

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

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

“Rediseño de Molino Mezclador de Arena de Moldeo  
Para la Fundición”

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Presentado por:

Pablo Antonio Aguilar Román

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2005

## AGRADECIMIENTO

A mis Padres y Hermanos que siempre me apoyaron y alentaron a seguir adelante en mis estudios, a todas las personas que de uno u otro modo colaboraron en la realización de este trabajo. Al Ing. Ignacio Wiesner Director de Tesis, por su ayuda y colaboración para la realización de este trabajo.

# DEDICATORIA

A DIOS

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS Y

FAMILIA

## 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”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

---

Pablo Antonio Aguilar Román

# TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

---

Ing. Julián Peña E.  
DELEGADO POR EL DECANO  
DE LA FIMCP  
PRESIDENTE

---

Ing. Ignacio Wiesner F.  
DIRECTOR DE TESIS

---

Ing. Eduardo Orcés P.  
VOCAL

## RESUMEN

El presente trabajo trata sobre el Rediseño de un Molino Mezclador de Arena de Moldeo para Fundición. Este mezclador se encuentra ubicado en las instalaciones de la Empresa INTRAMET. Este equipo fue construido en el año 1986; actualmente este equipo no es utilizado debido al rápido desgaste de las piezas del reductor de velocidad (Sinfín-Corona), esto se debe al mal dimensionamiento del mismo, por sobrecarga de mezcla o por una mala lubricación de la caja reductora de velocidad.

La Metodología a seguir será de realizar un Análisis Dimensional al Molino Mezclador SIMPSON (Mix-Muller) que se encuentra en el Laboratorio de Metalurgia. En este Mezclador se realizaran pruebas experimentales de mezclado con la misma clase de mezcla de arena que se utiliza en el mezclador a rediseñar. Dado que para hacer un correcto diseño del sistema de transmisión de potencia se debe de estimar la potencia que se necesita aplicar al mezclador para mezclar 200 Kg que es el requerimiento.

En el capítulo uno se da una introducción al mezclado de pastas y materiales viscosos, en el cual se describe al mezclador a rediseñar, se habla sobre el propósito del material a ser mezclado y se dan ciertas propiedades del tipo de mezcla a utilizar en el mezclador.

En el capítulo dos se analiza el problema, para luego realizar un análisis dimensional, para calcular la potencia y factores de forma para verificar el diseño actual del mezclador a rediseñar.

De acuerdo con lo descrito en el capítulo dos se hace el rediseño en base a datos experimentales de los diferentes elementos del sistema de transmisión de potencia, dentro del sistema además se selecciona rodamientos, bandas y poleas, para finalmente en el capítulo tres hacer un análisis de resultados obtenidos.

Finalmente se realiza un análisis de costos. En este capítulo cuatro, se divide en dos partes este análisis, las cuales son: costo de materiales directos e indirectos y costo de manufactura, llegando así a un costo total.

En conclusión los beneficios que presta la rehabilitación del mezclador, se refleja en la reducción de tiempo de operación, en la calidad del material del moldeo y en la calidad del producto terminado.

# ÍNDICE GENERAL

Pags.

RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	IV
SIMBOLOGÍA.....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	IX
ÍNDICE DE TABLAS.....	X
ÍNDICE DE PLANOS.....	XI
INTRODUCCIÓN.....	1

## CAPITULO 1

### 1. INTRODUCCIÓN AL MEZCLADO DE PASTAS Y MATERIALES

VISCOSOS.....	3
1.1. Descripción del Mezclador a Rediseñar.....	8
1.2. Propósito de la Mezcla.....	11
1.3. Moldeo en Verde.....	12
1.3.1. Arenas utilizadas para el Moldeo en Verde. ....	13
1.4. Propiedades de la Mezcla de Arena y Tiempo de mezclado.....	14

## CAPITULO 2

2. ANÁLISIS DEL PROBLEMA.....	17
2.1. Análisis Dimensional y Similitud.....	18
2.2. Equipo Experimental Simpson Mix-Muller.....	23
2.3. Pruebas Experimentales de Mezclado.....	26



2.4. Cálculo de Potencia.....	32
2.5. Factores de Forma.....	39
CAPITULO 3	
3. REDISEÑO EN BASE A DATOS EXPERIMENTALES.....	43
3.1. Diseño de Forma del Sistema de Transmisión de Potencia.....	44
3.2. Diseño de Corona y Tornillo Sinfín.....	45
3.3. Selección de Rodamientos.....	61
3.4. Selección de Bandas y Poleas.....	76
3.5. Análisis de Resultados.....	79
CAPITULO 4	
4. ANÁLISIS DE COSTOS.....	83
4.1 Costo de Materiales Directos e Indirectos.....	83
4.2 Costo de Manufactura.....	85
4.3 Costo Total.....	87
CAPITULO 5	
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	88
APÉNDICES.....	90
BIBLIOGRAFIA.....	119

## SIMBOLOGÍA

$\rho$	: Densidad de la mezcla
$\mu$	: Viscosidad absoluta de la mezcla
$n$	: RPM (revoluciones por minuto)
$R_{pe}$	: Radio de la paleta exterior
$R_{pi}$	: Radio de la paleta interior
$H_{pe}$	: Altura de la paleta externa
$H_{pi}$	: Altura de la paleta interna
$H_{pi}$	: Altura de la paleta interna
$Le$	: Longitud de la paleta externa
$Li$	: Longitud de la paleta interna
$Dt$	: Diámetro del tanque del Mezclador
$Ht$	: Altura del tanque del mezclador
$Ar$	: Ancho de cada rueda del mezclador
$dr$	: Diámetro de cada rueda
$Dr$	: Diámetro de posición de las ruedas
$Cm$	: Carga de la mezcla de Arena
$I_p$	: Índice de mezcla
$\tau_o$	: Esfuerzo cortante
$du/dy$	: Gradiente de velocidad
$Pot$	: Potencia de mezclador
$S$	: Factores de forma
$\prod_1$	: Grupo adimensional de Potencia
$\prod_2$	: Grupo adimensional de Reynolds
$\prod_3$	: Grupo adimensional de Carga
$Cos\alpha$	: Factor de potencia
$N_{Re}$	: Número de Reynolds
$N_{Pot}$	: Número de potencia
$N_{Re p}$	: Número de Reynolds del mezclador prototipo
$N_{Re m}$	: Numero de Reynolds del mezclador modelo
$N_{Potm}$	: Número de potencia del mezclador modelo
$N_{Potp}$	: Número de potencia del mezclador prototipo
$N_c$	: Número de Carga
$N_{cm}$	: Número de Carga del mezclador modelo
$N_{cp}$	: Número de Carga del mezclador prototipo

$Dr_m$	: Diámetro de posición de los rodillos del mezclador modelo
$Dr_p$	: Diámetro de posición de los rodillos del mezclador prototipo
$Cm_p$	: Carga del mezclador prototipo
$Cm_m$	: Carga del mezclador modelo
$n_p$	: Velocidad del mezclador prototipo
$n_m$	: Velocidad del mezclador modelo
$Pot_p$	: Potencia del prototipo
$H$	: Potencia de entrada al sinfín
$C_1$	: Factor por tipo de carga
$C_2$	: Factor por tipo de lubricación
$Dp$	: Diámetro primitivo de la corona
$M$	: Módulo de fresa madre
$Ng$	: Número de dientes de la corona
$De$	: Diámetro exterior de la corona
$D_1$	: Diámetro mayor de la corona sobre aristas
$D_i$	: Diámetro interior de la corona
$P$	: Paso
$\pi$	: Pi
$Fg$	: Ancho de cara de la corona
$\eta_s$	: Factor de seguridad
$DC$	: Distancia entre centros
$dp$	: Diámetro primitivo del tornillo sinfín
$de$	: Diámetro exterior del sinfín
$L$	: Longitud del sinfín
$Vw$	: Velocidad en la línea de paso del sinfín
$Vs$	: Velocidad de deslizamiento
$\lambda$	: Angulo de hélice
$Wgt$	: Carga transmitida
$K_s$	: Factor de corrección por tamaño y materiales
$Fe$	: Ancho de cara efectivo de la corona.
$K_m$	: Factor de corrección de la relación de velocidades.
$K_v$	: Factor de Velocidad
$Wf$	: Fuerza de fricción
$\mu$	: Coeficiente de Fricción
$\phi_n$	: Angulo de presión
$m_G$	: Relación de reducción
$Nw$	: Número de entradas del sinfín

