se han hecho a los distintos proveedores y fabricantes existentes en el mercado, el tiempo estimado de compra es de 24 horas.

1.2 Construcción de la Estructura:

Será construida de perfil L 3x3x1/4in x 6m, ya que este es el perfil que se encuentra en el mercado, se debe cortar los perfiles a las medidas indicadas, para que la estructura tenga las dimensiones especificadas en los planos, luego se procede armar la estructura de tal manera que quede a escuadra y se la soldará con un proceso SMAW con electrodo E 7018 de 1/8in de diámetro, el tiempo estimado de construcción es de 8 horas.

1.3 Construcción de los Cilindros Alveolos.

Los dos cilindros serán contruidos de acero SAE 4340, que es un material resistente al desgaste, en los cuales se comprime la Urea y tienen 80 agujeros cada cilindro y de 19mm de diámetro, los mismos que serán contruidos en una máquina fresadora; de tal manera, que los agujeros salgan en la posición especificada en los planos, el tiempo estimado de construcción es de 32 horas.

1.4 Construcción de los Engranajes de Cilindros.

Estos dos engranajes serán contruidos de acero SAE 4340, los cuales tendrán 93 dientes rectos cada uno, también se mecanizará un agujero y un chavetero, en el centro de los engranajes para sujetar al eje de cilindro. Después de la construcción se realizará un tratamiento térmico; de tal manera, que obtengan la dureza requerida, el tiempo estimado para la construcción es de 40 horas y del tratamiento térmico es 8 horas.

1.5 Construcción de los Engranajes de Alimentación

Estos dos engranajes (piñones), serán contruidos de acero SAE 4340, los cuales tendrán 23 dientes rectos cada uno, también se

mecanizará un agujero y un chavetero en el centro de los piñones para sujetar al eje que contiene a los alimentadores, además de la construcción, se realizará un tratamiento térmico al engranaje; de tal manera, que obtenga la dureza requerida, el tiempo estimado para la construcción es de 16 horas y del tratamiento térmico es 6 horas.

1.6 Construcción de los Ejes de Cilindros

Los dos ejes serán contruidos de acero SAE 4140, a los cuales se los mecanizará con sus respectivos chaveteros, dando la forma y las medidas especificadas en los planos, el tiempo estimado para la construcción es de 16 horas.

1.7 Construcción de la Tolva de alimentación

La tolva será contruida, de una plancha de acero galvanizado de 2 mm de espesor, la misma que será cortada; de tal forma, que cumpla con las medidas de los planos, después se armará y se soldará con electrodo E 6011 de 1/16in de espesor, el tiempo estimado para la construcción es de 8 horas.

1.8 Construcción del Cilindro Clasificador

En esta parte de la máquina, se tendrá que desarrollar un cono truncado, para luego rolar la malla dando la forma del cono truncado y se debe soldar al eje con unas platinas, el mismo que será sujeto en los extremos por chumaceras. El tiempo estimado de construcción es de 12 horas.

1.9 Construcción del Sistema de Ajuste para Calibración de Cilindros

En este sistema, se tiene que cortar la plancha al diámetro indicado, luego hacer los agujeros, para que se deslicen los pernos sujetadores; también, el agujero por donde pasa el eje y después se construyen las bases donde van roscadas los pernos de calibración, dichas bases deben ser soldadas a la plancha como se indica en los planos. El tiempo estimado de construcción es de 6 horas.

1.10 Construcción de los Acoples

Estos constan de dos partes; de un bocín y de una brida, que serán mecanizadas y después soldados con soldadura SMAW E 70118, dando las dimensiones que dicen los planos, el tiempo estimado es de 12 horas.

Un ejemplo del proceso de fabricación, de uno de los elementos de la Briquetadora, se lo puede observar en el apéndice K

1.11 Montaje.

Debido a que la máquina es de dimensiones pequeñas, se la puede armar en el mismo taller de construcción y después transportarla al lugar de trabajo. Este montaje se lo realizará de la siguiente manera:

- a. Sujetar las chumaceras que sostendrán a los ejes de cilindros en la estructura.
- b. Colocar los ejes en los cilindros y después en las chumaceras con los respectivos rodamientos.
- c. Colocar los engranajes en los ejes de cilindros con sus respectivos seguros.
- d. Colocar el sistema de calibración en el engranaje.
- e. Colocar los piñones de alimentación.
- f. Montar la tolva de alimentación.
- g. Acoplar el eje de cilindro con el reductor de velocidad.
- h. Conectar el reductor con el motor y alinear el mismo con las poleas y banda correspondiente.
- i. Alinear los cilindros de tal forma que los agujeros del cilindro coincidan.

- j. Colocar el cilindro clasificador con las poleas y banda correspondiente.
- k. Chequear que todos los pernos estén bien sujetos y que todas las piezas estén completas.
- l. Finalmente poner en marcha a la máquina y chequear que todo esté trabajando con normalidad.

El tiempo de trabajo estimado para este montaje es de 8 horas.

Los tiempos de construcción son estimados con las cotizaciones realizadas en talleres existentes en el mercado; considerando el precio de las piezas, es decir que si se quería en menor tiempo, el costo sería mayor y si se quería menor costo, el tiempo sería mayor. Se ha escogido la cotización que nos ofrece un tiempo y costo conveniente, es decir un tiempo considerable con un costo justo.

La forma como se va a distribuir los trabajos se los detalla en el Diagrama de GANTT.

6.2 Diagrama de GANTT.

Este Diagrama es realizado con la ayuda del Programa WINPROJECT, en el cual se detallan las tareas y actividades, que se van a realizar durante la construcción; finalmente, con este diagrama se podrá saber, en qué tiempo será construida la Briquetadora. El diagrama es realizado tomando en cuenta los días laborables, que tienen 8 horas de trabajo, que es de 8:00 a 12:00am y de 13:00 a 17:00 pm y no considerando los días sábados laborables, es decir que los trabajos que se realicen en 8 horas equivalen a decir que se los realizaran en 1 día, quedando distribuidas las actividades de la siguiente manera:

Los primeros 3 días son para la adquisición de materiales y accesorios, pero como el primer día se compra la mayor parte de los materiales, el segundo día se empieza la construcción de la Estructura; el cuarto día obteniendo todos los materiales se empieza la construcción de los Cilindros Alveolos, al mismo tiempo, la construcción de los engranajes de Cilindros, la construcción de los Ejes de Cilindros, la construcción de los Acoples y la construcción de la Tolva de alimentación; el sexto día se empieza la construcción del Cilindro Clasificador; después, el octavo día se hace la construcción de los Engranajes de Alimentación y la construcción del Sistema de Ajuste para Calibración de Cilindros; para finalizar, el decimo día con

el Montaje y así culminar con la construcción de la máquina en un total de diez días laborables.

Cabe señalar que para los tiempos de construcción, se ha cotizado en los talleres que operan en nuestra localidad, ya que el número de trabajadores y equipos, que intervengan en la construcción es muy importante para distribuir los trabajos; de tal manera, que se los realice en el menor tiempo posible y este Diagrama de Gantt se lo realizó tomando en cuenta el personal que tiene el taller escogido, el mismo que se distribuye de la siguiente manera: 3 torneros, 2 fresadores, 2 soldadores, 2 ayudantes, un supervisor de operaciones y un jefe de taller.

Este Diagrama de Gantt está adjuntado en el Apéndice J.

CAPÍTULO 7

7. COSTOS DE CONSTRUCCIÓN

El costo de la Briquetadora depende mucho de su diseño, ya que si no se toma en consideración los materiales y accesorios existentes en el mercado local, se las tendrá que importar y esto representa un costo muy alto; también, depende de la calidad de trabajo, que se realice en las distintas partes a construir de la máquina, ya que de eso depende la garantía de durabilidad de la misma. En las siguientes tablas se detalla el precio total de la Briquetadora, como el precio de los componentes y accesorios

7.1 Presupuestos General

Aquí se detalla en forma general los componentes principales, que determinan el costo total de la Briquetadora, cabe señalar que estos precios han sido previamente cotizados, en los diferentes fabricantes y distribuidores.

TABLA 7. PRESUPUESTO GENERAL

PRESUPUESTO GENERAL		
ID	Descripción:	Costo total
1	MATERIALES	846,94
2	ACCESORIOS	3859
3	MANO DE OBRA	2240
4	TRANSPORTE	150
	SUB TOTAL	7095,94
	IVA (12 %)	851,51
	TOTAL (USD)	7947,45

7.2 Presupuesto de componentes y accesorios

En esta parte se detallan todos los precios de todos los materiales y accesorios que intervendrán en la construcción de la Briquetadora; se empezará por hacer un listado de los materiales, que se necesitan con sus respectivos precios y luego de los accesorios hasta tener un valor total.

TABLA 7.1 LISTA DE MATERIALES

LISTA DE MATERIALES			
Materiales:	Cantidad	Precio (unidad)	Precio total
* PERFIL L 3X3X1/4 in L =6m	1	60	120
* TORTAS DE D= 280mm d=50mm L= 25mm (SAE 4340)	2	120	240
* TORTAS DE D= 75mm d=25mm L= 25mm (SAE 4340)	2	10	20
* DISCO DE D= 280mm d=50mm L= 50mm (SAE 1045)	2	95	190
* DISCO DE D=7in X L= 3/4in Y Dint= 50mm (ACERO DE TRANSMISION)	2	15	30
* DISCO DE D=4in X L= 2in Y Dint= 50mm (ACERO DE TRANSMISION)	2	10	20
* EJE DE D= 2 3/8 in POR L= 14 in(SAE 4140)	2	40	40
* EJE DE D=1in ; POR L= 60cm (SAE 4140)	1	10	10
* PLANCHA DE 1/4 in 60X50 cm (ACERO A36)	2	25	50
* PLANCHA DE 1/2 in ; 13X13in	1	25	25
* PLANCHA GALVANIZADA DE 1/16in; 70X100cm	1	50	50
Malla cuadrada ASTM A 185-94 DE 94.25X47.12x40cm; y de cuadrados de d= 1cm de lado.	1	48	48
* PERNOS DE 7/16in POR L= 2in (SAE GRADO 5)	7	0,22	1,54
* PERNOS DE 7/16in POR L= 21/2in	6	0,2	1,2
* PERNOS DE 1/2in POR L= 2in	6	0,2	1,2
		SUB TOTAL	846,94
		IVA (12 %)	101,63
		TOTAL(USD)	948,57

TABLA 7.2 LISTA DE DE ACCESORIOS

LISTA DE ACCESORIOS			
Descripción:	Cantidad	Precio unidad	Precio total
* MOTOR DE 3HP; 1800RPM; TRIFASICO 220V	1	250	250
* REDUCTOR EN LINEA R 100:1; ENTRADA 1100RPM SALIDA=10RPM; 3HP	1	3200	3.200
* POLEAS D= 3,5in 2B	2	10	20
* POLEAS D= 2 in B	1	8	8
* POLEAS D= 7in 2B68P	1	20	20
* BANDAS TIPO A DISTANCIA ENTRE EJES DE 50cm	3	5	15
* RODAMIENTO NU1010	2	50	100
* RODAMIENTO NU210	2	50	100
* CHUMACERA D= 50mm; UCPG216D1	2	25	50
* CHUMACERA D= 50mm; UCPG218D1	2	25	50
* CHUMACERA D= 25mm	2	20	40
* SOLADURA 6011 ; d=3/32in	1Kg	3	3
* SOLADURA 7018 ; d=1/8in	1Kg	3	3
		SUB TOTAL	3.859
		IVA (12 %)	463,08
		TOTAL(USD)	4322,08

TABLA 7.3 MANO DE OBRA

MANO DE OBRA			
Descripción de trabajo.	Duración	Personal	Costo
Construcción de la Estructura:	2 días	1 Soldador y un ayudante	200
Construcción de dos Cilindros Alveolos.	4 días	1 Fresador y un ayudante	400
Construcción de dos Engranajes de Cilindros.	5 días	1 Fresador y un ayudante	500
Construcción de dos Engranajes de Alimentación	2 días	1 Fresador y un ayudante	300
Construcción de dos Ejes de Cilindros	2 días	1 Tornero y un ayudante	100
Construcción de la Tolva de alimentación	2 días	1 Soldador y un ayudante	60
Construcción del Cilindro Clasificador	2 días	1 Soldador y un ayudante	80
Construcción del Sistema de Ajuste para Calibración de Cilindros	2 días	1 Soldador y un ayudante	100
Construcción de dos Acoples	2 días	1 Tornero y un ayudante	100
Montaje.	1 día	1 supervisor y dos ayudantes	150
Tratamientos térmicos (temple y revenido a los 4 engranajes)	4 días		150
Otros gastos			100
		SUB TOTAL	2240
		IVA (12 %)	268,8
		TOTAL(USD)	2508.8

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

A continuación resumo las siguientes conclusiones y recomendaciones:

1. El presente tema de tesis cumple con los objetivos para los cuales fue diseñada, que son: producir briquetas esféricas de Urea, con una masa de 3.75gr para satisfacer la necesidad de 72.000 briquetas, que se requiere para cubrir una hectárea de siembra de arroz, esta necesidad se la satisface en un tiempo de 1.5 horas, ya que la briquetadora producirá 48.000 briquetas en una hora.
2. Esta briquetadora se ha diseñado teniendo en cuenta los materiales y accesorios existentes en los mercados locales, de tal manera que el diseño sea seguro y económico. Se puede concluir que este diseño es seguro, porque en todos los cálculos se tienen factores de seguridad mayores a uno y es económico porque se ha realizado distintas cotizaciones en el mercado local, de los diferentes materiales y accesorios a utilizar, escogiendo el más conveniente para este diseño.
3. Este diseño es muy factible porque es totalmente desarmable, de fácil fabricación y es fácil de transportar. Esta briquetadora ha sido diseñada;

de tal forma, que se tenga facilidad para realizar cambios en sus partes según se requiera, como por ejemplo: si se requiere una mayor producción se puede aumentar los RPM de la máquina, cambiando el reductor de velocidad de tal forma que se obtenga la producción requerida y esto se lo puede hacer porque todos sus elementos están diseñados con factores de seguridad que permiten hacer dichos cambios; claro está, que tiene un límite de cambio. También, si se requieren briquetas de menos diámetro o de menor masa, se debe cambiar los Cilindros de Alveolos con otro Cilindros, que tengan los Alveolos con los diámetros requeridos.

4. Se recomienda como un nuevo tema de investigación, el diseño de una briquetadora que pueda variar sus RPM, de una forma automática de tal manera que la misma briquetadora pueda producir diferentes cantidades de briquetas, dentro del rango de tiempo que se necesite y también que produzca briquetas de diferentes masas según se requiera.
5. También, recomiendo que al momento de la fabricación de esta Briquetadora, se revise y se compruebe que sus partes tengan un buen acople entre ellas, para que al momento del montaje no tengan ningún tipo de problemas y en el montaje, realizar una buena alineación y calibración de los Cilindros Alveolos para que las briquetas tengan la forma y peso requerido.

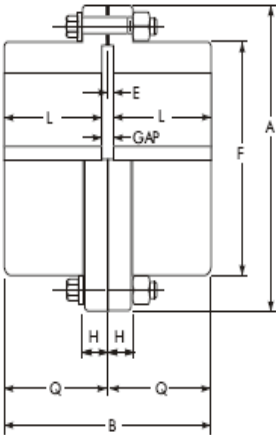
6. Finalmente puedo concluir, que este diseño se ha realizado, utilizando los conocimientos adquiridos a lo largos de la carrera universitaria; por tanto, esta tesis será de gran utilidad, para las siguientes generaciones que deseen realizar estudios o trabajos sobre este tema.

APÉNDICES

APÉNDICE A

TABLAS DEL CATÁLOGO FALK PARA ACOPLES

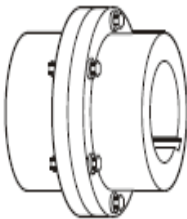
Type **G82** Standard Flanged Sleeve Rigid/Dimensions — Inches



Type G81 Shrouded Bolts furnished only when specified on order. Sizes 1060G and 1070G available only as Type G82.

SIZE ★	Torque Rating (lb-in) †	Allow Speed rpm ‡	Max Bore •	Min Bore ■	Cplg Wt With No Bore-lb		A	B	E	F	H	L	Q	Gap	SIZE ★
					G81	G82									
1010G	10,080	8,000	2.375	.50	9	10	4.56	3.32	.10	3.30	.55	1.56	1.66	.200	1010G
1015G	20,790	6,500	2.938	.75	19	20	6.00	3.84	.10	4.14	.75	1.82	1.92	.200	1015G
1020G	37,800	5,600	3.625	1.00	30	35	7.00	4.80	.10	4.98	.75	2.30	2.40	.200	1020G
1025G	66,150	5,000	4.375	1.25	55	60	8.38	6.00	.10	6.10	.86	2.90	3.00	.200	1025G
1030G	107,100	4,400	5.125	1.50	90	95	9.44	7.12	.10	7.10	.86	3.46	3.56	.200	1030G
1035G	163,800	3,900	5.875	2.00	135	155	11.00	8.24	.10	8.32	1.12	4.02	4.12	.200	1035G
1040G	270,900	3,600	7.250	2.50	210	225	12.50	9.40	.16	9.66	1.12	4.54	4.70	.320	1040G
1045G	371,700	3,200	8.125	3.00	290	310	13.62	10.60	.16	10.79	1.12	5.14	5.30	.320	1045G
1050G	500,900	2,900	9.000	3.50	415	450	15.31	12.00	.20	12.04	1.50	5.80	6.00	.400	1050G
1055G	655,200	2,650	10.000	4.00	590	620	16.75	14.00	.20	13.16	1.50	6.80	7.00	.400	1055G
1060G	800,100	2,450	11.000	4.50	---	740	18.00	15.20	.26	14.41	1.00	7.34	7.60	.520	1060G
1070G	1,197,000	2,150	13.000	5.00	---	1180	20.75	18.00	.33	16.73	1.12	8.67	9.00	.660	1070G

★ See page 15 for General Information and other Reference Notes.



Type G82 & GV82

Rigid couplings are used when there is no need to accommodate misalignment, and where thrust loads are generated such as vertical mixer applications. (See Pages 33, 34, and 49.)

Service Factors

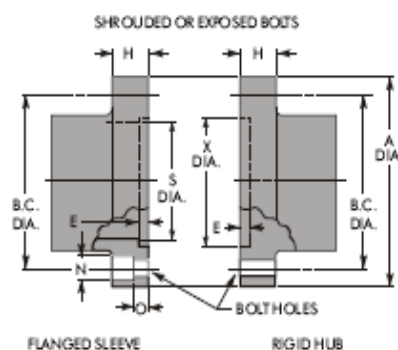
— Gear Coupling Service Factors for Motor * and Tur

Service factors listed are typical values based on normal operation of the drive system

Alphabetical listing of applications

	Service Factor		Service Factor
AERATOR	2.0	Hoist or Railway Service	1.5
AGITATORS		Welder Load	2.0
Vertical and Horizontal		HAMMERMILL	1.75
Screw, Propeller, Paddle	1.0	LAUNDRY WASHER OR	
BARGE HAUL PULLER	1.5	TUMBLER	2.0
BLOWERS		LINE SHAFTS	
Centrifugal	1.0	Any Processing Machinery	1.5
Lobe or Vane	1.25	MACHINE TOOLS	
CAR DUMPERS	2.5	Auxiliary and Traverse Drive	1.0
CAR PULLERS	1.5	Bending Roll, Notching Press,	
CLARIFIER OR CLASSIFIER	1.0	Punch Press, Planer, Plate	
COMPRESSORS		Reversing	1.75
Centrifugal	1.0	Main Drive	1.5
Rotary, Lobe or Vane	1.25	MAN LIFTS Not Approved	
Rotary, Screw	1.0	METAL FORMING MACHINES	
Reciprocating		Continuous Caster	1.75
Direct Connected	Refer to Falk	Draw Bench Carriage and	
Without Flywheel	Refer to Falk	Main Drive	2.0
*With Flywheel and Gear		Extruder	2.0
between Compressor		Farming Machine and	
and Prime Mover		Forming Mills	2.0
1 cylinder, single acting	3.0	Slitters	1.0
1 cylinder, double acting	3.0	Wire Drawing or Flattening	1.75
2 cylinders, single acting	3.0	Wire Winder	1.5
2 cylinders, double acting	3.0	Coilers and Uncoilers	1.5
3 cylinders, single acting	3.0	MIXERS (see Agitators)	
3 cylinders, double acting	2.0	Concrete	1.75
4 or more cyl., single act.	1.75	Muller	1.5
4 or more cyl., double act.	1.75	PRESS, PRINTING	1.5
CONVEYORS		PUG MILL	1.75
Apron, Assembly, Belt, Chain,		PULVERIZERS	
Flight, Screw	1.0	Hammermill and Hog	1.75
Bucket	1.25	Roller	1.5
Live Roll, Shaker and		PUMPS	
Reciprocating	3.0	Boiler Feed	1.5
CRANES AND HOIST		Centrifugal —	
Main Hoist	1.75 ▲	Constant Speed	1.0
Skip Hoist	1.75 ▲	Frequent Speed Changes	
Sage	1.5	under Load	1.25
Bridge, Travel or Trolley	1.75	Descaling, with accumulators	1.25
DYNAMOMETER	1.0	Gear, Rotary, or Vane	1.25
ELEVATORS		Reciprocating, Plunger Piston	
Bucket, Centrifugal Discharge	1.25	1 cyl., single or double act.	3.0
Freight or Passenger	Not Approved	2 cyl., single acting	2.0
Gravity Discharge	1.25	2 cyl., double acting	1.75
ESCALATORS	Not Approved	3 or more cylinders	1.5
EXCITER, GENERATOR	1.0	Screw Pump, Progressing Cavity	1.25
EXTRUDER, PLASTIC	1.5	Vacuum Pump	1.25
FANS		SCREENS	
Centrifugal	1.0	Air Washing	1.0
Cooling Tower	2.0	Grizzly	2.0
Forced Draft — Across the		Rotary Coal or Sand	1.5
Line shaft	1.5	Vibrating	2.5
Forced Draft Motor		Water	1.0
Driven thru fluid or		SKI TOWS & LIFTS	Not Approved
electric slip clutch	1.0	STEERING GEAR	1.0
Gas Recirculating	1.5	STOKER	1.0
Induced Draft with damper		TIRE SHREDDER	1.50
control or blade cleaner	1.25	TUMBLING BARREL	1.75
Induced Draft without controls	2.0	WINCH, MANEUVERING	
FEEDERS		Dredge, Marine	1.5
Apron, Belt, Disc, Screw	1.0	WINDLASS	1.5
Reciprocating	2.5	WOODWORKING	
GENERATORS		MACHINERY	1.0
Even Load	1.0	WORK LIFT PLATFORMS	Not Approved

Engineering Data — Standard Flanged Sleeve & Continuous Sleeve

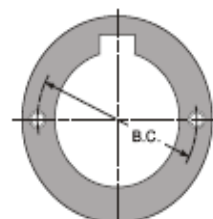


— Flanged Sleeve and Rigid Hub Details

SIZE ★	Shrouded or Exposed Bolts					Shrouded				Exposed	
	A + .000 - .004	E ± .010	H	S ± .010	X ± .010	B.C.	Bolt No.-Dia	N	O	B.C.	Bolt No.-Dia
1010G	4.562	.100	.55	3.040	3.180	3.750	6-.250	.46	.250	3.750	6-.250
1015G	6.000	.100	.75	3.810	3.920	4.812	8-.375	.58	.250	4.812	8-.375
1020G	7.000	.100	.75	4.640	4.800	5.812	10-.375	.58	.250	5.812	10-.375
1025G	8.375	.100	.86	5.700	5.840	7.000	10-.500	.78	.320	7.125	6-.625
1030G	9.438	.100	.86	6.640	6.820	8.000	12-.500	.78	.320	8.125	8-.625
1035G	11.000	.100	1.12	7.690	7.840	9.281	12-.625	.97	.400	9.500	8-.750
1040G	12.500	.160	1.12	9.040	9.250	10.625	14-.625	.97	.400	11.000	8-.750
1045G	13.625	.160	1.12	10.040	10.250	11.750	14-.625	.97	.400	12.000	10-.750
1050G	15.313	.200	1.50	11.040	11.420	13.188	14-.750	1.16	.560	13.500	8-.875
1055G	16.750	.200	1.50	12.090	12.420	14.438	16-.750	1.16	.560	14.500	14-.875
1060G	18.000	.260	1.00	13.280	13.920	---	---	---	---	15.750	14-.875
1070G	20.750	.300	1.12	15.300	15.940	---	---	---	---	18.250	16-1.000

— Puller Bolt Holes (Conforms to API 610 Specs.)

SIZE ★	B.C.		Top Size UNC
	Flange Hub/Pilot Hub	Rigid Hub	
1010G/GC†	2.060	2.625	.375-16 x .50
1015G/GC†	2.750	3.375	.375-16 x .50
1020G/GC	3.500	4.250	.375-16 x .50
1025G/GC	4.440	5.240	.375-16 x .50
1030G/GC	5.060	6.160	.375-16 x .50
1035G/GC	6.000	7.180	.500-13 x .62
1040G	7.125	8.240	.625-11 x .75
1045G	7.875	9.180	.625-11 x .75
1050G	8.500	10.200	.750-10 x .88
1055G	9.375	11.200	.750-10 x .88
1060G	10.375	12.480	.750-10 x .88
1070G	12.750	14.500	1.000-8 x 1.18



Puller bolt holes are available for an extra charge.

★ See page 15 for General Information and other Reference Notes.

† See Tables 13 and 14 for maximum bore limitations.

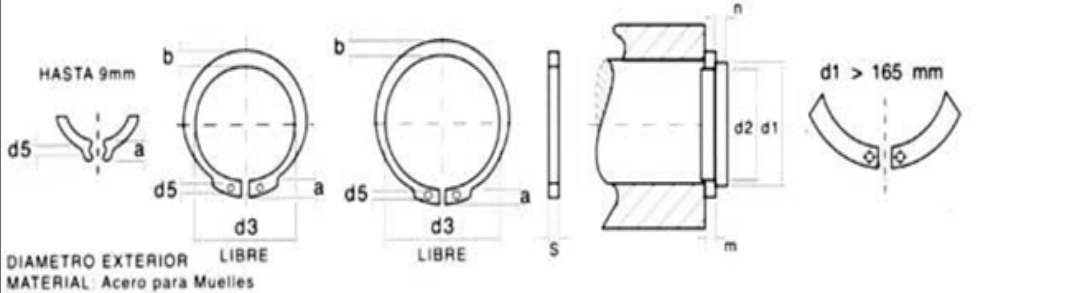
— Torque and Horsepower Ratings

Coupling Size		Torque Rating (lb-in)		HP per 100 RPM	
1010G/GC		10,080		16	
1015G/GC		20,790		33	
1020G/GC		37,800		60	
1025G/GC		66,150		105	
1030G/GC		107,100		170	
1035G/GC		163,800		260	
1040G		270,900		430	
1045G		371,700		590	
1050G		500,900		795	
1055G		655,200		1,040	
1060G		800,100		1,270	
1070G		1,197,000		1,900	
Coupling		Torque Rating (lb-in— millions)		HP per 100 RPM	
		1000 Series	2000 Series	1000 Series	2000 Series
1080G	2080G	1.506	2.070	2,390	3,285
1090G	2090G	1.997	2.791	3,170	4,430
1100G	2100G	2.747	3.919	4,360	6,220
1110G	2110G	3.654	5.393	5,800	8,560
1120G	2120G	4.914	6.880	7,800	10,920
1130G	2130G	6.363	8.190	10,100	13,000
1140G	2140G	8.064	10.080	12,800	16,000
1150G	2150G	9.702	11.970	15,400	19,000
1160G	2160G	11.592	14.490	18,400	23,000
1180G	2180G	14.679	18.900	23,300	30,000
1200G	2200G	18.963	25.200	30,100	40,000
1220G	2220G	24.066	31.500	38,200	50,000
1240G	2240G	30.744	39.690	48,800	63,000
1260G	2260G	39.753	48.510	63,100	77,000
1280G	2280G	51.660	59.850	82,000	95,000
1300G	2300G	59.850	72.450	95,000	115,000

APÉNDICE B

TABLA DE ANILLO DE SEGURIDAD DIN 471 DEL CATÁLOGO

LA BULONERA

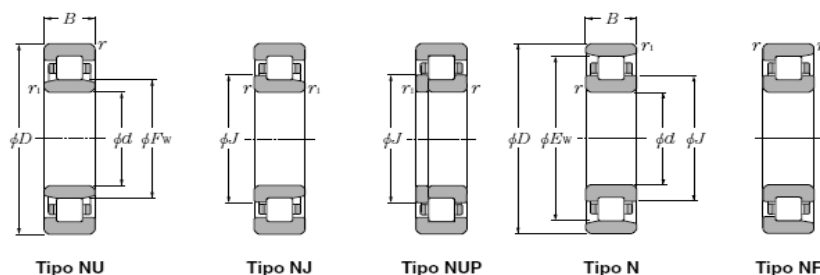
 DIAMETRO EXTERIOR LIBRE MATERIAL: Acero para Muelles										
Agujero Diámetro Nominal d1	DIÁMETRO DEL ANILLO							DIMENSIONES DE LA RANURA		
	Diámetro libre		Espesor S	Tolerancia	Anchura @ b	Oreja Máx. a	Orificio Oreja Mín.d5	Diámetro d2	Tolerancia	Anchura Mínima Ranura
	D3	Tolerancia								
3	2,7	+0,04 -0,15	0,40	+0 -0,05	0,8	1,9	1,0	2,8	-0,040	0,50
4	3,7		0,40		0,9	2,2	1,0	3,8		0,50
5	4,7		0,60		1,1	2,5	1,0	4,8		0,70
6	5,6		0,70		1,3	2,7	1,2	5,7		0,80
7	6,5	+0,06 -0,18	0,80		1,4	3,1	1,2	6,7	-0,060	0,90
8	7,4		0,80		1,5	3,2	1,2	7,6		0,90
40	36,5		1,75		4,4	6,0	2,5	37,5		1,85
41	37,5		1,75		4,5	6,2	2,5	38,5		1,85
42	38,5	+0,39 -0,90	1,75		4,5	6,5	2,5	39,5	-0,250	1,85
44	40,5		1,75		4,6	6,6	2,5	41,5		1,85
45	41,5		1,75		4,7	6,7	2,5	42,5		1,85
46	42,5		1,75		4,8	6,7	2,5	43,5		1,85
47	43,5		1,75		4,9	6,8	2,5	44,5		1,85
48	44,5		1,75		5,0	6,9	2,5	45,5		1,85
50	45,8		2,00		5,1	6,9	2,5	47,0		2,15
52	47,8		2,00		5,2	7,0	2,5	49,5		2,15
54	49,8		2,00		5,3	7,1	2,5	51,0		2,15
55	50,8		2,00		5,4	7,2	2,5	52,0		2,15

APÉNDICE C

TABLA DE RODAMIENTOS DE RODILLOS DEL CATÁLOGO NTN.