$e$	: Eficiencia de engrane
$\Phi_o$	: Potencia nominal de salida
$\Phi$	: Potencia nominal de entrada
$T_g$	: Par de Torsión Nominal a la Salida del Reductor
$W_x, W_y, W_z$	: Componentes ortogonales
$W$	: Fuerza resultante en el engrane (corona)
$W_{gt}$	: Fuerza tangencial en el engrane
$W_{ga}$	: Fuerza axial en el engrane
$W_{gr}$	: Fuerza radial en el engrane
$F_{Ay}, F_{Az}$	: Reacciones en el apoyo A
$F_{Bx}, F_{By}, F_{Bz}$	: Reacciones en el apoyo B
$F_{Dx}, F_{Dy}, F_{Dz}$	: Reacciones en el apoyo D
$F_{Ex}, F_{Ey}$	: Reacciones en el apoyo E
$F_{rA}$	: Fuerza radial en el apoyo A
$F_{rB}, F_{aB}$	: Fuerza radial y axial en el apoyo B
$L_{10h}$	: Vida nominal Básica en horas
$Cr$	: Capacidad básica de carga radial dinámica
$Pr$	: Carga dinámica equivalente radial
$Pa$	: Carga dinámica equivalente axial
$p$	: Constante para rodamientos de rodillos $10/3$
$X, Y, e$	: Constantes del rodamiento
$Fr$	: Fuerza radial
$Fa$	: Fuerza axial
$Y_2$	: Factor de Carga del rodamiento
$F_{rE}$	: Fuerza radial en el apoyo E
$F_{rD}, F_{aD}$	: Fuerza radial y axial en el apoyo D

## ÍNDICE DE FIGURAS

	Pag
1.1 Esfuerzo cortante frente a gradiente de velocidad para fluidos newtonianos y no newtonianos.....	7
1.2 Mezcladora de Martillos y Guillotinas: (a) Vista en planta; (b) Sección frontal.....	10
1.3 Multitrituradora continua de Martillos y Guillotinas.....	11
1.4 Viscosímetro.....	14
1.5 Índice de mezcla vs Tiempo de mezclado.....	16
2.1 Mezclador Simpson Mix-Muller Experimental.....	24
2.2 Dimensiones de Mezclador Experimental.....	25
2.3 Esquema de conexión eléctrico para la obtención de datos.....	27
2.4 Numero de Potencia $N_{Pot}$ frente a $N_{Re}$ .....	31
2.5 Potencia vs Carga.....	39
3.1 Diseño de Forma del Sistema de Transmisión de Potencia.....	44
3.2 Esquema de la Corona.....	49
3.3 Velocidad de deslizamiento vs Coeficiente de Fricción.....	59
3.4 Diagrama de fuerzas con reacciones en los apoyos del eje de la Corona.....	62
3.5 Esquema del conjunto tornillo sinfín-corona.....	63
3.6 Diagrama de fuerzas con reacciones en los apoyos del eje del tornillo sinfín.....	67

## ÍNDICE DE TABLAS

	Pag
1.1 Características Reológicas de los Fluidos.....	6
2.1 Datos y resultados obtenidos de las pruebas Experimentales.....	30
3.1 Tipo de Carga.....	46
3.2 Tipo de Lubricación.....	46
3.3 Factor de materiales $K_s$ para mecanismos de tornillo sinfín Cilíndricos.....	54
3.4 Factor de corrección de la relación de velocidades $K_m$ .....	56
3.5 Factor de Velocidad $K_v$ .....	57
3.6 Vidas de cojinetes recomendadas para Maquinas diversas.....	70
3.7 Comparación de resultados del Análisis Dimensional con Dimensiones actuales del Molino Mezclador Prototipo).....	79
3.8 Datos de pruebas del Molino Mezclador Actual.....	80
3.9 Resultados de comparación de Potencia.....	81
4.1 Lista de Costos de Materiales Directos.....	83
4.2 Lista de Costos de Materiales Indirectos.....	85
4.3 Horas/Hombre Utilizadas en la Fabricación.....	86

## ÍNDICE DE PLANOS

	Pag
1. Molino Mezclador Prototipo.....	115
2. Tornillo Sinfin de la Caja Reductora.....	116
3. Corona de la Caja Reductora.....	117
4. Dimensiones de las paletas del mezclador prototipo.....	118

## INTRODUCCIÓN

INTRAMET es una empresa dedicada a la Fundición de acero y otros metales. En vista de la demanda de trabajos bajo pedido que constantemente tiene esta empresa, se ve en la necesidad de rehabilitar un molino mezclador de arena de moldeo.

El proceso del tratamiento de las arenas comienza en el desmoldeo en la cual sale la pieza fundida y la arena removida, luego esta arena pasa por un separador magnético el cual separa todo elemento metálico que este en la arena removida, esta arena entra al molino mezclador en la cual se le agrega los aglomerantes y otros elementos para darle las propiedades que necesita para luego formar los moldes, en el ultimo paso se llega al colado del metal para formar la pieza deseada, y nuevamente se repite el proceso en el desmoldeo.

Al tener este molino mezclador en funcionamiento se reducirían los tiempos de procesamiento de las arenas debido a que actualmente se esta mezclando las arenas en forma manual; un hombre tarda en mezclar de 25 a 30 minutos una cantidad de 200 Kg, la cual puede ser mezcla en el molino mezclador en 5 minutos teniendo una reducción de tiempo de 20 a 25 minutos. Además se mejora la calidad del material de moldeo por las razones que se obtiene una mezcla más homogénea que si se mezclara



manualmente. Otra razón por la que es necesario este equipo es que mejora la secuencia de operación del moldeo.

De acuerdo con lo descrito anteriormente, la empresa INTRAMET me designa como tema de tesis, que rediseñe el Molino Mezclador de arena de moldeo para mezclar 200 Kg de arena. Este trabajo ayudara a mejorar la mecanización de la recirculación de arena en dicha industria.

# CAPITULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN AL MEZCLADO DE PASTAS Y MATERIALES VISCOSOS.

El mezclado de sólidos secos y de pastas viscosas se parece en cierto modo al mezclado de líquidos de baja viscosidad. Ambos procesos implican la interposición de dos o más componentes separados para formar un producto más o menos uniforme. Sin embargo, hay diferencias significativas entre los dos procesos. La mezcla de líquidos depende de la creación de corrientes de flujo que transportan el material no mezclado hasta la zona de mezcla adyacente al agitador. En el caso de pastas y materiales viscosos no se producen tales corrientes y el mezclado tiene lugar por otros procedimientos.

Las mezclas espesas con viscosidad por encima de  $10Pa\text{-seg}$  no se efectúan en los sistemas convencionales de mezcla con agitadores de hélice o turbina. La alta viscosidad puede deberse al mismo fluido en si o a las fuertes interacciones entre los componentes. Como consecuencia de la alta viscosidad, el Número de Reynolds

$(N_{Re} = \frac{nDr^2\rho}{\mu})$  puede ser inferior a 100. El mezclado ocurre como

consecuencia de rozamientos y por las tensiones de esfuerzos y no por la turbulencia. El movimiento relativo de un agitador tensiona y deforma al material, por acciones internas o por la acción de las paredes del recipiente. Así, una lámina de fluido al ser tensionada se puede dividir en varias láminas de menor espesor y las fuerzas cortantes desgarran los aglomerados sólidos y los separan hasta que se alcanza la homogeneidad. Cuando hay sólidos presentes, es necesario disminuir el tamaño de los mismos, incluso a tamaño submicrónico, tal y como ocurre en una dispersión de pigmentos.

Los mezcladores para materiales de alta viscosidad presentan, generalmente, una zona pequeña con alto cizallamiento (para minimizar los efectos de disipación térmica) y que permite la conducción sobre el agitador del material para que sea introducido, nuevamente, en la zona de alto rozamiento. Es importante evitar y eliminar posibles zonas estancadas o zonas donde se propicie que el material se fije y gire alrededor de los brazos del agitador sin incorporarse a la masa de material.