● Rodamientos de Rodillos Cilíndricos

NTN



d 45 ~ 60mm

Dimensiones principales					Capacidad básica de carga				Velocidades límites ¹⁾		Números de rodamientos ²⁾			
mm					dinámica	estática	dinámica	estática	r.p.m.		tipo NU	tipo NJ	tipo NUP	tipo N
d	D	B	r _{1a} min ⁽³⁾	r _{1a} min ⁽³⁾	C _r	C _{or}	C _r	C _{or}	grasa	aceite				
45	75	16	1	0.6	31.0	34.0	3 200	3 450	9 900	12 000	NU1009	NJ	NUP	N
	85	19	1.1	1.1	46.0	47.0	4 700	4 800	8 400	9 900	NU209	NJ	NUP	N
	85	19	1.1	1.1	63.0	66.5	6 450	6 800	7 600	9 000	NU209E	NJ	NUP	—
	85	23	1.1	1.1	61.5	68.0	6 250	6 900	7 600	9 000	NU2209	NJ	NUP	N
	85	23	1.1	1.1	76.0	84.5	7 750	8 600	6 800	8 000	NU2209E	NJ	NUP	—
	100	25	1.5	1.5	74.0	71.0	7 550	7 250	7 200	8 400	NU309	NJ	NUP	N
	100	25	1.5	1.5	97.5	98.5	9 950	10 000	6 500	7 600	NU309E	NJ	NUP	—
	100	36	1.5	1.5	99.0	104	10 100	10 600	6 300	7 400	NU2309	NJ	NUP	N
	100	36	1.5	1.5	137	153	14 000	15 600	5 700	6 800	NU2309E	NJ	NUP	—
	120	29	2	2	107	102	10 900	10 400	5 100	6 000	NU409	NJ	NUP	N
50	80	16	1	0.6	32.0	36.0	3 300	3 700	8 900	11 000	NU1010	NJ	NUP	N
	90	20	1.1	1.1	48.0	51.0	4 900	5 200	7 600	9 000	NU210	NJ	NUP	N
	90	20	1.1	1.1	66.0	72.0	6 750	7 350	6 900	8 100	NU210E	NJ	NUP	—
	90	23	1.1	1.1	64.0	73.5	6 550	7 500	6 900	8 100	NU2210	NJ	NUP	N
	90	23	1.1	1.1	79.5	91.5	8 100	9 350	6 200	7 300	NU2210E	NJ	NUP	—
	110	27	2	2	87.0	86.0	8 850	8 800	6 500	7 700	NU310	NJ	NUP	N
	110	27	2	2	110	113	11 200	11 500	5 900	6 900	NU310E	NJ	NUP	—
	110	40	2	2	121	131	12 300	13 400	5 700	6 700	NU2310	NJ	NUP	N
	110	40	2	2	163	187	16 600	19 000	5 200	6 100	NU2310E	NJ	NUP	—
	130	31	2.1	2.1	129	124	13 200	12 600	4 700	5 500	NU410	NJ	NUP	N
55	90	18	1.1	1	37.5	44.0	3 850	4 450	8 200	9 700	NU1011	NJ	NUP	N
	100	21	1.5	1.1	58.0	62.5	5 900	6 350	6 900	8 200	NU211	NJ	NUP	N
	100	21	1.5	1.1	82.5	93.0	8 400	9 500	6 300	7 400	NU211E	NJ	NUP	—
	100	25	1.5	1.1	75.5	87.0	7 700	8 900	6 300	7 400	NU2211	NJ	NUP	N
	100	25	1.5	1.1	97.0	114	9 900	11 700	5 600	6 600	NU2211E	NJ	NUP	—
	120	29	2	2	111	111	11 300	11 400	5 900	7 000	NU311	NJ	NUP	N
	120	29	2	2	137	143	14 000	14 600	5 300	6 300	NU311E	NJ	NUP	—
	120	43	2	2	148	162	15 100	16 500	5 200	6 100	NU2311	NJ	NUP	N
	120	43	2	2	201	233	20 500	23 800	4 700	5 600	NU2311E	NJ	NUP	—
	140	33	2.1	2.1	139	138	14 200	14 100	4 300	5 000	NU411	NJ	NUP	N
60	95	18	1.1	1	40.0	48.5	4 100	4 950	7 500	8 800	NU1012	NJ	NUP	N
	110	22	1.5	1.5	68.5	75.0	7 000	7 650	6 400	7 600	NU212	NJ	NUP	N
	110	22	1.5	1.5	97.5	107	9 950	10 900	5 800	6 800	NU212E	NJ	NUP	—
	110	28	1.5	1.5	96.0	116	9 800	11 800	5 800	6 800	NU2212	NJ	NUP	N

APÉNDICE D

TABLAS DEL CATÁLOGO DE MARTIN PARA LA SELECCIÓN DE

BANDAS Y POLEAS

B Stock Drive Selection

Martin

Speed Ratio	Sheave Combination		Driven Speeds and HP Per Belt									Nominal Center Distance And Arc-Length Correction Factors					
			3500 RPM Driver			1750 RPM Driver			1160 RPM Driver								
	DriveR P.D.	DriveN P.D.	DriveN RPM	HP Per Belt B	HP Per Belt BX	DriveN RPM	HP Per Belt B	HP Per Belt BX	DriveN RPM	HP Per Belt B	HP Per Belt BX	B/BX Belt Length Designation					
												35	38	42	46	51	60
1.74	5.4	9.4	2011	10.01	14.38	1005	7.41	9.21	666	5.53	6.64	—	—	10.1	12.1	14.6	19.2
1.75	4.0	7.0	2000	4.47	8.07	1000	3.61	5.21	663	2.80	3.81	9.6	11.2	13.2	15.2	17.7	22.2
1.76	3.4	6.0	1983	1.69	5.04	992	1.90	3.42	657	1.59	2.56	10.9	12.4	14.5	16.5	19.0	23.5
1.76	4.2	7.4	1986	5.35	9.05	993	4.17	5.80	658	3.20	4.22	9.1	10.7	12.7	14.7	17.2	21.7
1.77	6.2	11.0	1973	12.52	17.45	986	9.47	11.39	654	7.04	8.21	—	—	—	—	12.7	17.2
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.74	0.76	0.79	0.81	0.84	0.88
1.77	7.0	12.4	1976	14.46	20.07	988	11.42	13.50	655	8.50	9.74	—	—	—	—	—	15.4
1.78	3.6	6.4	1969	2.65	6.08	984	2.48	4.03	652	2.00	2.98	10.5	12.0	14.0	16.0	18.5	23.0
1.79	3.8	6.8	1956	3.58	7.09	978	3.05	4.62	648	2.41	3.40	10.0	11.5	13.5	15.5	18.0	22.5
1.79	4.8	8.6	1953	7.83	11.83	977	5.83	7.53	647	4.38	5.44	—	9.2	11.2	13.2	15.8	20.3
1.79	8.6	15.4	+	+	+	977	15.03	17.46	648	11.32	12.71	—	—	—	—	—	—
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.74	0.76	0.79	0.82	0.84	0.89
1.81	5.2	9.4	1936	9.33	13.57	968	6.90	8.66	642	5.16	6.24	—	—	10.2	12.3	14.8	19.3
1.82	3.4	6.2	1919	1.71	5.06	960	1.91	3.43	636	1.60	2.57	10.8	12.3	14.3	16.3	18.8	23.3
1.82	4.4	8.0	1925	6.22	10.01	962	4.74	6.38	638	3.60	4.63	8.5	10.0	12.0	14.0	16.6	21.1
1.82	6.8	12.4	1919	14.05	19.47	960	10.95	12.98	636	8.15	9.37	—	—	—	—	—	15.6
1.83	3.6	6.6	1909	2.67	6.09	955	2.49	4.03	633	2.01	2.99	10.3	11.8	13.8	15.8	18.3	22.8
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.74	0.76	0.79	0.82	0.84	0.89
1.83	6.0	11.0	1909	11.97	16.74	955	8.97	10.86	633	6.67	7.82	—	—	—	—	12.8	17.4
1.84	3.8	7.0	1900	3.60	7.11	950	3.06	4.63	630	2.41	3.40	9.8	11.3	13.3	15.3	17.8	22.4
1.84	7.4	13.6	+	+	+	952	12.37	14.53	631	9.23	10.50	—	—	—	—	—	14.1
1.85	4.0	7.4	1892	4.51	8.10	946	3.63	5.22	627	2.81	3.82	9.3	10.8	12.8	14.8	17.4	21.9
1.86	8.6	16.0	+	+	+	941	15.04	17.47	623	11.32	12.72	—	—	—	—	—	—
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.73	0.76	0.79	0.81	0.84	0.88
1.87	4.6	8.6	1872	7.06	10.95	936	5.29	6.97	620	4.00	5.04	—	9.3	11.4	13.4	15.9	20.4
1.88	3.4	6.4	1859	1.73	5.07	930	1.92	3.44	616	1.61	2.57	10.6	12.1	14.1	16.1	18.6	23.2
1.88	5.0	9.4	1862	8.62	12.73	931	6.38	8.11	617	4.78	5.85	—	—	10.4	12.4	14.9	19.5
1.88	6.6	12.4	1863	13.60	18.85	931	10.47	12.47	617	7.79	8.99	—	—	—	—	—	15.7
1.89	3.6	6.8	1853	2.69	6.11	926	2.50	4.04	614	2.01	2.99	10.1	11.6	13.6	15.7	18.2	22.7
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.74	0.76	0.79	0.81	0.84	0.88
1.90	4.2	8.0	1837	5.39	9.08	919	4.20	5.81	609	3.22	4.23	8.6	10.1	12.2	14.2	16.7	21.2
1.90	5.8	11.0	1845	11.38	16.01	923	8.47	10.33	612	6.31	7.44	—	—	—	10.4	12.9	17.5
1.92	8.0	15.4	+	+	+	909	13.74	16.03	603	10.29	11.63	—	—	—	—	—	—
1.94	3.4	6.6	1803	1.75	5.09	902	1.93	3.45	598	1.61	2.57	10.4	11.9	14.0	16.0	18.5	23.0
1.94	3.6	7.0	1800	2.70	6.12	900	2.50	4.05	597	2.02	2.99	9.9	11.4	13.5	15.5	18.0	22.5
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.72	0.75	0.78	0.80	0.83	0.88
1.94	6.4	12.4	1806	13.11	18.19	903	9.99	11.95	599	7.43	8.61	—	—	—	—	—	15.9
1.94	7.0	13.6	1801	14.51	20.11	901	11.44	13.52	597	8.52	9.76	—	—	—	—	—	14.3
1.95	3.8	7.4	1797	3.63	7.13	899	3.08	4.64	596	2.42	3.41	9.4	11.0	13.0	15.0	17.5	22.0
1.95	4.4	8.6	1791	6.26	10.04	895	4.76	6.40	593	3.62	4.64	—	9.5	11.5	13.5	16.1	20.6
1.96	4.8	9.4	1787	7.87	11.87	894	5.85	7.55	592	4.40	5.45	—	—	10.5	12.5	15.1	19.6
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.73	0.75	0.78	0.81	0.84	0.88
1.96	5.6	11.0	1782	10.75	15.24	891	7.96	9.78	591	5.93	7.05	—	—	—	10.5	13.1	17.7
1.96	9.4	18.4	+	+	+	894	16.70	19.33	593	12.68	14.16	—	—	—	—	—	—
2.00	3.4	6.8	1750	1.76	5.10	875	1.93	3.45	580	1.61	2.58	10.2	11.8	13.8	15.8	18.3	22.8
2.00	4.0	8.0	1750	4.54	8.13	875	3.65	5.24	580	2.83	3.83	8.7	10.3	12.3	14.3	16.9	21.4
2.00	6.2	12.4	1750	12.58	17.50	875	9.50	11.42	580	7.06	8.22	—	—	—	—	11.4	16.0
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.73	0.76	0.79	0.81	0.84	0.88
2.00	6.8	13.6	1750	14.09	19.51	875	10.97	13.00	580	8.16	9.38	—	—	—	—	—	14.5
2.00	8.0	16.0	+	+	+	875	13.75	16.04	580	10.30	11.63	—	—	—	—	—	—
2.04	4.6	9.4	1713	7.09	10.98	856	5.31	6.98	568	4.01	5.05	—	—	10.6	12.7	15.2	19.8
2.04	5.4	11.0	1718	10.09	14.45	859	7.45	9.24	569	5.56	6.66	—	—	—	10.7	13.2	17.8
2.05	4.2	8.6	1709	5.42	9.11	855	4.21	5.83	567	3.23	4.24	—	9.6	11.6	13.7	16.2	20.7
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.74	0.77	0.80	0.83	0.87
2.06	3.4	7.0	1700	5.10	5.10	850	1.94	3.46	563	1.62	2.58	10.1	11.6	13.6	15.6	18.1	22.7
2.06	3.6	7.4	1703	2.72	6.14	851	2.51	4.06	564	2.02	3.00	9.6	11.1	13.1	15.1	17.7	22.2
2.06	6.6	13.6	1699	13.64	18.88	849	10.49	12.48	563	7.80	9.00	—	—	—	—	—	14.6
2.07	6.0	12.4	1694	12.02	16.79	847	9.00	10.88	561	6.69	7.84	—	—	—	—	11.5	16.1
2.08	7.4	15.4	+	+	+	841	12.40	14.55	557	9.25	10.52	—	—	—	—	—	—
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.73	0.75	0.78	0.81	0.84	0.88

B = STANDARD V-BELT
 BX = COGGED/NOTCHED V-BELT
 + IF RIM SPEED EXCEEDS 6500 FEET PER MINUTE, CONSULT *Martin*.