La mayoría de la pasta o de las mezclas con alta viscosidad tiene un comportamiento no newtoniano, disminuyendo la viscosidad con la velocidad de corte. Consecuentemente, un aumento de la velocidad del

impulsor puede ser contraproducente, ya que la velocidad de rozamiento cae rápidamente, creando una zona aislada en la zona central de la masa sin circulación del material en el resto del recipiente. Los equipos para los sistemas viscosos usualmente presentan una zona abierta entre los agitadores y las paredes del recipiente un volumen relativamente pequeño y una alta potencia por unidad de volumen. Brazos intermedios o separadores pueden incluirse para evitar que el material se apelmace y adopte una forma cilíndrica sobre el brazo del rotor de agitación.

La forma del brazo de agitación tiene una gran incidencia sobre el proceso de mezclado. Un perfil rugoso debería usarse para el caso de que fuese relevante la transferencia de calor sin embargo, un perfil que disminuya los esfuerzos será más efectivo para la dispersión. La facilidad en el limpiado y su descarga son también importantes.

Las propiedades de los materiales a mezclar varían enormemente de un proceso a otro. Aun en el caso de materiales sencillos, éstos pueden ser notablemente diferentes durante distintos tiempos a lo largo de la operación de mezclado. Una carga puede comenzar siendo un polvo seco que fluye libremente hacerse pastosa por la adición de líquido, espesa y gomosa a medida que avanza el proceso y, tal vez después,

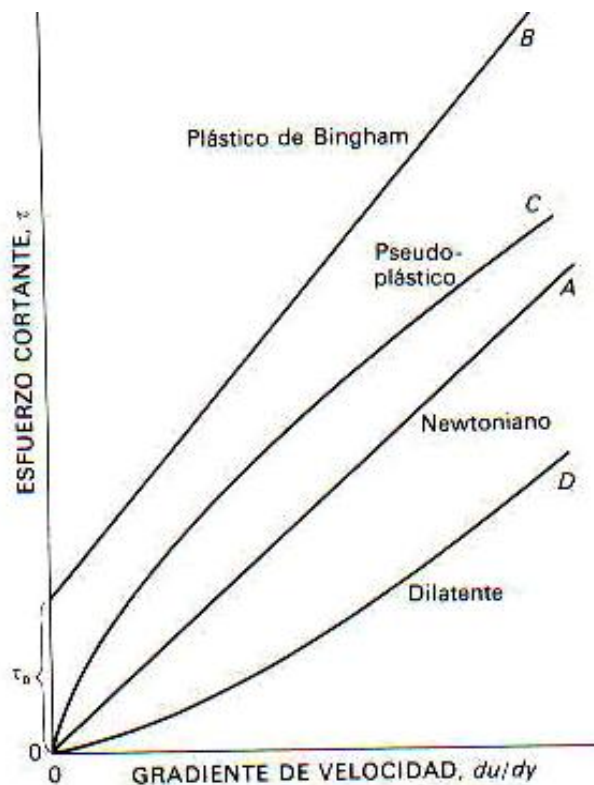
seca, granular y que fluye libremente de nuevo. Ciertas propiedades indeterminadas del material, tales como <<espesamiento>>, <<adherencia>> y humectabilidad, son tan importantes para estos problemas de mezclado como la viscosidad y la densidad. En la TABLA 1.1 se muestra las características reológicas de los fluidos. Para nuestro caso la mezcla de arena es considerada como un fluido dilatante.

DESIGNACIÓN	EFEECTO DEL AUMENTO DEL GRADIENTE DE VELOCIDAD	¿DEPENDIENTE DEL TIEMPO?
Pseudoplástico	Enrarece	No
Tixotrópico	Enrarece	Si
Newtoniano	Ninguno	No
<b>Dilatante</b>	<b>Espesa</b>	<b>No</b>
Reopéctico	Espesa	Si

**TABLA 1.1.** Características Reológicas de los Fluidos. [1]

Las relaciones entre el esfuerzo cortante y la velocidad de cizalladura en un fluido real constituyen una parte de la ciencia de la reología como se menciona anteriormente. La FIGURA 1.1 muestra diversos ejemplos del comportamiento reológico de fluidos. Las curvas son

representaciones gráficas del esfuerzo cortante frente a la velocidad de cizalladura y corresponden a presión y temperatura constantes.



**FIGURA 1.1** Esfuerzo cortante frente a gradiente de velocidad para fluidos newtonianos y no newtonianos. [1]

El comportamiento más sencillo es el correspondiente a la curva A, que es una recta que pasa por el origen de coordenadas. Los fluidos que presentan esta sencilla linealidad reciben el nombre de fluidos newtonianos. Los gases, y la mayor parte de los líquidos, son newtonianos. Las demás curvas de la FIGURA 1.1 representan el

comportamiento reológico de líquidos llamados no newtonianos. Algunos líquidos, como lodos, no fluyen hasta que se alcanza un esfuerzo cortante mínimo, que se representa por  $\tau_o$ , y después fluyen linealmente para esfuerzos cortantes superiores a  $\tau_o$ . La curva B es un ejemplo de este comportamiento. Los líquidos que se comportan de esta forma reciben el nombre de *plásticos de Bingham*. La línea C representa un *fluido pseudoplástico*. La curva pasa por el origen, es cóncava hacia abajo para bajos esfuerzos cortantes, haciéndose recta para esfuerzos cortantes elevados. El látex del caucho es un ejemplo de un fluido de este tipo. La curva D representa un *fluido dilatante*. La curva es cóncava hacia arriba para bajos esfuerzos cortantes y se hace lineal para esfuerzos cortantes elevados. *La arena movediza y algunas emulsiones de arena presentan este comportamiento.*

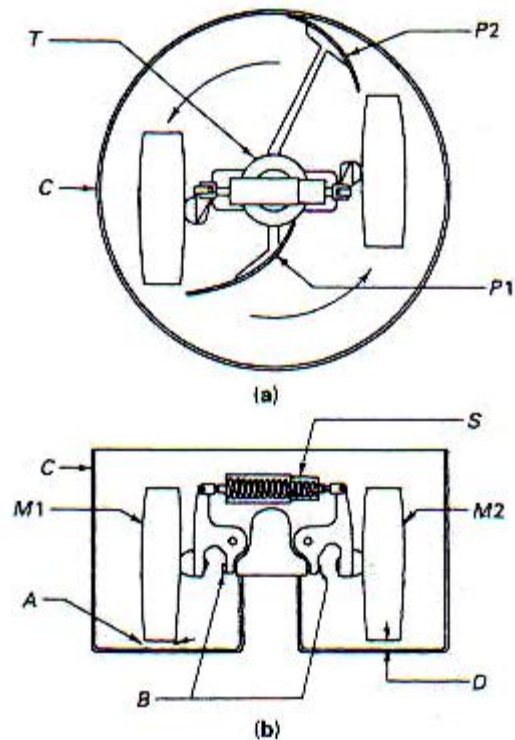
### **1.1. Descripción del Molino Mezclador a Rediseñar**

Mezcladoras Pan Muller. Estas mezcladoras se pueden utilizar cuando la pasta no es demasiado fluida o pegajosa. “*La principal aplicación de las mezcladoras de martillos es en la industria de la fundición*”, en la mezcla de pequeñas cantidades de humedad y materiales aglutinantes con partículas de arena, para la nucleación y el moldeo de arena. En el procesamiento de pastas, las

mezcladoras de bandeja y guillotina se utilizan primordialmente para mezclar pastas arcillosas, mientras que las mezcladoras de martillos manejan materiales como arcilla, pasta para almacenamiento de baterías, recubrimientos de electrodos para soldar y recubrimientos de chocolate.

En las mezcladoras de martillos, la rotación del recipiente circular o de las guillotinas permite transportar el material, de una forma progresiva, a la zona donde se localizan los martillos, donde se produce la acción más intensa. En la FIGURA 1.2 se muestra un tipo de mezcladora en que los martillos y las guillotinas giran en torno a una torreta central estacionaria en una bandeja, también estacionaria. La guillotina exterior desplaza el material de la pared hacia el martillo triturador siguiente; la guillotina interna lo desplaza de la torreta central a la trayectoria del otro martillo. Los martillos trituran el material, rompiendo los aglomerados y los grumos producidos.