Stock Drive Selection B

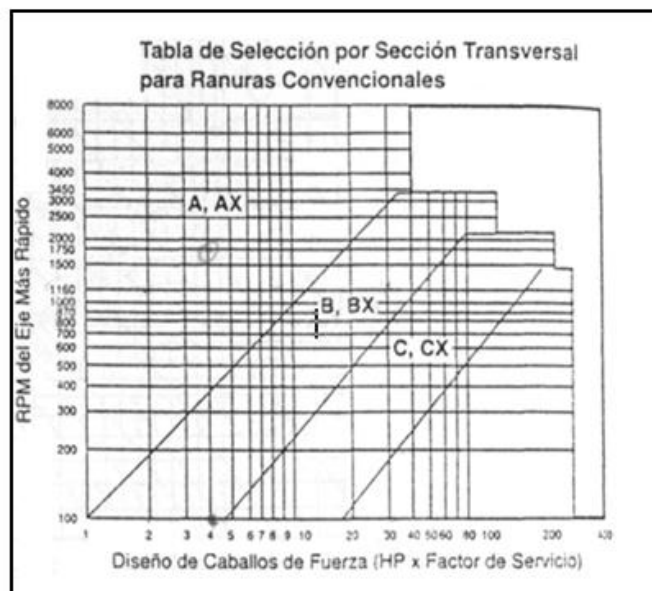
Nominal Center Distances And Arc-Length Correction Factor														Sheave Combination		Speed Ratio
B/BX Belt Length Designation														Driver P.D.	Driven P.D.	
68	75	81	85	90	97	105	112	120	128	158	180	210	240	300		
23.2	26.7	29.7	31.7	34.2	37.7	41.7	45.2	49.2	53.2	68.2	79.3	94.3	108.5	138.5	5.4	9.4
26.2	29.7	32.7	34.7	37.2	40.7	44.7	48.2	52.2	56.2	71.2	82.2	97.2	111.5	141.5	4.0	7.0
27.5	31.0	34.0	36.0	38.5	42.0	46.0	49.5	53.5	57.5	72.5	83.5	98.5	112.8	142.8	3.4	6.0
25.7	29.2	32.2	34.3	36.8	40.3	44.3	47.8	51.8	55.8	70.8	81.8	96.8	111.0	141.0	4.2	7.4
21.3	24.8	27.8	29.8	32.3	35.8	39.8	43.3	47.3	51.3	66.3	77.4	92.4	106.6	136.6	6.2	11.0
0.92	0.94	0.96	0.97	0.99	1.01	1.03	1.05	1.06	1.08	1.13	1.17	1.21	1.24	1.30		
19.5	23.0	26.0	28.0	30.5	34.1	38.1	41.6	45.6	49.6	64.6	75.6	90.6	104.9	134.9	7.0	12.4
27.0	30.5	33.5	35.5	38.0	41.5	45.5	49.0	53.0	57.0	72.0	83.0	98.0	112.3	142.3	3.6	6.4
26.5	30.0	33.0	35.0	37.5	41.0	45.0	48.6	52.6	56.6	71.6	82.6	97.6	111.8	141.8	3.8	6.8
24.3	27.8	30.8	32.8	35.3	38.8	42.8	46.3	50.3	54.3	69.3	80.4	95.4	109.6	139.6	4.8	8.6
15.7	19.3	22.3	24.3	26.8	30.4	34.4	37.9	41.9	45.9	61.0	72.0	87.0	101.2	131.3	8.6	15.4
0.92	0.94	0.96	0.98	0.99	1.01	1.03	1.05	1.06	1.08	1.13	1.17	1.21	1.24	1.30		
23.3	26.9	29.9	31.9	34.4	37.9	41.9	45.4	49.4	53.4	68.4	79.4	94.4	108.7	138.7	5.2	9.4
27.3	30.8	33.8	35.8	38.3	41.8	45.8	49.3	53.3	57.3	72.3	83.3	98.3	112.6	142.6	3.4	6.2
25.1	28.6	31.6	33.6	36.1	39.6	43.6	47.1	51.1	55.1	70.1	81.1	96.1	110.4	140.4	4.4	8.0
19.6	23.2	26.2	28.2	30.7	34.2	38.2	41.7	45.7	49.7	64.8	75.8	90.8	105.0	135.0	6.8	12.4
26.8	30.4	33.4	35.4	37.9	41.4	45.4	48.9	52.9	56.9	71.9	82.9	97.9	112.1	142.1	3.6	6.6
0.92	0.94	0.96	0.98	0.99	1.01	1.03	1.05	1.06	1.08	1.14	1.17	1.21	1.24	1.30		
21.4	24.9	27.9	29.9	32.5	36.0	40.0	43.5	47.5	51.5	66.5	77.5	92.5	106.8	136.8	6.0	11.0
26.4	29.9	32.9	34.9	37.4	40.9	44.9	48.4	52.4	56.4	71.4	82.4	97.4	111.7	141.7	3.8	7.0
18.1	21.7	24.7	26.7	29.2	32.8	36.8	40.3	44.3	48.3	63.3	74.3	89.3	103.6	133.6	7.4	13.6
25.9	29.4	32.4	34.4	36.9	40.4	44.4	47.9	51.9	55.9	70.9	81.9	96.9	111.2	141.2	4.0	7.4
15.1	18.7	21.8	23.8	26.3	29.8	33.8	37.4	41.4	45.4	60.5	71.5	86.5	100.8	130.8	8.6	16.0
0.92	0.94	0.96	0.97	0.99	1.01	1.03	1.05	1.06	1.08	1.13	1.17	1.21	1.24	1.30		
24.5	28.0	31.0	33.0	35.5	39.0	43.0	46.5	50.5	54.5	69.5	80.5	95.5	109.8	139.8	4.6	8.6
27.2	30.7	33.7	35.7	38.2	41.7	45.7	49.2	53.2	57.2	72.2	83.2	98.2	112.4	142.4	3.4	6.4
23.5	27.0	30.0	32.0	34.5	38.0	42.0	45.5	49.5	53.5	68.5	79.5	94.5	108.8	138.8	5.0	9.4
19.8	23.3	26.3	28.3	30.8	34.3	38.3	41.8	45.8	49.8	64.8	75.8	90.8	105.1	135.1	6.6	12.4
26.7	30.2	33.2	35.2	37.7	41.2	45.2	48.7	52.7	56.7	71.7	82.7	97.7	112.0	142.0	3.6	6.8
0.92	0.94	0.96	0.98	0.99	1.01	1.03	1.05	1.06	1.08	1.13	1.17	1.21	1.24	1.30		
25.2	28.8	31.8	33.8	36.3	39.8	43.8	47.3	51.3	55.3	70.3	81.3	96.3	110.6	140.6	4.2	8.0
21.5	25.1	28.1	30.1	32.6	36.1	40.1	43.6	47.6	51.6	66.6	77.6	92.6	106.9	136.9	5.8	11.0
16.1	19.7	22.7	24.7	27.3	30.8	34.8	38.3	42.4	46.4	61.4	72.4	87.4	101.7	131.7	8.0	15.4
27.0	30.5	33.5	35.5	38.0	41.5	45.5	49.0	53.0	57.0	72.0	83.0	98.0	112.3	142.3	3.4	6.6
26.5	30.0	33.0	35.0	37.5	41.0	45.0	48.5	52.5	56.5	71.5	82.5	97.5	111.8	141.8	3.6	7.0
0.91	0.94	0.96	0.97	0.99	1.01	1.03	1.04	1.06	1.08	1.13	1.17	1.21	1.24	1.30		
19.9	23.4	26.5	28.5	31.0	34.5	38.5	42.0	46.0	50.0	65.0	76.1	91.1	105.3	135.4	6.4	12.4
18.4	22.0	25.0	27.0	29.5	33.1	37.1	40.6	44.6	48.6	63.6	74.6	89.6	103.9	133.9	7.0	13.6
26.0	29.5	32.6	34.6	37.1	40.6	44.6	48.1	52.1	56.1	71.1	82.1	97.1	111.3	141.3	3.8	7.4
24.6	28.1	31.1	33.1	35.6	39.1	43.1	46.6	50.6	54.6	69.6	80.7	95.7	109.9	139.9	4.4	8.6
23.6	27.1	30.2	32.2	34.7	38.2	42.2	45.7	49.7	53.7	68.7	79.7	94.7	109.0	139.0	4.8	9.4
0.91	0.94	0.96	0.97	0.99	1.01	1.03	1.04	1.06	1.08	1.13	1.17	1.21	1.24	1.30		
21.7	25.2	28.2	30.2	32.8	36.3	40.3	43.8	47.8	51.8	66.8	77.8	92.8	107.1	137.1	5.6	11.0
—	15.9	19.0	21.1	23.6	27.2	31.2	34.8	38.8	42.8	57.9	68.9	83.9	98.2	128.2	9.4	18.4
26.8	30.3	33.3	35.3	37.9	41.4	45.4	48.9	52.9	56.9	71.9	82.9	97.9	112.1	142.1	3.4	6.8
25.4	28.9	31.9	33.9	36.4	39.9	43.9	47.4	51.4	55.4	70.4	81.4	96.4	110.7	140.7	4.0	8.0
20.1	23.6	26.6	28.6	31.1	34.7	38.7	42.2	46.2	50.2	65.2	76.2	91.2	105.5	135.5	6.2	12.4
0.92	0.94	0.96	0.97	0.99	1.01	1.03	1.05	1.06	1.08	1.13	1.17	1.21	1.24	1.30		
18.6	22.1	25.1	27.2	29.7	33.2	37.2	40.7	44.7	48.7	63.7	74.7	89.7	104.1	134.1	6.8	13.6
15.5	19.1	22.2	24.2	26.8	30.3	34.3	37.8	41.8	45.8	60.8	71.8	86.8	101.2	131.2	8.0	16.0
23.8	27.3	30.3	32.3	34.8	38.3	42.3	45.8	49.8	53.8	68.8	79.8	94.8	109.1	139.1	4.6	9.4
21.8	25.4	28.4	30.4	32.9	36.4	40.4	43.9	47.9	51.9	66.9	77.9	92.9	107.2	137.2	5.4	11.0
24.7	28.3	31.3	33.3	35.8	39.3	43.3	46.8	50.8	54.8	69.8	80.8	95.8	110.1	140.1	4.2	8.6
0.91	0.94	0.96	0.97	0.98	1.00	1.02	1.04	1.06	1.08	1.13	1.17	1.20	1.24	1.30		
26.2	30.2	33.2	35.2	37.7	41.2	45.2	48.7	52.7	56.7	71.7	82.7	97.7	112.0	142.0	3.4	7.0
26.2	29.7	32.7	34.7	37.2	40.7	44.7	48.2	52.2	56.2	71.2	82.2	97.2	111.5	141.5	3.6	7.4
18.7	22.3	25.3	27.3	29.8	33.4	37.4	40.9	44.9	48.9	63.9	75.0	90.0	104.2	134.2	6.6	13.6
20.2	23.7	26.8	28.8	31.3	34.8	38.8	42.3	46.3	50.3	65.4	76.4	91.4	105.7	135.7	6.0	12.4
16.5	20.1	23.1	25.2	27.7	31.2	35.2	38.7	42.7	46.7	61.7	72.7	87.7	102.0	132.0	7.4	15.4
0.91	0.94	0.96	0.97	0.99	1.01	1.03	1.04	1.06	1.08	1.13	1.17	1.21	1.24	1.30		

FOR BELT SIZES NOT SHOWN, INTERPOLATE FOR ADDITIONAL CENTER DISTANCE.

Mínimos Diámetros Recomendados

CABALLO DE FUERZA DEL MOTOR	RPM DEL MOTOR					
	575	695	870	1160	1750	3450
.50	2.50	2.50	2.50	—	—	—
.75	3.00	2.50	2.50	2.50	—	—
1.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25	—
1.50	3.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25
2.00	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50	2.50
3.00	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50
5.00	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50
7.50	4.25	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00
10.00	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75	3.00
15.00	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75
20.00	8.25	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50
25.00	9.00	8.25	6.75	6.00	4.50	4.50*
30.00	10.00	9.00	6.75	6.75	5.25	—
40.00	10.00	10.00	8.25	6.75	6.00	—
50.00	11.00	10.00	9.00	8.25	6.75	—
60.00	12.00	11.00	10.00	9.00	7.50	—
75.00	14.00	13.00	10.00	10.00	9.00	—
100.00	18.00	15.00	13.00	13.00	10.00	—
125.00	20.00	18.00	15.00	13.00	11.00	—
150.00	22.00	20.00	18.00	13.00	—	—
200.00	22.00	22.00	22.00	—	—	—
250.00	22.00	22.00	—	—	—	—
300.00	27.00	27.00	—	—	—	—

FACTORES DE SERVICIOS TÍPICOS							
TIPOS DE MAQUINAS DE TRANSMISION		TIPOS DE UNIDADES MOTRICES					
Los tipos de máquinas de transmisión anotados a continuación son sólo ejemplos representativos. Seleccione de la siguiente lista la categoría que más se aproxime a su selección. SI SE UTILIZAN RUEDAS LOCAS, AÑADA LO SIGUIENTE AL FACTOR DE SERVICIO: Rueda Loca en el lado suelto (adentro) Ninguno Rueda Loca en el lado suelto (afuera) 0.1 Rueda Loca en el lado apretado (adentro) 0.1 Rueda Loca en el lado apretado (afuera) 0.2		MOTORES ELECTRICOS AC Torque Norma Jaula de Aradura y sincrónico AC Fase Split DC Motor en derivación Motores de Combustión Interna			MOTORES ELECTRICOS AC Torque-Alto AC Hi-Slip AC Repulsión-Inducción AC Fase Simple Devanado en serie AC Anillo Slip DC Devanado Compuesto		
		SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para líquidos Sopletes y aspiradoras Bombas centrífugas y Compresoras Ventiladores de más de 10 caballos de fuerza Transportadores de trabajo ligero		1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Transportadores de Banda para arena, grano, etc. Mezcladores de masa Ventiladores de más de 10 caballos de fuerza Generadores Ejes de línea Máquinas de lavandería Herramientas para máquinas Cizallas, Prensas, Puncadoras Máquinas de imprenta Bombas de Rotación para Reemplazo Positivo Revolvedoras y Cribas		1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Máquinas para ladrillos Elevadores de canchiones Excitadores Compresores de Pistones Transportadores (Drogas, Helicoidales, Tabillas) Molinos de martillo Batidores de Molinos de Papel Bombas para Pistones Sopletes para Reemplazo Positivo Pulverizadores Máquinas para madera y sierras Máquinas textiles		1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradores (Giratorios, Mortazas, Roladores) Molinos (Bolas, Roladoras, Laminadoras) Gruas Calandrias de hula — Extrusoras — molinos		1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6
Equipo con ahogador		2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

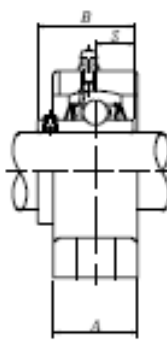
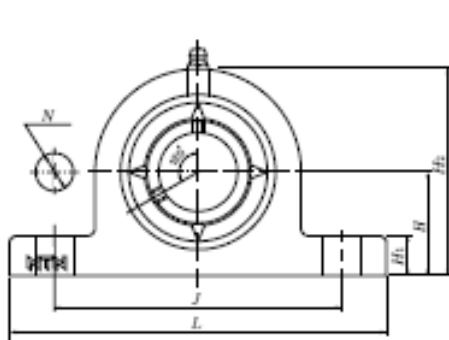


APÉNDICE E

TABLAS DEL CATÁLOGO DE CHUMACERAS NTN

Pillow Block Unit; UCPG2 series

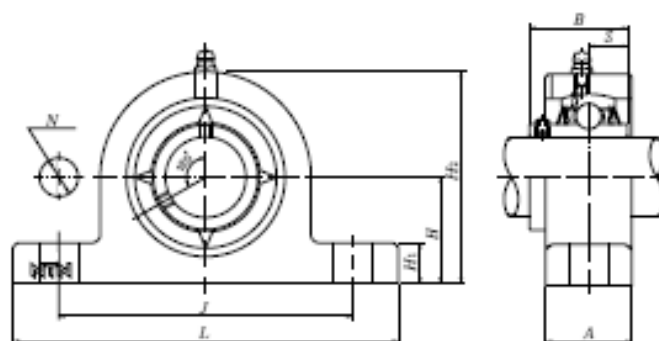
Cylindrical bore with set screw



Bore dia. mm	Part number	Boundary dimensions mm									Nominal bolt dia.	Insert bearing number	Basic dynamic rated load kN C _r	Basic static rated load kN C _{0r}	Housing part number	Mass kg (max.)			
H	L	J	A	N	H ₁	H ₂	B	S											
12	UCPG201D1	30.2	127	95	25	12	14	62	31	12.7	M10	UC201D1	12.8	6.65	PG203D1	0.7			
15	UCPG202D1											UC202D1							
17	UCPG203D1											UC203D1							
20	UCPG204D1	33.3	65	UC204D1	PG204D1														
25	UCPG205D1	36.5		140	105	30	15	71	34	14.3	UC205D1	14.0	7.85	PG205D1	0.8				
30	UCPG206D1	42.9		165	121	35	17	83	38.1	15.9	M14	UC206D1	19.5	11.3	PG206D1	1.3			
35	UCPG207D1	47.6	167	127	17		18	93	42.9	17.5		UC207D1	25.7	15.3	PG207D1	1.6			
40	UCPG208D1	49.2	184	137				40	98	49.2		19	M16	UC208D1	29.1	17.8	PG208D1	1.9	
45	UCPG209D1	54	190	146		20								106	UC209D1	32.5	20.4	PG209D1	2.2
50	UCPG210D1	57.2	206	159	45	19	21				114			51.6	M20	UC210D1	35.0	23.2	PG210D1
55	UCPG211D1	63.5	219	171			23	126	55.6	22.2	M22	UC211D1		43.5		29.2	PG211D1	3.3	
60	UCPG212D1	69.8	241	184			50	25	138	65.1		25.4	UC212D1	52.5		36.0	PG212D1	4.6	
65	UCPG213D1	76.2	265	203	27	151							M20	UC213D1		57.5	40.0	PG213D1	5.9
70	UCPG214D1	79.4	266	210		55								157	74.6	30.2	UC214D1	62.0	44.0
75	UCPG215D1	82.6	275	217			24	28	163	77.8	M20	UC215D1					66.0	49.5	PG215D1
80	UCPG216D1	88.9	292	232	60			30	175	82.6		UC216D1					72.5	53.0	PG216D1
85	UCPG217D1	95.2	310	247		32		187	85.7	34.1		UC217D1	83.5	64.0	PG217D1	11			
90	UCPG218D1	101.6	327	262		65	26	33	200	96		39.7	UC218D1	96.0	71.5	PG218D1	13		

Pillow Block Unit; UCPG3 series

Cylindrical bore with set screw



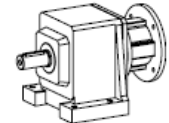
Bore dia. mm	Part number	Boundary dimensions mm									Nominal bolt dia.	Insert bearing number	Basic dynamic rated load kN C _r	Basic static rated load kN C _{0r}	Housing part number	Mass kg (Ref.)
		H	L	J	A	N	H ₁	H ₂	B	S						
25	UCPG305D1	45	175	132	35	17	15	85	38	15	M14	UC305D1	21.2	10.9	PG305D1	1.4
30	UCPG306D1	50	180	140			18	95	43	17		UC306D1	26.7	15.0	PG306D1	1.8
35	UCPG307D1	56	210	160			20	106	48	19		UC307D1	33.5	19.1	PG307D1	2.8
40	UCPG308D1	60	220	170			45	22	116			52	UC308D1	40.5	24.0	PG308D1
45	UCPG309D1	67	245	190	50	19	24	129	57	22	M16	UC309D1	53.0	32.0	PG309D1	4.1
50	UCPG310D1	75	275	212	55		27	143	61			UC310D1	62.0	38.5	PG310D1	5.8
55	UCPG311D1	80	310	236	60		30	154	66	25		UC311D1	71.5	45.0	PG311D1	7.4
60	UCPG312D1	85	330	250	65	24	32	165	71	26	M20	UC312D1	82.0	52.0	PG312D1	9.4
65	UCPG313D1	90	340	260			33	176	75	30		UC313D1	92.5	60.0	PG313D1	10
70	UCPG314D1	95	360	280	75	26	35	187	78	33	M22	UC314D1	104	68.0	PG314D1	12
75	UCPG315D1	100	380	290				198	82	32		UC315D1	113	77.0	PG315D1	14
80	UCPG316D1	106	400	300		80	40	210	86	34	M27	UC316D1	123	86.5	PG316D1	18
85	UCPG317D1	112	420	320				220	96	40		UC317D1	133	97.0	PG317D1	20
90	UCPG318D1	118	430	330			235	41		UC318D1		143	107	PG318D1	24	
95	UCPG319D1	125	470	360	90	35	45	250	103	41	M30	UC319D1	153	119	PG319D1	29
100	UCPG320D1	140	490	380			50	275	108	42		UC320D1	173	141	PG320D1	35
105	UCPG321D1						280	112	44	UC321D1		184	153	PG321D1		
110	UCPG322D1	150	520	400	100	38	55	300	117	46	M33	UC322D1	205	179	PG322D1	45
120	UCPG324D1	160	570	450			65	320	126	51		UC324D1	207	185	PG324D1	55
130	UCPG326D1	180	600	480			75	355	135	54		UC326D1	229	214	PG326D1	72
140	UCPG328D1	200	620	500				390	145	59		UC328D1	253	246	PG328D1	89

APÉNDICE F

TABLAS DEL CATÁLOGO STOBER PARA REDUCTORES DE VELOCIDAD



"C" Series—Concentric Helical MGS Reducer Selection Data



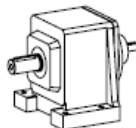
- NOTE: ① Complete Base Module Part Number by adding Housing Style. Example: C302N0560.
② Select Input Option and add to completed Part Number. See below.
③ Overhung Load is measured at the center of the shaft extension.
④ Other frame sizes may also be available. See page 150.

See pages 36 to 51 for dimensions of "C" Series—Concentric Helical reducers.
See page 52 for backstop ratings.

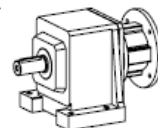
1750 RPM Input		Base Module ①	Input Options ②			Exact Ratio	Overhung Load ③		1450 RPM Input		1160 RPM Input		870 RPM Input	
Input HP	Output Torque in. lbs.		Motor Adapter ④	NEMA C-Frame	Input Shaft		Input Shaft lbs.	Output Shaft lbs.	Input HP	Output Torque in. lbs.	Input HP	Output Torque in. lbs.	Input HP	Output Torque in. lbs.
20 RPM		Output (Approximate) Continued							18 RPM		15 RPM		10 RPM	
1.13	3,100	C303_0800	MR163/050	56C	AW163/012	80.43	196	1,099	0.92	3,100	0.75	3,100	0.56	3,100
1.13	3,100	C303_0800	MR164/140	143/145TC	AW164/012	80.43	196	1,099	0.92	3,100	0.75	3,100	0.56	3,100
1.75	4,872	C403_0810	MR163/050	56C	AW163/012	80.81	196	2,139	1.43	4,872	1.16	4,872	0.87	4,872
1.75	4,872	C403_0810	MR164/140	143/145TC	AW164/012	80.81	196	2,139	1.43	4,872	1.16	4,872	0.87	4,872
2.18	6,075	C503_0810	MR163/050	56C	AW163/012	80.60	196	1,543	1.78	6,075	1.45	6,075	1.08	6,075
2.19	5,715	C613_0760	MR163/050	56C	AW163/012	75.81	196	3,907	1.79	5,715	1.45	5,715	1.09	5,715
2.19	6,606	C613_0880	MR163/050	56C	AW163/012	87.64	196	4,050	1.79	6,606	1.45	6,606	1.09	6,606
2.55	7,086	C503_0810	MR164/140	143/145TC	AW164/012	80.60	196	1,543	2.08	7,086	1.69	7,086	1.27	7,086
2.97	7,748	C613_0760	MR164/140	143/145TC	AW164/012	75.81	196	3,907	2.42	7,748	1.97	7,748	1.47	7,748
3.08	9,303	C613_0880	MR164/140	143/145TC	AW164/012	87.64	196	4,050	2.52	9,303	2.04	9,303	1.53	9,303
3.74	11,515	C613_0890	MR205/180	182/184TC	AW205/014	88.78	333	4,050	3.06	11,515	2.48	11,515	1.86	11,515
4.86	12,844	C613_0770	MR205/180	182/184TC	AW205/014	76.79	333	3,920	3.97	12,844	3.22	12,844	2.41	12,844
5.76	17,716	C713_0890	MR256/210	213/215TC	AW256/102	89.42	680	5,400	4.71	17,716	3.82	17,716	2.86	17,716
6.73	18,728	C713_0810	MR205/180	182/184TC	AW205/014	80.96	333	5,293	5.88	20,032	5.06	21,259	3.80	21,259
7.72	21,259	C713_0800	MR256/210	213/215TC	AW256/102	79.73	680	5,279	6.31	21,259	5.12	21,259	3.84	21,259
7.98	21,761	C813_0790	MR205/180	182/184TC	AW205/014	79.34	333	6,582	6.52	21,761	5.29	21,761	3.97	21,761
10.40	31,889	C813_0890	MR256/210	213/215TC	AW256/102	89.44	680	6,750	8.47	31,889	6.87	31,889	5.15	31,889
13.60	36,631	C813_0780	MR256/210	213/215TC	AW256/102	78.13	680	6,558	11.30	37,204	9.18	37,204	6.88	37,204
19 RPM		Output (Approximate) Continued Next Page							16 RPM		13 RPM		10 RPM	
0.33	1,063	C103_0920	MR141/050	56C	AW141/010	92.13	98	607	0.27	1,063	0.22	1,063	0.17	1,063
0.33	1,063	C103_0920	MR142/050	56C	AW142/010	92.13	98	607	0.27	1,063	0.22	1,063	0.17	1,063
0.56	1,772	C203_0920	MR141/050	56C	AW141/010	92.40	98	855	0.46	1,772	0.37	1,772	0.28	1,772
0.56	1,772	C203_0920	MR142/050	56C	AW142/010	92.40	98	855	0.46	1,772	0.37	1,772	0.28	1,772
0.57	1,772	C203_0910	MR163/050	56C	AW163/012	91.22	196	855	0.46	1,772	0.37	1,772	0.28	1,772
0.57	1,772	C203_0910	MR164/140	143/145TC	AW164/012	91.22	196	855	0.46	1,772	0.37	1,772	0.28	1,772
0.57	1,804	C303_0920	MR141/050	56C	AW141/010	91.93	98	1,125	0.46	1,804	0.38	1,804	0.28	1,804
0.98	3,100	C303_0920	MR142/050	56C	AW142/010	91.93	98	1,125	0.80	3,100	0.65	3,100	0.49	3,100
0.99	3,100	C303_0910	MR163/050	56C	AW163/012	90.76	196	1,125	0.81	3,100	0.66	3,100	0.49	3,100
0.99	3,100	C303_0910	MR164/140	143/145TC	AW164/012	90.76	196	1,125	0.81	3,100	0.66	3,100	0.49	3,100
1.57	4,872	C403_0900	MR163/050	56C	AW163/012	90.32	196	2,182	1.28	4,872	1.04	4,872	0.78	4,872
1.57	4,872	C403_0900	MR164/140	143/145TC	AW164/012	90.32	196	2,182	1.28	4,872	1.04	4,872	0.78	4,872
2.19	6,808	C503_0900	MR163/050	56C	AW163/012	90.32	196	1,575	1.79	6,808	1.45	6,808	1.09	6,808
2.28	7,086	C503_0900	MR164/140	143/145TC	AW164/012	90.32	196	1,575	1.86	7,086	1.51	7,086	1.13	7,086

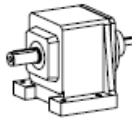
Part No. Explanation

C 3 0 2 N 0620 AW 142 / 012
Unit No. Concentric Helical
Generation No.
No. of Gear Reductions
Housing Style
Ratio (0620 = 62.0:1)
Input Shaft
Flange No.
Shaft Dia. (1/16 in.; example-012=1/16 or 3/16)



C 3 0 2 N 0620 MR 162 / 140
Unit No. Concentric Helical
Generation No.
No. of Reductions
Housing Style
Ratio (0620 = 62.0:1)
Motor Adapter
Flange No.
Motor Frame Size (140=143/145TC)





"C" Series—MGS Dimensional Data Concentric Helical with Input Shaft

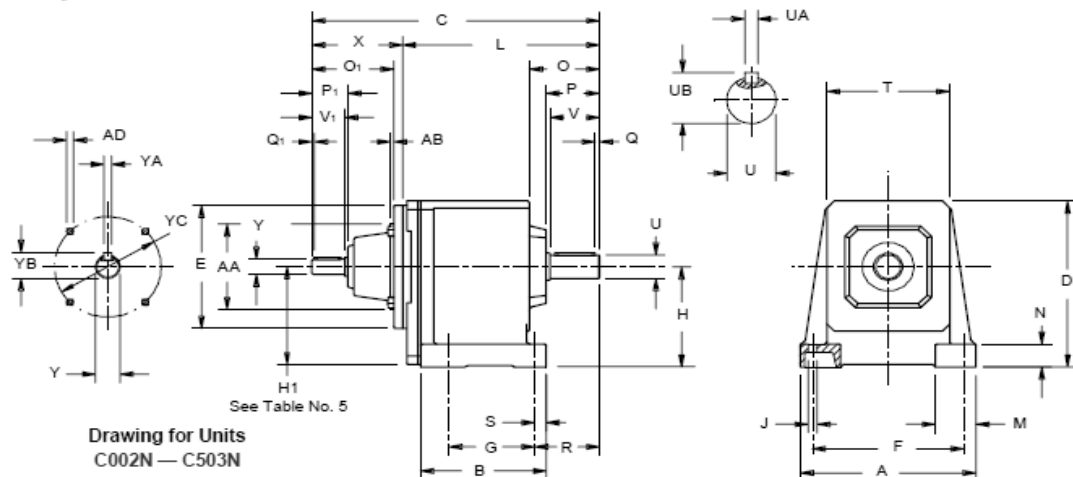


Table No. 1 "C" Series – Foot Mounting Unit Dimensions (Inches) – "N" Housing Style