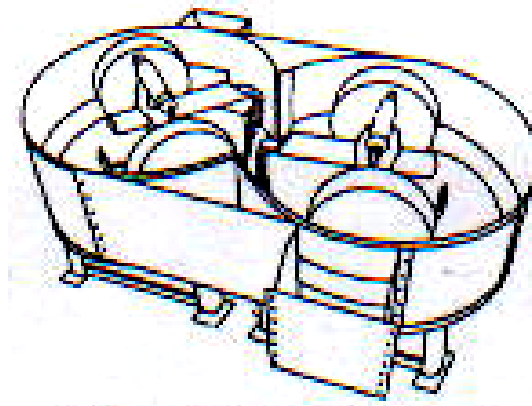




**FIGURA 1.2** Mezcladora de Martillos y Guillotinas: (a) Vista en planta; (b) Sección frontal. [2]

Las mezcladoras estándar de martillos varían en capacidad desde una fracción de pie cúbico ( $ft^3$ ) hasta más de  $1.8m^3$  ( $60ft^3$ ) con consumos entre 0.2 a  $56KW$  ( $\frac{1}{3}$  a  $75hp$ ). Un posible diseño de equipo, para un trabajo en régimen continuo con martillos trituradores, utiliza dos recipientes acoplados y comunicados, y cada uno de ellos tiene sus propios guillotinas y martillos. En el punto de intersección de los dos recipientes, unas rejas exteriores proporcionan un intercambio, aproximadamente igual, de material de un recipiente al otro, acumulándose material en la primera

unidad hasta que la velocidad de alimentación y de descarga por la compuerta del segundo sea igual. El tiempo de residencia se regula ajustando la compuerta de salida. En la Figura 1.3 se muestra una mezcladora de régimen continuo de mezclado.



**FIGURA 1.3** Multitrituradora continua de Martillos y Guillotinas. [2]

## 1.2. Propósito de la Mezcla.

El objetivo del mezclado de arena en este caso es para la elaboración de moldes para la fundición de metales. La realización de este proceso de fundición, empieza lógicamente con el molde. La cavidad de este debe diseñarse de forma y tamaño ligeramente sobredimensionado, esto permitirá la contracción del metal durante la solidificación y enfriamiento. Cada metal sufre diferente porcentaje de contracción, por lo tanto si la presión dimensional es

crítica la cavidad debe diseñarse para el metal particular que se va a fundir. Los moldes se hacen de varios materiales que incluyen arena, yeso, cerámica y metal. Los procesos de fundición se clasifican de acuerdo a los diferentes tipos de moldes. Para la realización de este trabajo se utilizó un solo tipo de mezcla de arena la cual es la más utilizada en la industria de la Fundición este es el Moldeo en Verde.

### **1.3. Moldeo en Verde.**

Es el método más común que consiste en la formación del molde con arena húmeda, usada en ambos procedimientos. La llamada arena verde es simplemente arena que no se ha curado, es decir, que no se ha endurecido por horneado. El color natural de la arena va desde el blanco hasta el canela claro, pero con el uso se va ennegreciendo. La arena no tiene suficiente resistencia para conservar su forma, por ello se mezcla con un aglutinante para darle resistencia; luego se agrega una cierta cantidad de agua para que se adhiera. Esta arena se puede volver a emplear solo añadiendo una cantidad determinada de aglutinante cuando se considere necesario.

### 1.3.1 Arenas utilizadas para el Moldeo en Verde.

**Arena Sílice (SiO<sub>2</sub>)** se encuentra en muchos depósitos naturales, y es adecuada para propósitos de moldeo por que puede resistir altas temperaturas sin descomponerse. Esta arena es de bajo costo, tiene gran duración y se consigue en una gran variedad de tamaño y formas de grano. Por otra parte, tiene una alta relación de expansión cuando esta sometida al calor y tiene cierta tendencia a fusionarse con el metal. La arena sílice pura no es conveniente por si misma para el trabajo de moldeo puesto que adolece de propiedades aglomerantes. Las propiedades aglomerantes se pueden obtener por adición de 8 a 16% de arcilla. Los tres tipos de arcilla comúnmente usados son, la Caolinita, Illita y **Bentonita**. Esta ultima, usadas con más frecuencia, proviene de cenizas volcánicas. Los porcentajes de arena que se van a mezclar son con respecto al 100% de peso de la mezcla:

- ☞ Sílice 86%.
- ☞ Bentonita 8%.
- ☞ Agua 6%.

#### 1.4. Propiedades de la Mezcla y Tiempo de mezclado.

Los materiales más extremadamente viscosos son *no newtonianos* y su viscosidad no es una función sencilla del gradiente de velocidad. Para nuestro propósito medimos la viscosidad de la mezcla en un viscosímetro el cual se ve en la FIGURA 1.4. Esta medición se realizó en el laboratorio de Metalurgia de la Facultad de Ingeniería Mecánica, en la cual se preparo una cantidad de mezcla no mayor de 600 gr y obtuvimos un valor promedio de  $22Pa\text{-seg}$  ( $22000\text{ _cP}$ ). Y además se obtuvo el valor de la densidad de la mezcla que es de  $1780\text{ Kg}/\text{m}^3$ .



**FIGURA 1.4** Viscosímetro

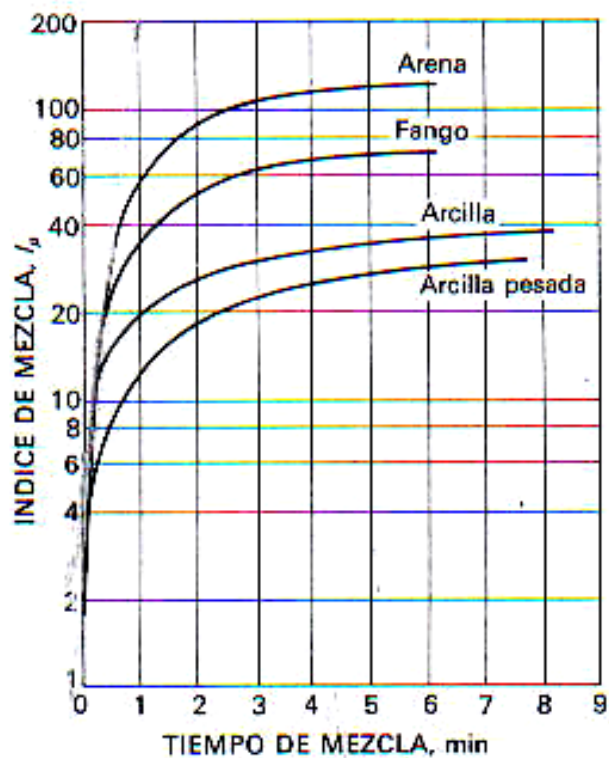
### **Tiempo de Mezclado:**

Índice de Mezcla  $I_p$ .- El funcionamiento de un mezclador industrial se caracteriza de acuerdo con el tiempo que se requiere, la carga de energía y las propiedades del producto final. La relación entre el dispositivo de mezclado y las propiedades deseadas para el material mezclado varía ampliamente de un caso a otro. A veces se requiere un muy alto grado de uniformidad, otras una rápida acción de mezclado o, incluso, un consumo mínimo de energía.

En cualquier proceso discontinuo de mezclado  $I_p$  vale la unidad al comienzo, para ir aumentando a medida que progresa la mezcla. En la FIGURA 1.5 se presentan algunos resultados típicos del mezclado de suelos naturales. El índice de mezcla para arena aumenta rápidamente hasta un valor elevado y luego tiende a permanecer constante. Para el caso de partículas más finas y materiales con plasticidad creciente, el modelo es el mismo pero, dado el mezclado es más lento, el valor límite de  $I_p$  es más pequeño.

La eficacia de un determinado tipo de mezclador depende también de la naturaleza y consistencia del material que se ha de mezclar. Para nuestro caso el cual es un mezclador de moletas o de

“martillos y guillotinas” conducen a un mezclado rápido y a elevados valores límite de  $I_p$  cuando operan con sólidos arenosos granulares, por tanto el mezclado de arena para la elaboración de moldes tiene un tiempo de residencia de entre 5 a 6 minutos como lo muestra en la FIGURA 1.5.