Base Module	A	B	D	F	G	H	J	M	N	O	P	Q	R
C002	5.20	3.74	5.87	4.33	2.44	3.23	.28	1.38	.79	2.24	1.73	.16	2.17
C102/C103	6.93	4.65	6.97	5.91	2.76	4.02	.35	1.65	.98	2.72	2.13	.16	2.64
C202/C203	7.87	5.31	7.68	6.69	3.35	4.53 (1)	.43	1.97	1.18	3.39	2.56	.16	3.11
C302/C303	8.46	6.06	8.46	7.28	4.13	5.12 (1)	.43	1.97	1.18	3.35	2.56	.16	3.11
C402/C403	10.04	7.09	9.65	8.66	4.33	5.71	.55	2.36	1.38	4.17	3.39	.16	4.13
C502/C503	11.42	7.76	11.42	9.65	5.12	6.69	.71	2.76	1.57	4.21	3.39	.16	4.25
C612/C613	11.81	10.43	12.40	9.65	8.46	7.87 (1)	.71	2.95	1.57	6.02	4.17	.20	5.12
C712/C713	14.37	11.22	14.76	11.81	9.25	9.25 (1)	.71	3.54	1.97	7.28	5.00	.20	6.42
C812/C813	17.13	14.17	17.72	13.39	11.81	11.42	.87	3.74	2.17	8.58	5.83	.39	7.48
C912/C913	20.08	16.14	20.87	15.75	13.39	13.39	1.02	4.33	2.36	10.08	7.01	.39	8.74

Table No. 2

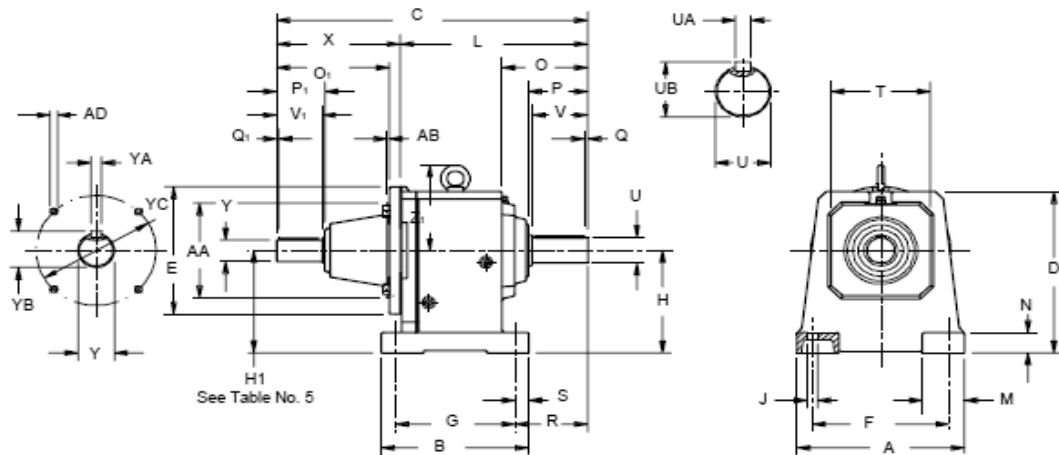
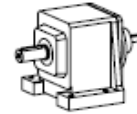
Base Module	S	T	U	V	Z ₁	UA – Key	UB
C002	.43	3.82	.7500	1.57	—	$\frac{3}{16} \times \frac{3}{16} \times \frac{1}{16}$	.83
C102/C103	.51	5.12	1.0000	1.97	—	$\frac{1}{4} \times \frac{1}{4} \times \frac{1}{16}$	1.11
C202/C203	.55	5.59	1.2500	2.36	—	$\frac{1}{4} \times \frac{1}{4} \times \frac{1}{16}$	1.36
C302/C303	.55	6.06	1.2500	2.36	—	$\frac{1}{4} \times \frac{1}{4} \times \frac{1}{16}$	1.36
C402/C403	.75	7.01	1.6250	3.15	—	$\frac{3}{16} \times \frac{3}{16} \times \frac{2}{16}$	1.79
C502/C503	.87	7.68	1.6250	3.15	—	$\frac{3}{16} \times \frac{3}{16} \times \frac{2}{16}$	1.79
C612/C613	.98	8.86	2.1250	3.94	6.57	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2} \times \frac{3}{16}$	2.35
C712/C713	.98	10.43	2.3750	4.72	7.91	$\frac{5}{16} \times \frac{5}{16} \times \frac{3}{16}$	2.65
C812/C813	1.14	12.20	2.8750	5.51	8.70	$\frac{3}{4} \times \frac{3}{4} \times \frac{4}{16}$	3.21
C912/C913	1.34	14.37	3.6250	6.69	10.24	$\frac{7}{8} \times \frac{7}{8} \times \frac{5}{16}$	4.01

Table No. 3 "C" Series – Foot Mounting Unit Dimensions (Inches) – "N" Housing Style

Input Shaft	E	O ₁	P ₁	Q ₁	V ₁	X	Y	AA	AB	AD	YA – Key	YB	YC	Wt. lbs.
AW14 /010	5.51	3.58	1.38	.12	1.25	4.02	.6250	3.740	.16	M8	$\frac{3}{16} \times \frac{3}{16} \times \frac{3}{16}$	.71	4.53	8
AW16 /012	6.30	4.21	1.69	.12	1.50	4.69	.7500	4.331	.18	M8	$\frac{3}{16} \times \frac{3}{16} \times \frac{1}{16}$	.83	5.12	12
AW20 /014	7.87	5.00	1.97	.16	1.75	5.51	.8750	5.118	.16	M10	$\frac{3}{16} \times \frac{3}{16} \times \frac{1}{16}$	.96	6.50	18
AW25 /102	9.84	7.20	2.48	.20	2.25	7.80	1.1250	7.087	.16	M12	$\frac{1}{4} \times \frac{1}{4} \times \frac{1}{16}$	1.24	8.46	31
AW30 /110	11.81	8.39	3.54	.24	3.25	9.02	1.6250	9.055	.20	M12	$\frac{3}{16} \times \frac{3}{16} \times \frac{2}{16}$	1.79	10.43	51
AW35 /202	13.78	10.83	4.88	.28	4.50	11.81	2.1250	9.842	.24	M16	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2} \times \frac{3}{16}$	2.35	11.81	100



"C" Series—MGS Dimensional Data Concentric Helical with Input Shaft



Drawing for Units
C612N — C913N

Table No. 4 "C" Series – Foot Mounting Unit Dimensions (Inches) – "N" Housing Style

Base Module	AW14_/010		AW16_/012		AW20_/014		AW25_/102		AW30_/110		AW35_/202		Approx. Wt.(lbs.)
	C	L	C	L	C	L	C	L	C	L	C	L	
C002	10.08	6.06	10.91	6.22	—	—	—	—	—	—	—	—	18
C102	11.38	7.36	12.21	7.52	13.11	7.60	—	—	—	—	—	—	29
C103	12.84	8.82	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	34
C202	12.48	8.46	13.31	8.62	14.21	8.70	—	—	—	—	—	—	38
C203T	13.94	9.92	15.00	10.31	—	—	—	—	—	—	—	—	45
C302	—	—	14.06	9.37	14.96	9.45	17.37	9.57	—	—	—	—	49
C303T	14.69	10.67	15.75	11.06	—	—	—	—	—	—	—	—	56
C402	—	—	15.95	11.26	16.85	11.34	19.26	11.46	—	—	—	—	71
C403	—	—	17.64	12.95	—	—	—	—	—	—	—	—	78
C502	—	—	16.78	12.09	17.68	12.17	20.08	12.28	21.85	12.83	—	—	95
C503	—	—	18.47	13.78	—	—	—	—	—	—	—	—	111
C612T	—	—	—	—	18.62	13.11	21.03	13.23	22.76	13.74	—	—	115
C613T	—	—	19.45	14.76	21.06	15.55	—	—	—	—	—	—	159
C712	—	—	—	—	20.71	15.20	23.08	15.28	24.81	15.79	—	—	199
C713T	—	—	—	—	23.11	17.60	—	—	—	—	—	—	221
C812	—	—	—	—	—	—	25.71	17.91	27.05	18.03	30.94	19.33	322
C813	—	—	—	—	25.75	20.24	28.51	20.71	—	—	—	—	342
C912	—	—	—	—	—	—	—	—	30.08	21.06	33.58	21.97	596
C913	—	—	—	—	—	—	30.36	22.56	—	—	—	—	678

① See Table No. 5.

Table No. 5 "C" Series – Input Dimension (Inches)

Base	AW16_/012	AW20_/014	AW25_/102	AW30_/110
Module	H1	H1	H1	H1
C203	3.09	—	—	—
C303	3.66	—	—	—
C612	—	7.63	7.63	7.63
C613	—	—	7.63	—
C713	—	—	10.00	—

APÉNDICE G

TABLAS DEL CATÁLOGO SIEMENS PARA MOTORES ELÉCTRICOS



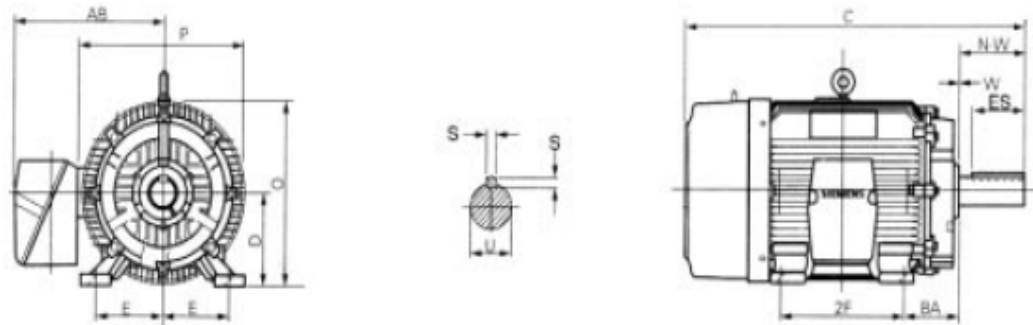
Motores trifásicos jaula de ardilla, eficiencia estándar

Construcción horizontal con patas, 60 Hz.
 220-230/440-480 V, motores tipo RGZ y RGZSD de armazones 143T al 256T.
 220/440 V motores tipo RGZ y RGZSD desde armazón 284T hasta 75HP.
 220/440 V motores tipo RGZZSD hasta 75 HP.
 440 V ó 480 V motores a partir de 100 HP.

TCCVE Servicio pesado A prueba de explosión			Tipo RGZ TCCVE Aisl. F - F.S. 1.15	Tipo RGZSD Servicio pesado Aisl. F - F.S. 1.15	Tipo RGZZSD Prueba de Explosión División 1 Cl.1-Grupo D Cl.2-Grupo F&G Aisl. B - F.S. 1.0
HP	RPM	Armazón	Cat. No.	Cat. No.	Cat. No.
0.5	900	143T	30000834	-	-
0.75	1800	143T	30000815	-	30001848
	1200	143T	30000826	HSF0091	30001855
	900	145T	30000900	-	-
1	3600	143T	30000804	-	30001842
	1800	143T	30000857	HSF0105	30001871
	1200	145T	30000890	HSF0518	30001890
	900	182T	30000948	HSG1106	30002158
1.5	3600	143T	30000845	HSF0119	30001865
	1800	145T	30000879	HSF0539	30001883
	1200	182T	30000940	HSG1113	30000048
	900	184T	30000981	HSG1824	30000049
2	3600	145T	30000868	HSF0574	30001877
	1800	145T	30000912	HSF0560	30001899
	1200	184T	30000973	HSG1831	30002157
	900	213T	30001024	HSF2191	30001727
3	3600	182T	30000923	HSG1155	30002153
	1800	182T	30000932	HSG1134	30001705
	1200	213T	30001013	HSF2198	30001722
	900	215T	30001071	HSF2758	30002176
5	3600	184T	30000957	HSG1866	30002154
	1800	184T	30000965	HSG1852	30002156
	1200	215T	30001060	HSF2772	30001743
	900	254T	30001118	HSI3290	30001763

Motores trifásicos

Dimensiones



NEMA	S	S	ES	C	D	E	2F	BA	N-W	O	P	W	AB	U	Peso aprox. en lbs.	
															RGZ	RGZZ
143T	.188	.188	1.38	12.2	3.50	2.75	4	2.25	2.25	6.93	7.7	.13	6.48	.875	45	65
145T	.188	.188	1.38	13.3	3.50	2.75	5	2.25	2.25	6.93	4.7	.13	6.48	+ .0000	55	75
182T	.250	.250	1.75	14.2	4.50	3.75	4.50	2.75	2.75	8.86	9.7	.13	7.36	1.125	85	125
184T	.250	.250	1.75	15.2	4.50	3.75	5.50	2.75	2.75	8.86	9.7	.13	7.36	+ .0000	100	130
213T	.313	.313	2.38	18.0	5.25	4.25	5.50	3.50	3.38	10.62	11.2	.13	9.02	1.375	130	170
215T	.313	.313	2.38	19.1	5.25	4.25	7	3.50	3.38	10.62	11.2	.13	9.02	+ .0000	162	190
254T	.375	.375	2.88	22.3	6.25	5	8.25	4.25	4	12.62	13.4	.13	9.92	1.625	250	290
256T	.375	.375	2.88	24.1	6.25	5	10	4.25	4	12.62	13.4	.13	9.92	+ .0000	295	360
284T	.500	.500	3.25	28.8	7	5.50	9.50	4.75	4.63	14.19	15.5	.13	12.94	1.875	380	450
286T	.500	.500	3.25	28.8	7	5.50	11	4.75	4.63	14.19	15.5	.13	12.94	+ .0000	450	525
284TS	.375	.375	1.88	27.5	7	5.50	9.50	4.75	3.25	14.19	15.5	.13	12.94	1.625	380	450
286TS	.375	.375	1.88	27.5	7	5.50	11	4.75	3.25	14.19	15.5	.13	12.94	+ .0000	450	525
324T	.500	.500	3.88	32.0	8	6.25	10.50	5.25	5.25	15.94	17.1	.13	15.75	2.125	565	680
326T	.500	.500	3.88	32.0	8	6.25	12	5.25	5.25	15.94	17.1	.13	15.75	+ .0000	600	690
324TS	.500	.500	2	30.0	8	6.25	10.50	5.25	3.75	15.94	17.1	.13	15.75	1.875	565	680
326TS	.500	.500	2	30.0	8	6.25	12	5.25	3.75	15.94	17.1	.13	15.75	+ .0000	600	690
364T	.625	.625	4.25	34.2	9	7	11.25	5.88	5.88	17.81	18.5	.38	17.69	2.375	830	900
365T	.625	.625	4.25	34.2	9	7	12.25	5.88	5.88	17.81	18.5	.38	17.69	+ .0000	850	915
364TS	.500	.500	2	32.1	9	7	11.25	5.88	3.75	17.81	18.5	.38	17.69	1.875	830	900
365TS	.500	.500	2	32.1	9	7	12.25	5.88	3.75	17.81	18.5	.38	17.69	+ .0000	850	915
404T	.750	.750	5.63	39.5	10	8	12.25	6.625	7.25	19.90	19.6	.13	17.50	2.875	1100	1290
405T	.750	.750	5.63	39.5	10	8	13.75	6.625	7.25	19.90	19.6	.13	17.50	+ .0000	1250	1420
404TS	.500	.500	2.75	36.5	10	8	12.25	6.625	4.25	19.90	19.6	.13	17.50	1.875	1100	1290
405TS	.500	.500	2.75	36.5	10	8	13.75	6.625	4.25	19.90	19.6	.13	17.50	+ .0000	1250	1420

APÉNDICE H

TABLAS DE LAS PROPIEDADES DE LOS ACEROS

Tabla de conversión de dureza

<i>Brinell</i>				<i>Rockwell</i>				<i>Resistencia a la tracción</i>			
<i>Diám. indent (mm)</i>		<i>No.*</i>		<i>B</i>		<i>C (1 000 psi aprox.)</i>		<i>Diám. indent (mm)</i>		<i>No.*</i>	
2.25	745					65.3		3.75	262	(103.0)	26.6
2.30	712					—		3.80	255	(102.0)	25.4
2.35	682					61.7		3.85	248	(101.0)	24.2
2.40	653					60.0		3.90	241	100.0	22.8
2.45	627					58.7		3.95	235	99.0	21.7
2.50	601					57.3		4.00	229	98.2	20.5
2.55	578					56.0		4.05	223	97.3	(18.8)
2.60	555					54.7	298	4.10	217	96.4	(17.5)
2.65	534					53.5	288	4.15	212	95.5	(16.0)
2.70	514					52.1	274	4.20	207	94.6	(15.2)
2.75	495					51.6	269	4.25	201	93.8	(13.8)
2.80	477					50.3	258	4.30	197	92.8	(12.7)
2.85	461					48.8	244	4.35	192	91.9	(11.5)
2.90	444					47.2	231	4.40	187	90.7	(10.0)
2.95	429					45.7	219	4.45	183	90.0	(9.0)
3.00	415					44.5	212	4.50	179	89.0	(8.0)
3.05	401					43.1	202	4.55	174	87.8	(6.4)
3.10	388					41.8	193	4.60	170	86.8	(5.4)
3.15	375					40.4	184	4.65	167	86.0	(4.4)
3.20	363					39.1	177	4.70	163	85.0	(3.3)
3.25	352	(110.0)				37.9	171	4.80	156	82.9	(0.9)
3.30	341	(109.0)				36.6	164	4.90	149	80.8	
3.35	331	(108.5)				35.5	159	5.00	143	78.7	
3.40	321	(108.0)				34.3	154	5.10	137	76.4	
3.45	311	(107.5)				33.1	149	5.20	131	74.0	
3.50	302	(107.0)				32.1	146	5.30	126	72.0	
3.55	293	(106.0)				30.9	141	5.40	121	69.8	
3.60	285	(105.5)				29.9	138	5.50	116	67.6	
3.65	277	(104.5)				28.8	134	5.60	111	65.7	
3.70	269	(104.0)				27.6	130				

Número de designación del material (número AISI)	Condición	Resistencia a la tracción		Resistencia a punto cedente		Ductibilidad (elongación porcentual en 2 pulg)	Dureza Brinell (HB)
		Ksi	MPa	Ksi	MPa		
4150	Recocido	106	731	55	379	20	197
4150	OQT 400	300	2070	248	1710	10	578
4150	OQT 700	247	1700	229	1580	10	495
4150	OQT 1000	197	1360	181	1250	11	401
4150	OQT 1300	127	880	116	800	20	262
4340	Recocido	108	745	68	469	22	217
4340	OQT 400	283	1950	228	1570	11	555
4340	OQT 700	230	1590	206	1420	12	461
4340	OQT 1000	171	1180	158	1090	16	363
4340	OQT 1300	140	965	120	827	23	280
5140	Recocido	83	572	42	290	29	167
5140	OQT 400	276	1900	226	1560	7	534
5140	OQT 700	220	1520	200	1380	11	429
5140	OQT 1000	145	1000	130	896	18	302
5140	OQT 1300	104	717	83	572	27	207
5150	Recocido	98	676	52	359	22	197
5150	OQT 400	312	2150	250	1720	8	601
5150	OQT 700	240	1650	220	1520	10	461
5150	OQT 1000	160	1100	149	1030	15	321
5150	OQT 1300	116	800	102	700	22	241
5160	Recocido	105	724	40	276	17	197
5160	OQT 400	322	2220	260	1790	4	627
5160	OQT 700	263	1810	237	1630	9	514
5160	OQT 1000	170	1170	151	1040	14	341
5160	OQT 1300	115	793	100	690	23	229
6150	Recocido	96	662	59	407	23	197
6150	OQT 400	315	2170	270	1860	7	601
6150	OQT 700	247	1700	223	1540	10	495
6150	OQT 1000	183	1260	173	1190	12	375
6150	OQT 1300	118	814	107	738	21	241
8650	Recocido	104	717	56	386	22	212
8650	OQT 400	282	1940	250	1720	11	555
8650	OQT 700	240	1650	222	1530	12	495
8650	OQT 1000	176	1210	155	1070	14	363
8650	OQT 1300	122	841	113	779	21	255
8740	Recocido	100	690	60	414	22	201
8740	OQT 400	290	2000	240	1650	10	578
8740	OQT 700	228	1570	212	1460	12	461
8740	OQT 1000	175	1210	167	1150	15	363
8740	OQT 1300	119	820	100	690	25	241
9255	Recocido	113	780	71	490	22	229
9255	Q&T 400	310	2140	287	1980	2	601
9255	Q&T 700	260	1790	240	1650	5	534
9255	Q&T 1000	181	1250	160	1100	14	352
9255	Q&T 1300	130	896	102	703	21	262

PROPIEDADES DE LOS ACEROS AL CARBON Y CON ALEACIONES

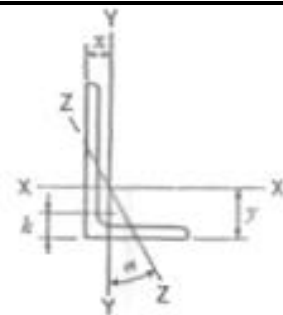
Número de designación del material (número AISI)	Condición	Resistencia a la tracción		Resistencia a punto cedente		Ductibilidad (elongación porcentual en 2 pulg)	Dureza Brinell (HB)
		Ksi	MPa	Ksi	MPa		
1020	Rolado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Extruido en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Rolado en caliente	72	496	42	290	18	144
1040	Extruido en frío	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Rolado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Extruido en frío	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321
1117	Rolado en caliente	62	427	34	234	33	124
1117	Extruido en frío	69	476	51	352	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Rolado en caliente	88	607	48	331	15	176
1137	Extruido en frío	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	352
1144	Rolado en caliente	94	648	51	352	15	188
1144	Extruido en frío	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	25	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277
1213	Rolado en caliente	55	379	33	228	25	110
1213	Extruido en frío	75	517	58	340	10	150
12L13	Rolado en caliente	57	393	34	234	22	114
12L13	Extruido en frío	70	483	60	414	10	140
1340	Recocido	102	703	63	434	26	207
1340	OQT 400	285	1960	234	1610	8	578
1340	OQT 700	221	1520	197	1360	10	444
1340	OQT 1000	144	993	132	910	17	363
1340	OQT 1300	100	690	75	517	25	235
3140	Recocido	95	655	67	462	25	187
3140	OQT 400	280	1930	248	1710	11	555
3140	OQT 700	220	1520	200	1380	13	461
3140	OQT 1000	152	1050	133	920	17	311
3140	OQT 1300	115	792	94	648	23	233
4130	Recocido	81	558	52	359	28	156
4130	WQT 400	234	1610	197	1360	12	461
4130	WQT 700	208	1430	180	1240	13	415
4130	WQT 1000	143	986	132	910	16	302
4130	WQT 1300	98	676	89	614	28	202
4140	Recocido	95	655	60	414	26	197
4140	OQT 400	290	2000	251	1730	11	578
4140	OQT 700	231	1590	212	1460	13	461
4140	OQT 1000	168	1160	152	1050	17	341
4140	OQT 1300	117	807	100	690	23	235

PROPIEDADES DE LOS ACEROS ESTRUCTURALES

numero de designación del material (número ASTM)	Grado o espesor	Resistencia a la tracción		Resistencia a punto cedente		Ductibilidad (elongación porcentual en 8 pulg)
		Ksi	MPa	Ksi	MPa	
A36	$t \leq 8"$	58	400	36	248	20
A242	$t \leq 3/4"$	70	485	50	345	18
A242	$t \leq 1 1/2"$	67	460	46	315	—
A242	$t \leq 4"$	63	435	42	290	—
A441	$t \leq 4"$	63	435	42	290	18
A514	Inmerso y templado, $t \leq 2 1/2"$	115	800	100	700	18% (" 2 ")
A572	42, $t \leq 6"$	60	414	42	290	—
A572	50, $t \leq 4"$	65	448	50	345	—
A572	60, $t \leq 1 1/4"$	75	517	60	414	—
A572	65, $t \leq 1 1/4"$	80	552	65	448	—
A588	$t \leq 4"$	70	485	50	345	18

ANGLES

Equal legs and unequal legs
Properties for designing

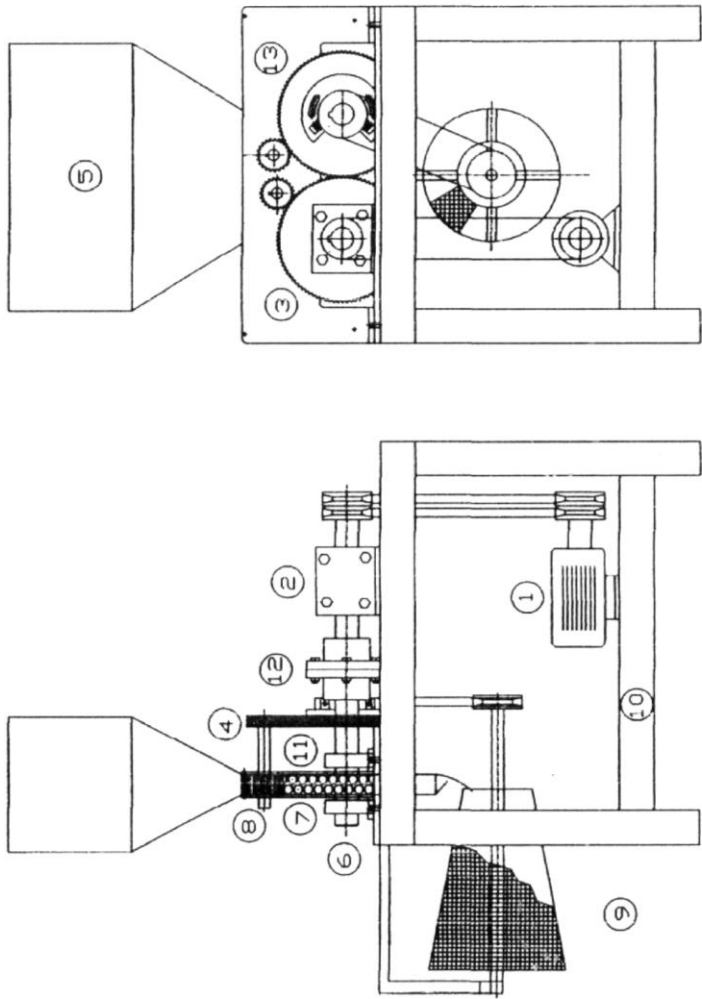


Size and Thickness	k	Weight per Foot	Area	AXIS X X				AXIS Y Y				AXIS Z Z	
				I	S	r	y	I	S	r	x	r	Tan α
in.	in.	lb.	in. ²	in. ⁴	in. ³	in.	in.	in. ⁴	in. ³	in.	in.	in.	α
L 4 x3 x	3/16	13.6	3.98	6.03	2.30	1.23	1.37	2.87	1.35	0.849	0.871	0.637	0.534
	1/2	11.1	3.25	5.05	1.89	1.25	1.33	2.42	1.12	0.864	0.827	0.639	0.543
	7/16	9.8	2.87	4.52	1.68	1.25	1.30	2.18	0.992	0.871	0.804	0.641	0.547
	3/8	8.5	2.48	3.96	1.46	1.26	1.28	1.92	0.866	0.879	0.782	0.644	0.551
	5/16	7.2	2.09	3.38	1.23	1.27	1.26	1.65	0.734	0.887	0.759	0.647	0.554
	1/4	5.8	1.69	2.77	1.00	1.28	1.24	1.36	0.599	0.896	0.736	0.651	0.558
L 3 1/2 x3 1/2 x	1/2	11.1	3.25	3.64	1.49	1.06	1.06	3.64	1.49	1.06	1.06	0.683	1.000
	7/16	9.8	2.87	3.26	1.32	1.07	1.04	3.26	1.32	1.07	1.04	0.684	1.000
	3/8	8.5	2.48	2.87	1.15	1.07	1.01	2.87	1.15	1.07	1.01	0.687	1.000
	5/16	7.2	2.09	2.45	0.976	1.08	0.990	2.45	0.976	1.08	0.990	0.690	1.000
	1/4	5.8	1.69	2.01	0.794	1.09	0.968	2.01	0.794	1.09	0.968	0.694	1.000
L 3 1/2 x3 x	1/2	10.2	3.00	3.45	1.45	1.07	1.13	2.33	1.10	0.881	0.875	0.621	0.714
	7/16	9.1	2.65	3.10	1.29	1.08	1.10	2.09	0.975	0.889	0.853	0.622	0.718
	3/8	7.9	2.30	2.72	1.13	1.09	1.08	1.85	0.851	0.897	0.830	0.625	0.72
	5/16	6.6	1.93	2.33	0.954	1.10	1.06	1.58	0.722	0.905	0.808	0.627	0.72
	1/4	5.4	1.56	1.91	0.776	1.11	1.04	1.30	0.589	0.914	0.785	0.631	0.72
L 3 1/2 x2 1/2 x	1/2	9.4	2.75	3.24	1.41	1.09	1.20	1.36	0.760	0.704	0.705	0.534	0.48
	7/16	8.3	2.43	2.91	1.26	1.09	1.18	1.23	0.677	0.711	0.682	0.535	0.49
	3/8	7.2	2.11	2.56	1.09	1.10	1.16	1.09	0.592	0.719	0.660	0.537	0.49
	5/16	6.1	1.78	2.19	0.927	1.11	1.14	0.939	0.504	0.727	0.637	0.540	0.50
	1/4	4.9	1.44	1.80	0.755	1.12	1.11	0.777	0.412	0.735	0.614	0.544	0.50
L 3 x3 x	1/2	9.4	2.75	2.22	1.07	0.898	0.932	2.22	1.07	0.898	0.932	0.584	1.00
	7/16	8.3	2.43	1.99	0.954	0.905	0.910	1.99	0.954	0.905	0.910	0.585	1.00
	3/8	7.2	2.11	1.76	0.833	0.913	0.888	1.76	0.833	0.913	0.888	0.587	1.00
	5/16	6.1	1.78	1.51	0.707	0.922	0.865	1.51	0.707	0.922	0.865	0.589	1.00
	1/4	4.9	1.44	1.24	0.577	0.930	0.842	1.24	0.577	0.930	0.842	0.592	1.00
	3/16	3.71	1.09	0.962	0.441	0.939	0.820	0.962	0.441	0.939	0.820	0.596	1.00