**FIGURA 1.5.** Índice de mezcla vs Tiempo de mezclado. [1]

# CAPITULO 2

## 2. ANÁLISIS DEL PROBLEMA.

El problema se inicia cuando la mezcladora sobrepasa la carga de  $100Kg$ . Se realizo unas pruebas de mezclado en el molino mezclador actual y se pudo observar que cuando se le carga con una cantidad mayor a  $100Kg$ , la caja reductora (sinfín-corona) se calienta. También se observo que el sistema de reducción de bandas y poleas que conectan el motor a la caja reductora, las bandas patinan, esto se debe a que las bandas son viejas y a demás están flojas. La caja reductora de velocidad esta conformada por un tornillo sinfín de una sola entrada y una corona de 20 dientes con lo cual tenemos una reducción de 20:1. Para ver en que condiciones se encuentra la corona se procedió a desarmar el sistema de trasmisión de potencia, y se pudo observar que la corona esta completamente desgastada. Algunas de las razones por las cuales esto puede haber sucedido son que no tenia una buena lubricación, un rodamiento de la corona esta dañado, además se puede decir que habido una sobrecarga de material a la mezcladora.

La solución de este problema es de diseñar un nuevo sistema de reducción de velocidad, para esto se necesita conocer la potencia que se



debe aplicar a la nueva carga que se desea mezclar ( $200\text{ Kg}$ ), para esto se debe de estimar el torque en el eje central, pero no es fácil hacer este cálculo. Nuestra solución es hacer un análisis dimensional a un equipo experimental que existe en el Laboratorio de Metalurgia (Simpson Mix-Muller), este equipo es geoméricamente similar al mezclador que se desea rediseñar, como el que se muestra en la FIGURA 1.2. En este equipo experimental se realizaran pruebas y se obtendrán datos para luego utilizarlos con los grupos adimensionales que se obtendrán, para luego estimar la potencia necesaria para nuestro requerimiento de mezclado de  $200\text{Kg}$ . El mezclador a rediseñar debe de funcionar a una velocidad de rotación de  $22\text{RPM}$ , este velocidad es recomendada para maquinas de este tipo de mezclas, en la **APÉNDICE B** se muestran algunos modelos de mezcladores.

### **2.1. Análisis Dimensional y Similitud.**

El Teorema Pi de Buckingham puede utilizarse para obtener los grupos adimensionales gobernantes para un fenómeno de flujo.

Entonces tenemos las variables que se involucran en el análisis:

$$Pot = f(\rho, \mu, n, Dr, Cm, Rpe, Rpi, Hpe, Hpi, Le, Li, Dt, Ht, Ar, dr)$$

Los parámetros, como las dimensiones del mezclador pueden ser divididos para una sola dimensión; en nuestro análisis se ha tomado

una sola dimensión  $Dr$  la cual es diámetro de posición de las ruedas, con lo que tendríamos:

$$Pot = f(\rho, \mu, n, Dr, Cm, S1, S2, S3, S4, S5, S6, S7, S8, S9, S10)$$

$$S_1 = \frac{Rpe}{Dr} \quad S_2 = \frac{Rpi}{Dr} \quad S_3 = \frac{Hpe}{Dr} \quad S_4 = \frac{Hpi}{Dr}$$

$$S_5 = \frac{Le}{Dr} \quad S_6 = \frac{Li}{Dr} \quad S_7 = \frac{Dt}{Dr} \quad S_8 = \frac{Ht}{Dr}$$

$$S_9 = \frac{Ar}{Dr} \quad S_{10} = \frac{dr}{Dr}$$

Todos los  $S1, S2, S3, \dots, S10$ , son llamados factores de forma.

### Obtención de los grupos adimensionales.

$$Pot = f(\rho, \mu, n, Dr, Cm)$$

- 1) Listamos todos los parámetros implicados:

$$Pot \quad \rho \quad \mu \quad Dr \quad n \quad Cm$$

$$p = 6 \text{ parámetros}$$

- 2) Selección de un conjunto de dimensiones fundamentales (primarias), esto es MLt (masa, longitud, tiempo).
- 3) Lista de las dimensiones de todos los parámetros en términos de dimensiones primarias.

$Pot$	$\rho$	$\mu$	$Dr$	$n$	$Cm$
$ML^2t^{-3}$	$ML^{-3}$	$ML^{-1}t^{-1}$	$L$	$t^{-1}$	$MLt^{-2}$

$r = 3$  (número de dimensiones primarias)

- 4) Elijo de la lista de parámetros un numero de parámetros repetidos igual al numero de dimensiones primarias  $r = 3$ .

$$\rho \quad Dr \quad n$$

- 5) Establezco ecuaciones dimensionales combinando los parámetros elegidos en el paso 4) con uno de los otros parámetros a su vez. Para formar grupos adimensionales habrá  $p - r = 3$  grupos adimensionales.

$$\Pi_1 = \rho^a Dr^b n^c Pot = (ML^{-3})^a (L)^b (t^{-1})^c (ML^2t^{-3}) = M^0 L^0 t^0$$

Igualando los exponentes de M,L y t se obtiene:

$$a = -1, b = -5, c = -3$$

$$\text{Por tanto: } \underline{\underline{\Pi_1 = \frac{Pot}{\rho Dr^5 n^3}}}}$$

$$\Pi_2 = \rho^d Dr^e n^f \mu = (ML^{-3})^d (L)^e (t^{-1})^f (ML^{-1}t^{-1}) = M^0 L^0 t^0$$

Igualando los exponentes de M,L y t se obtiene:

$$d = -1, e = -2, f = -1$$

$$\text{Por tanto: } \underline{\underline{\Pi_2 = \frac{\mu}{n Dr^2 \rho}}}}$$

$$\Pi_3 = \rho^m D r^n n^p C m = (M t^{-3})^m (L)^n (t^{-1})^p (M L t^{-2}) = M^0 L^0 t^0$$

Igualando los exponentes de M, L y t se obtiene:

$$m = -1, n = -4, p = -2$$

$$\text{Por tanto: } \underline{\underline{\Pi_3 = \frac{Cm}{\rho D r^4 n^2}}}$$

6) Comprobamos que cada grupo obtenido es adimensional.

$$\Pi_1 = \frac{Pot}{\rho D r^5 n^3} = \frac{M L^2 t^{-3}}{M L^{-3} L^5 t^{-3}} = [1]$$

$$\Pi_2 = \frac{\mu}{\rho D r^2 n} = \frac{M L^{-1} t^{-1}}{M L^{-3} L^2 t^{-1}} = [1]$$

$$\Pi_3 = \frac{Cm}{\rho D r^4 n^2} = \frac{M L t^{-2}}{M L^{-3} L^4 t^{-2}} = [1]$$

La relación funcional entre los parámetros  $\Pi$  :

$$\Pi_1 = \psi(\Pi_2, \Pi_3), \text{ o:}$$

$$\frac{Pot}{\rho D r^5 n^3} = f\left(\frac{\rho D r^2 n}{\mu}, \frac{Cm}{\rho D r^4 n^2}\right)$$

La relación funcional entre los parámetros  $\Pi$  debe determinarse experimentalmente.

## **Similitud de Flujo.**

Para que sea útil, una prueba de modelos debe producir datos que puedan escalarse para obtener las fuerzas, momentos y cargas dinámicas que existirían en el prototipo a escala natural. Quizás el requerimiento más evidente es el que exige que el modelo y el prototipo sean geoméricamente similares.

La similitud geométrica requiere que el modelo y el prototipo sean de la misma forma, y que todas las dimensiones lineales del modelo se relacionen con las dimensiones correspondientes del prototipo por medio de un factor de escala constantes.

Un segundo requerimiento indica que los flujos del modelo y del prototipo sean cinemáticamente similares. Dos fluidos son cinemáticamente similares cuando las velocidades en puntos correspondientes están en la misma dirección y se relacionan en magnitud mediante un factor de escala constante.

Cuando dos flujos tienen distribuciones de fuerza tales que tipos idénticos de fuerzas son paralelos y se relacionan en magnitud por medio de un factor de escala constante en todos

los puntos correspondientes, los flujos son dinámicamente similares.

Los requerimientos para la similitud dinámica son los más restrictivos: dos flujos deben poseer tanto similitud geométrica como cinemática para ser similares dinámicamente.