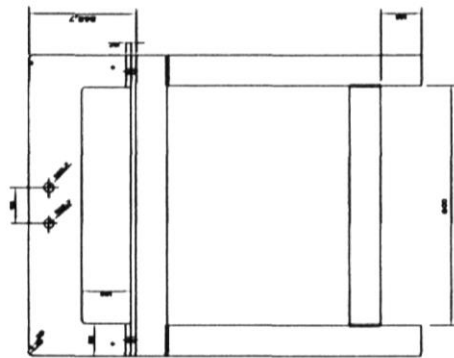
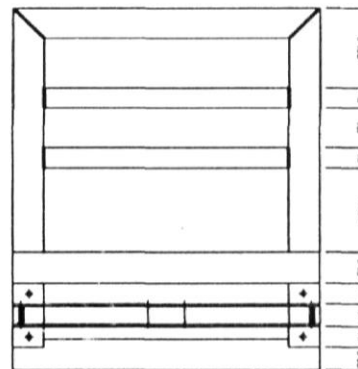
APÉNDICE I

PLANOS N° 1 Y N°2 EN FORMATO A3

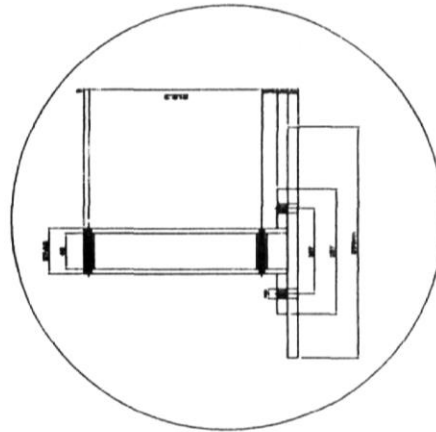
PARTES PRINCIPALES	
MOTOR	1
REDUCTOR	2
ENGRANJES	3
ENGRANAJES DE ALIMENTACION	4
TOLVA	5
EJE DE CILINDROS	6
CILINDROS ALVEOLOS	7
ALIMENTADORES	8
CILINDRO CLASIFICADOR	9
ESTRUCTURA	10
CHUMACERAS	11
ACOPLES	12
SISTEMA DE AJUSTE	13



	# de piezas: 1	Material:	Acero	ESPOL	Plano N° 1
	Dibujado por:	D. Contreras	Fecha: 20/07/09		
	Aprobado por:	Ing. Espinosa	Unidades: mm		
Escala: 1:17	PLANO GENERAL				



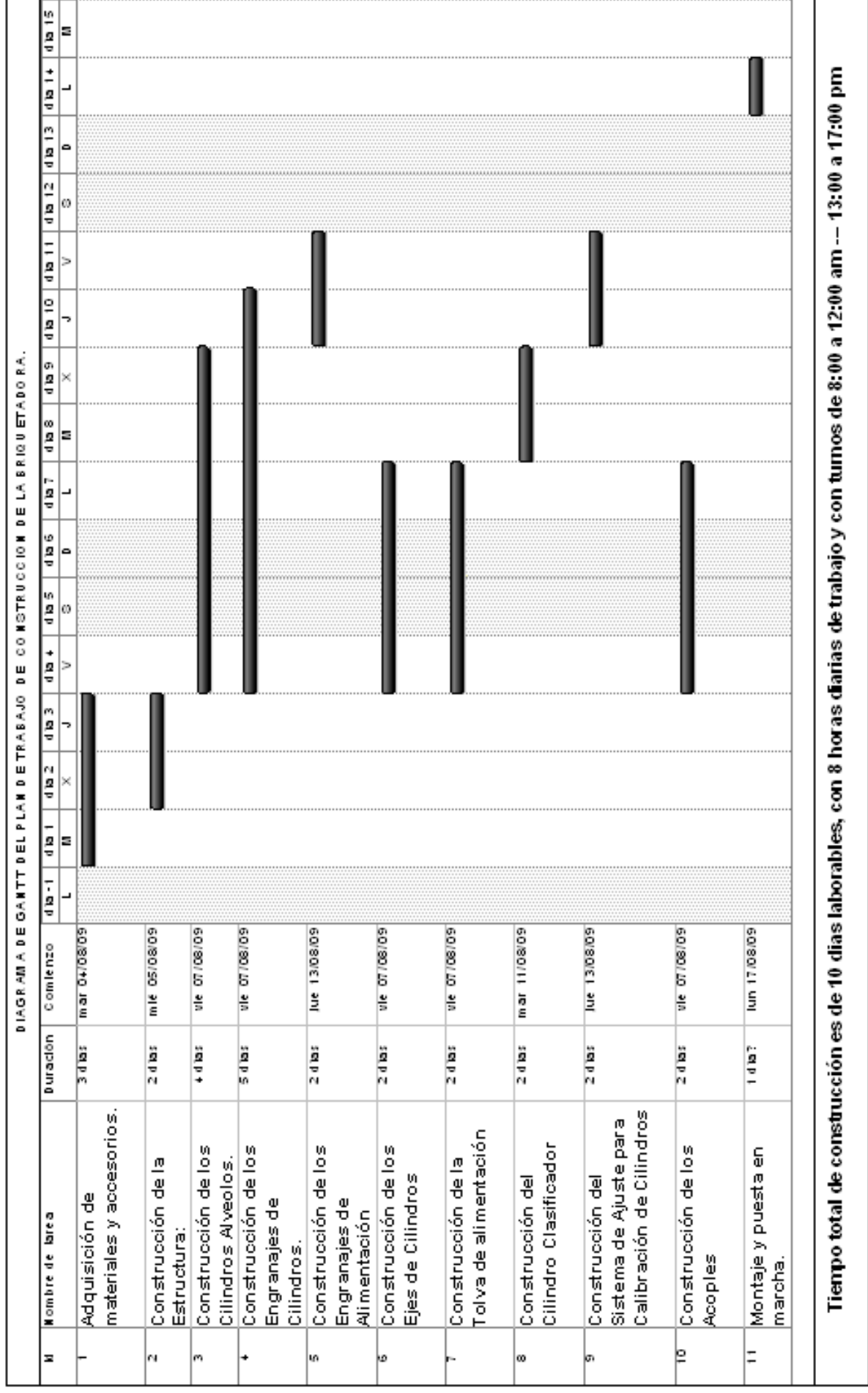
DETALLE A
AMPLIACIÓN 1:2



	Escala: 1:20		ESTRUCTURA		Plano N° 2
	Aprobado por:		Ing. Espinosa	Unidades: mm	
	Dibujado por:		a. contreras	Fecha: 20/07/09	
	# de piezas: 1		Material: Acero AISI A36		ESPOL

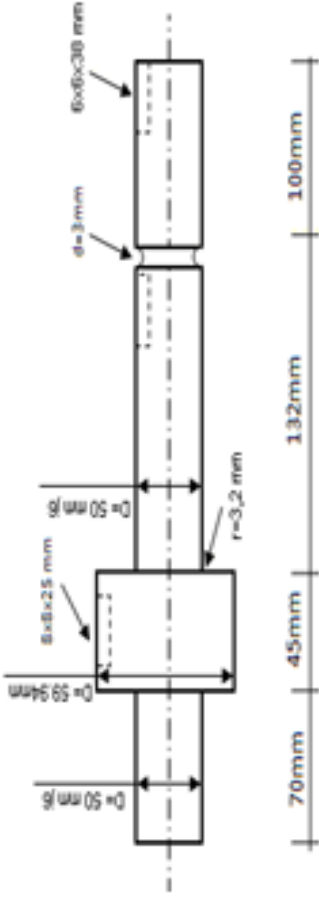
APÉNDICE J

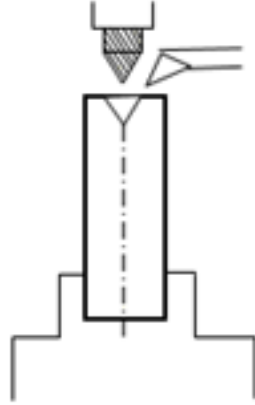
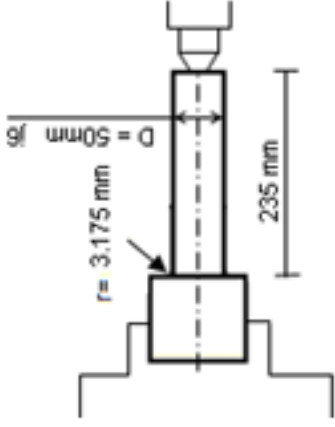
DIAGRAMA DE GANTT

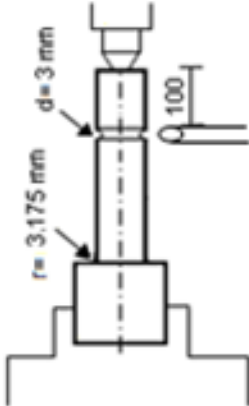
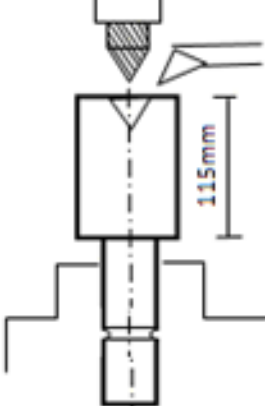


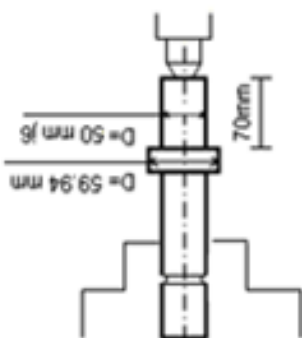
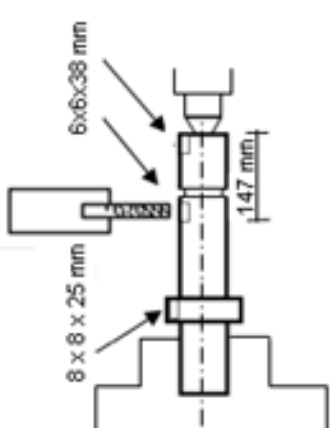
APÉNDICE K

HOJA DE PROCESO DEL EJE DE LOS CILINDROS DE ALVEOLO

HOJA DE PROCESO									
Empresa: ESPOL			N° de Pieza: 2						
Elemento: Eje de los Cilindros Alveolos			Material: AISI-SAE 1020						
Plano : # 1			T. Térmico: Ninguno						
N°	Descripción	Maquinaria y Herramienta I	Instrumentación	Parámetros de Corte				Tf min.	
				V	N	S	P		
				(m/min)	(r.p.m)	(mm/rev)	(mm)		
									
1	 Corte del eje a sobre medida	Sierra Alternativa	Flexómetro	-	-	-	-	-	10'

2	 REFRENTADO DE CARA Y CENTRO	Torno * Cuchilla P30 * Porta Broca. * Broca de Centro HSS	* Calibrador 150mm	Metal Duro 100 HSS 20	M.D. 400	0,208 0,084	Refrent. 1 Pasada 2mm	10'
3	 CILINDRADO EXTERNO	Torno * Cuchilla P30	* Calibrador 150mm * Flexómetro * Calibrador Digital 150mm	100	400	0,208	Cilind. Ext. 1 Pasada 4mm Cilind. Ext. 1 Pasada 1,163mm	8'

4	 CONSTRUCCION DE CANAL PARA ANILLO SUJETADOR	Torno * Cuchilla P30	* Calibrador 150mm	Metal Duro 100	M.D. 400	0,084	1 Pasada 3mm	5'
5	 REFRENTADO DE CARA Y CENTRO	Torno * Cuchilla P30 * Porta Broca. * Broca de Centro HSS	* Calibrador 150mm * Calibrador Digital 150mm	100	400	0,208 0,084	Refrent. 1 Pasada 2mm	10'

6	 CILINDRADO EXTERNO D1 Y D2	Torno * Cuchilla P30	* Calibrador	100	400	0,208	Cilind. D1. 1 Pasada 0,1925mm 1 Pasada 0,1925mm Cilind. D2. 1 Pasada 1,163mm 1 Pasada 1,163mm	10'
7	 FRESADO DE CHAVETEROS	Fresadora * Fresa plana de 6mm * Fresa plana de 8mm	* Calibrador	100	400	0,208	Fresado1 D= 8mm. 2 Pasada 4mm Fresado2 y3 D= 6mm. 2 Pasada 3mm	30'

BIBLIOGRAFÍA

1. SHIGLEY - MISCHKE, Diseño en ingeniería mecánica, McCRAW-HILL, Sexta Edición, México Abril del 2005, 256 -950.
2. CALDERO – CARTA, Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros, McCRAW-HILL, Primera Edición, España 1999, 153 - 323.
3. MOTT, ROBERT L., Diseño de elementos de máquinas, McCRAW-HILL, Cuarta Edición, México 2006, 280 – 777.
4. CASILLAS, Máquinas Cálculos de Taller, MELSA, 35 Edición, España 1992, 130 - 182
5. FALK Catálogo, FREEDOM DISC COUPLINGS, U.S.A. 2002, 6 – 18.
6. RAISA Catálogo, Reductores de Velocidad, México 1980.
7. DIPAC Catálogo, Productos de Acero, DISERVICIOS, ECUADOR 1978, 8 – 25.
8. DODGE, Manual Torque – Arm, Reductores de Velocidad, 1994.

9. SIEMENS, Catálogo General de Motores Eléctricos, México 2005, 1 – 14.
10. NTN, Catálogo de rodamientos de Bola y de Rodillo, Ecuador 2004, B5 – B95.
11. NTN, Catálogo de chumaceras, Ecuador 2004.
12. MARTIN, Catálogo de construcción ingenieril.