**“Para alcanzar la similitud dinámica entre flujos geoméricamente similares, debemos duplicar al menos uno de esos grupos adimensionales”.**

## **2.2. Equipo Experimental Simpson Mix-Muller.**

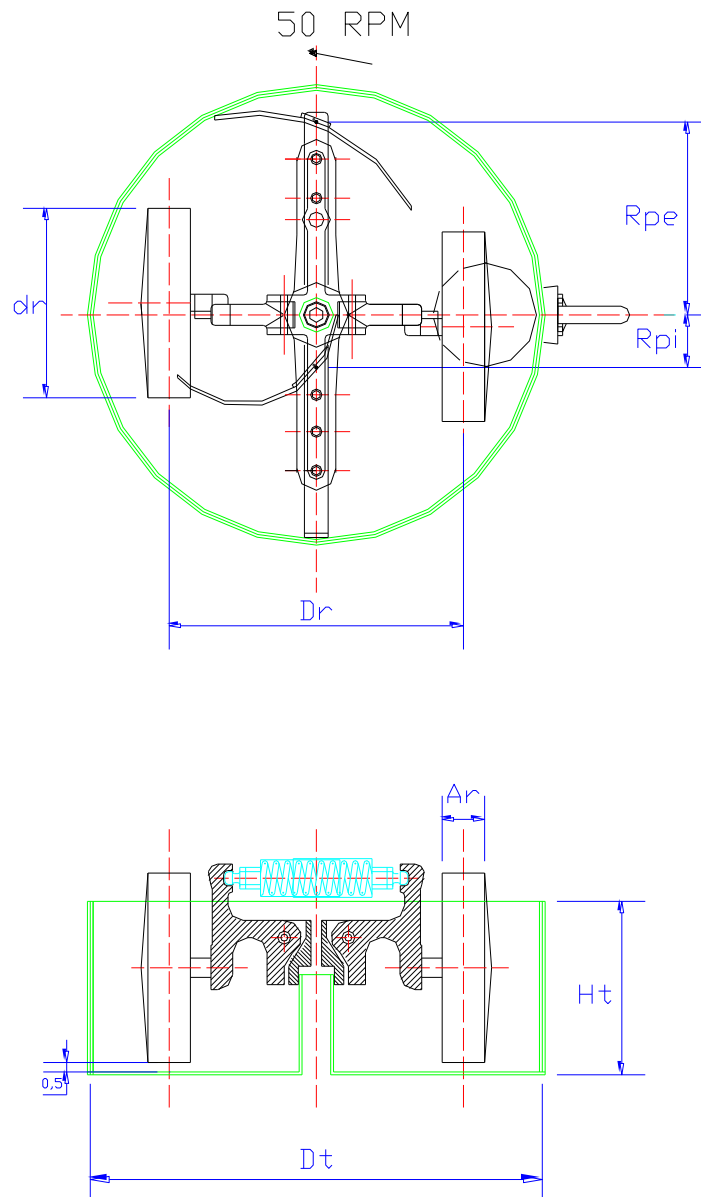
Este equipo es geoméricamente similar al mezclador a rediseñar por lo que se lo tomo como modelo para hacer un análisis dimensional y realizar las pruebas experimentales de mezclado y así estimar potencia y par de torsión. Para estas pruebas se utilizo el mismo tipo de mezcla la cual es sílice, bentonita y una pequeña cantidad de agua la cual es llamada moldeo en verde. La FIGURA 2.1 muestra el modelo experimental Simpson mix-muller.



**FIGURA 2.1.** Mezclador Simpson Mix-Muller Experimental

### **Dimensiones del Equipo Experimental (Modelo):**

Las dimensiones principales del equipo experimental se muestran en la FIGURA 2.2.



**FIGURA 2.2.** Dimensiones de Mezclador Experimental.



$$Dr = 14\frac{3}{8} pu \lg(0.40m)$$

$$Dt = 24 pu \lg(0.61m)$$

$$dr = 10 pu \lg(0.254m)$$

$$Ar = 2\frac{1}{4} pu \lg(0.06m)$$

$$Ht = 9 pu \lg(0.23m)$$

$$Le = 12.8 pu \lg(0.325m)$$

$$Rpe = 10.3 pu \lg(0.26m)$$

$$Li = 12.8 pu \lg(0.325m)$$

$$Rpi = 3.43 pu \lg(0.09m)$$

$$Hpe_{\max} = 2.75 pu \lg(0.07m)$$

$$Hpi_{\max} = 2.75 pu \lg(0.07m)$$

$$Hpe_{\min} = 1.4 pu \lg(0.035m)$$

$$Hpi_{\min} = 0.8 pu \lg(0.02m)$$

En el **Apéndice A** se muestran los planos del equipo experimental Simpson Mix-Muller, con sus respectivas dimensiones.

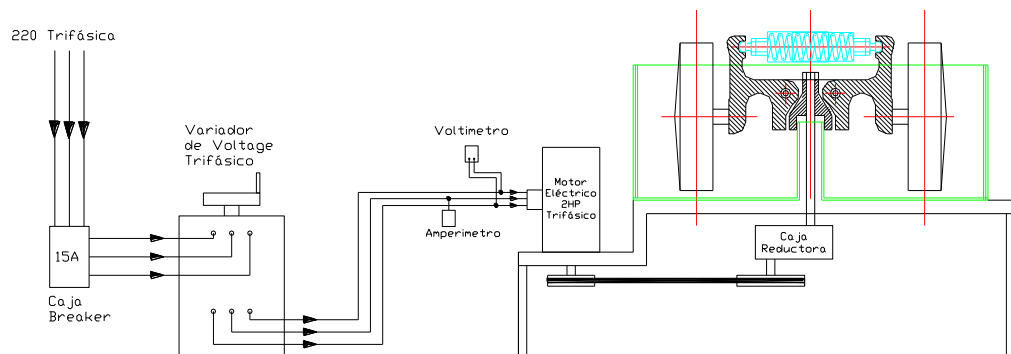
### 2.3. Pruebas Experimentales de Mezclado.

Para la obtención de los datos experimentales se utilizaron los siguientes equipos:

- ✓ Amperímetro (1).
- ✓ Voltímetro (1).
- ✓ Variador de Voltaje Trifásico (1).
- ✓ Medidor de revoluciones (Tacómetro) (1)

### Procedimiento:

- 1) Se procedió a hacer la instalación de todos los equipos.  
El motor del mezclador experimental funciona a 220 Volt y es trifásico, por lo que se necesito un variador de voltaje trifásico.  
En la FIGURA 2.3 se muestra un esquema de la conexión de los equipos, para la obtención de datos.



**FIGURA 2.3** Esquema de conexión eléctrico para la obtención de datos.

- 2) Se procede a preparar las mezclas de arena con sus respectivas cantidades de los diferentes agregados. Haremos pruebas con 0 Kg (en vacío), 12 Kg, 24 Kg, 30 Kg y 35 Kg.
- 3) Arrancamos con 220 Volt y con el variador de voltaje, vamos bajando de 20 en 20 Volt y mediremos las revoluciones del mezclador con el medidor de revoluciones (Tacómetro).

**Nota:**

El Mezclador experimental esta adaptado para 50 RPM, conforme se baja el voltaje del motor con el variador de voltaje, baja las RPM del mezclador experimental en una pequeña cantidad.

Se trato de hacer las pruebas con un Variador de Frecuencia, pero lastimosamente no se tuvo al alcance este equipo, por lo que se utilizo un variador de voltaje para hacer disminuir las RPM del motor.

Asumiremos que la potencia entregada por el motor del mezclador experimental es la misma a la salida del eje principal del mezclador.

**Fórmulas:**

☞ Para calcular la potencia dada por el motor del mezclador se utiliza:

$$Pot(W) = \sqrt{3} * Amp * Volt * Cos\alpha \quad Cos\alpha = 0.85$$

El valor de 0.85 es un dato de la placa del motor, y se denomina factor de potencia. En la sección anterior se realizo el análisis dimensional y se obtuvo los grupos adimensionales para lo cual se obtuvo las siguientes formulas:

☞ Para calcular el  $N_{Re}$  :

$$N_{Re} = \frac{Dr^2 n \rho}{\mu}$$

$n$ :  $rad/seg$

$\rho$ :  $Kg/m^3$

$\mu$ :  $Pa - Seg$

$Dr$ :  $m$

☞ Para el cálculo de  $N_{Pot}$  :

$$N_{Pot} = \frac{Pot}{Dr^5 n^3 \rho}$$

$n$ :  $rad/seg$

$\rho$ :  $Kg/m^3$

$Pot$ :  $W$

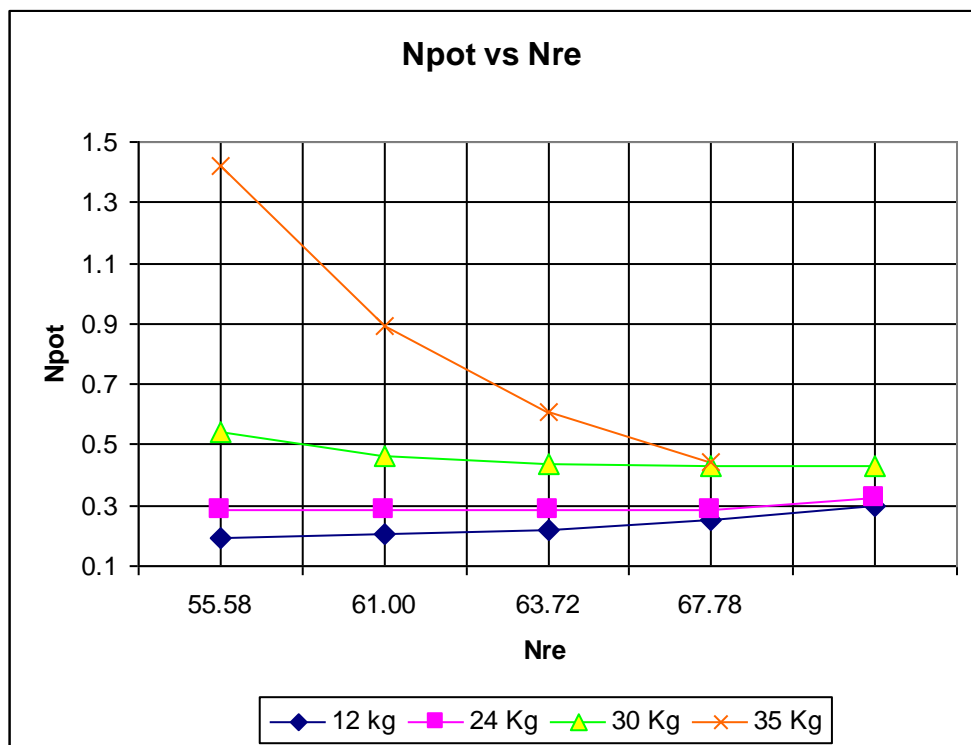
$Dr$ :  $m$

La viscosidad promedio de la mezcla obtenida con el viscosímetro es  $22 Pa - seg$  ( $22000 cP$ ). La densidad de la mezcla es de  $1780 \frac{kg}{m^3}$  ( $111 \frac{Lb}{pie^3}$ ). La distancia de posición de los rodillos del mezclador experimental es de  $Dr = 0.40 m$ . En la TABLA 2.1 se muestran los datos y resultados obtenidos en las pruebas experimentales de mezclado:

MEZCLADORA DE ARENA EN VACIO (0 KG)						
RPM	Rad/seg	VOLT (V)	AMP (A)	POT(W)		
50	5.24	220	2.2	712.57		
MEZCLA DE ARENA DE 12 Kg						
RPM	Rad/seg	VOLT (V)	AMP (A)	POT(W)	Nrem	Npotm
50	5.24	220	2.4	777.34	67.8	0.3
49	5.13	200	2.1	618.34	66.4	0.25
48	5.03	180	1.9	503.51	65.1	0.22
47	4.92	160	1.9	447.56	63.7	0.21
46	4.82	140	1.9	391.62	62.4	0.19
MEZCLA DE ARENA DE 24 Kg						
RPM	Rad/seg	VOLT (V)	AMP (A)	POT(W)	Nrem	Npotm
50	5.24	220	2.6	842.12	67.8	0.32
49	5.13	200	2.4	706.68	66.4	0.29
48	5.03	180	2.5	662.51	65.1	0.29
47	4.92	160	2.6	612.45	63.7	0.28
46	4.82	140	2.8	577.12	62.4	0.28
MEZCLA DE ARENA DE 30 Kg						
RPM	Rad/seg	VOLT (V)	AMP (A)	POT(W)	Nrem	Npotm
50	5.24	220	3.5	1133.63	67.8	0.43
49	5.13	200	3.6	1060.02	66.4	0.43
48	5.03	180	3.8	1007.01	65.1	0.44
47	4.92	160	4.3	1012.9	63.7	0.47
45	4.71	140	5	1030.57	61	0.54
MEZCLA DE ARENA DE 35 Kg						
RPM	Rad/seg	VOLT (V)	AMP (A)	POT(W)	Nrem	Npotm
50	5.24	220	3.6	1166.02	67.8	0.45
47	4.92	200	4.5	1325.02	63.7	0.61
45	4.71	180	6.4	1696.02	61	0.89
41	4.30	160	8.7	2049.36	55.6	1.42

**TABLA 2.1** Datos y Resultados obtenidos de las Pruebas Experimentales.

Con los datos obtenidos de  $N_{Re}$  y  $N_{Pot}$  hacemos una gráfica y observamos el comportamiento de estos datos. Como es de imaginarse la carga de 35 Kg es la que debe de ser mezclada con una mayor potencia, tal como se muestra en la FIGURA 2.4.



**FIGURA 2.4** Número de Potencia  $N_{Pot}$  frente a  $N_{Re}$

## 2.4. Cálculo de Potencia.

El propósito de este trabajo es estimar la potencia que se necesita aplicar para una carga de mezcla de 200 Kg. Para esto se realizó los siguientes cálculos:

- Analizamos la velocidad del mezclador a rediseñar (prototipo):

$$N_{Re_m} = \frac{n_m D r_m^2 \rho}{\mu}$$

$N_{Re_m}$  :# de Reynolds del modelo

$D r_m = 0.40m$

$n_m = 50RPM = 5,24 \text{ rad/seg}$

$\rho = 1780 \text{ Kg/m}^3$

$\mu = 22Pa - seg$

$N_{Re_m} = 67.8$

Este  $N_{Re_m}$  es igual para todas las pruebas realizadas en el mezclador modelo (Simpson Mix-Muller) a una velocidad de  $50RPM$ . Ahora calculamos el  $N_{Re_p}$  para el prototipo que es el mezclador a rediseñar el cual tiene un  $D r_p = 0.98m$  y se ha establecido una velocidad de mezclado de  $n_p = 22RPM$ , la viscosidad y la densidad de la mezcla son las mismas. Se ha tomado esta velocidad de mezclado por referencias de equipos

mezcladores similares, en la **Apéndice B** se muestran algunos equipos mezcladores similares.

$$N_{Re p} = \frac{n_p D r_p^2 \rho}{\mu}$$

$N_{Re p}$  :# de Reynolds del prototipo

$$D r_p = 0.98m$$

$$n_p = 22RPM = 2,30 \text{ rad/seg}$$

$$\rho = 1780 \text{ Kg/m}^3$$

$$\mu = 22Pa - seg$$

$$\underline{N_{Re p} = 179}$$

Con estos dos resultados  $N_{Re m}$  y  $N_{Re p}$  recordando lo que se dijo antes en la sección 2.1.2. Similitud de Flujo, *que para alcanzar la similitud dinámica entre flujos geoméricamente similares, debemos de duplicar al menos uno de esos grupos adimensionales.*

Con los resultados anteriores de  $N_{Re m}$  y  $N_{Re p}$  obtenidos vemos que:

$$\frac{N_{Re p}}{N_{Re m}} = 2.6$$

Este resultado muestra que se esta aumentado en 2,6 veces el grupo adimensional ( $N_{Re m}$ ). Con lo que se establece que la velocidad de mezclado del prototipo sea de *22RPM*.



- Cálculo de Potencia del mezclador Prototipo:

Con los datos de  $N_{potm}$  de la TABLA 2.1 calculamos la potencia para el prototipo:

- ✓ Para 0 Kg (vacío) tenemos:

Modelo	Prototipo
$Pot_m = 712.57W$	$Dr_p = 0.98m$
$Dr_m = 0.40m$	$n_p = 22RPM$
$n_m = 50RPM$	

$$Npot_m = Npot_p$$

$$\frac{Pot_m}{\rho Dr_m^5 n_m^3} = \frac{Pot_p}{\rho Dr_p^5 n_p^3}$$

Como la mezcla es la misma entonces tenemos:

$$Pot_p = Pot_m \left( \frac{Dr_p}{Dr_m} \right)^5 \left( \frac{n_p}{n_m} \right)^3$$

$$\underline{Pot_p = 5358.2W(7.2Hp)}$$

- ✓ Para 12 Kg tenemos:

Modelo	Prototipo
$Pot_m = 777.34W$	$Dr_p = 0.98m$
$Dr_m = 0.40m$	$n_p = 22RPM$
$n_m = 50RPM$	

$$Pot_p = Pot_m \left( \frac{Dr_p}{Dr_m} \right)^5 \left( \frac{n_p}{n_m} \right)^3$$

$$\underline{Pot_p = 5845.2W(7.84Hp)}$$

✓ Para 24 Kg tenemos:

Modelo	Prototipo
$Pot_m = 842.12W$ $Dr_m = 0.40m$ $n_m = 50RPM$	$Dr_p = 0.98m$ $n_p = 22RPM$

$$Pot_p = Pot_m \left( \frac{Dr_p}{Dr_m} \right)^5 \left( \frac{n_p}{n_m} \right)^3$$

$$\underline{Pot_p = 6341.2W(8.5Hp)}$$

✓ Para 30 Kg tenemos:

Modelo	Prototipo
$Pot_m = 1133.63W$ $Dr_m = 0.40m$ $n_m = 50RPM$	$Dr_p = 0.98m$ $n_p = 22RPM$

$$Pot_p = Pot_m \left( \frac{Dr_p}{Dr_m} \right)^5 \left( \frac{n_p}{n_m} \right)^3$$

$$\underline{Pot_p = 8504.4W(11.4Hp)}$$

✓ Para 35 Kg tenemos:

Modelo	Prototipo
$Pot_m = 1166.02W$ $Dr_m = 0.40m$ $n_m = 50RPM$	$Dr_p = 0.98m$ $n_p = 22RPM$

$$Pot_p = Pot_m \left( \frac{Dr_p}{Dr_m} \right)^5 \left( \frac{n_p}{n_m} \right)^3$$

$$\underline{Pot_p = 8767.88W(11.8Hp)}$$

Utilizamos el Grupo adimensional  $\Pi_3 = \frac{Cm}{\rho Dr^4 n^2}$  para estimar cantidad de carga que se puede mezclar en el prototipo. Este grupo se lo designa como número de carga  $N_c$  :

✓ Para 12 Kg de mezcla se calcula la carga que se puede mezclar en el prototipo:

Modelo	Prototipo
$Dr_m = 0.40m$ $n_m = 50RPM$ $Cm = 12Kg$	$Dr_p = 0.98m$ $n_p = 22RPM$

De igual forma como la mezcla es la misma tenemos:

$$N_{cm} = N_{cp}$$

$$Cm_p = Cm_m \left( \frac{Dr_p}{Dr_m} \right)^4 \left( \frac{n_p}{n_m} \right)^2$$

$$\underline{Cm_p = 83.7 Kg}$$

- ✓ Para **24 Kg** de mezcla se calcula la carga que se puede mezclar en el prototipo:

<b>Modelo</b>	<b>Prototipo</b>
$Dr_m = 0.40m$	$Dr_p = 0.98m$
$n_m = 50RPM$	$n_p = 22RPM$
$Cm = 24Kg$	

$$Cm_p = Cm_m \left( \frac{Dr_p}{Dr_m} \right)^4 \left( \frac{n_p}{n_m} \right)^2$$

$$\underline{Cm_p = 167.4Kg}$$

- ✓ Para **30 Kg** de mezcla se calcula la carga que se puede mezclar en el prototipo:

<b>Modelo</b>	<b>Prototipo</b>
$Dr_m = 0.40m$	$Dr_p = 0.98m$
$n_m = 50RPM$	$n_p = 22RPM$
$Cm = 30Kg$	

$$Cm_p = Cm_m \left( \frac{Dr_p}{Dr_m} \right)^4 \left( \frac{n_p}{n_m} \right)^2$$

$$\underline{Cm_p = 209.3Kg}$$

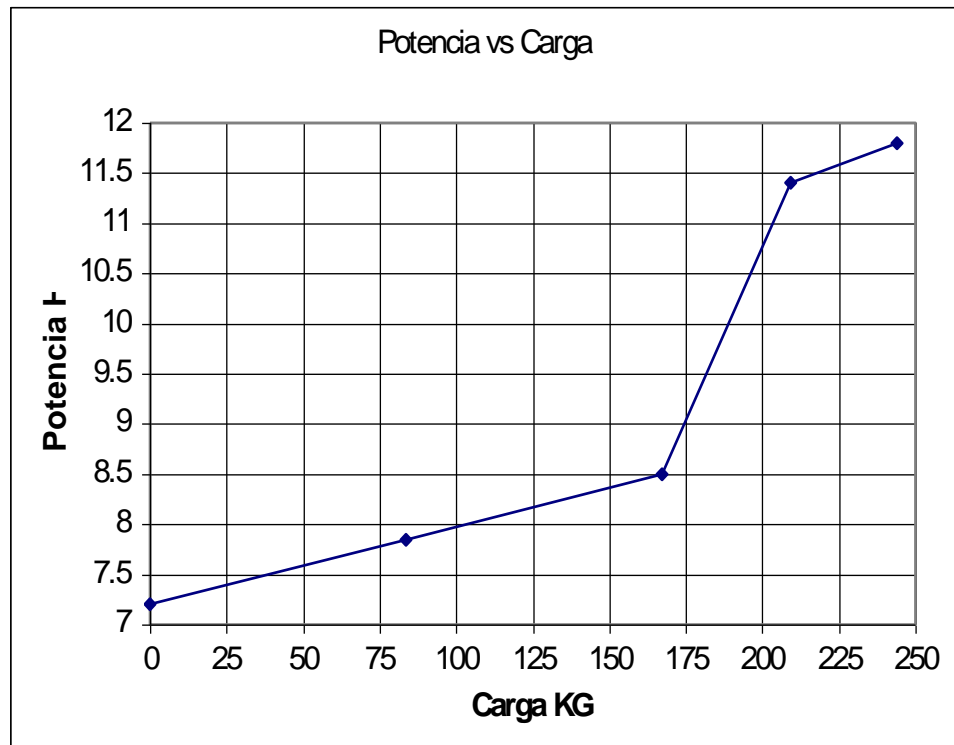
- ✓ Para **35 Kg** de mezcla se calcula la carga que se puede mezclar en el prototipo:

<b>Modelo</b>	<b>Prototipo</b>
$Dr_m = 0.40m$	$Dr_p = 0.98m$
$n_m = 50RPM$	$n_p = 22RPM$
$Cm = 35Kg$	

$$Cm_p = Cm_m \left( \frac{Dr_p}{Dr_m} \right)^4 \left( \frac{n_p}{n_m} \right)^2$$

$$\underline{Cm_p = 244 Kg}$$

Con los valores calculados de  $Pot_p$  y  $Cm_p$ , se realiza una gráfica (FIGURA 2.5) y observamos que el valor de  $200Kg$  que es nuestro requerimiento de mezcla, se ubica aproximadamente en  $10.8HP$ .



**FIGURA 2.5.** Potencia vs Carga

### 2.5. Factores de Forma.

En la sección 2.1, se obtuvieron grupos adimensionales y también se obtuvieron Factores de Forma, entre los cuales tenemos:

$$S_1 = \frac{Rpe}{Dr} \quad S_2 = \frac{Rpi}{Dr} \quad S_3 = \frac{Hpe}{Dr} \quad S_4 = \frac{Hpi}{Dr}$$

$$S_5 = \frac{Le}{Dr} \quad S_6 = \frac{Li}{Dr} \quad S_7 = \frac{Dt}{Dr} \quad S_8 = \frac{Ht}{Dr}$$

$$S_9 = \frac{Ar}{Dr} \quad S_{10} = \frac{dr}{Dr}$$

$$Dr = 14^{13/8} pu \lg(0.40m)$$

$$Dt = 24 pu \lg(0.61m)$$

$$dr = 10 pu \lg(0.254m)$$

$$Ar = 2 \frac{1}{4} pu \lg(0.06m)$$

$$Ht = 9 pu \lg(0.23m)$$

$$Le = 12.8 pu \lg(0.325m)$$

$$Rpe = 10.3 pu \lg(0.26m)$$

$$Li = 12.8 pu \lg(0.325m)$$

$$Rpi = 3.43 pu \lg(0.09m)$$

$$Hpe_{\max} = 2.75 pu \lg(0.07m)$$

$$Hpi_{\max} = 2.75 pu \lg(0.07m)$$

$$Hpe_{\min} = 1.4 pu \lg(0.035m)$$

$$Hpi_{\min} = 0.8 pu \lg(0.02m)$$

Para encontrar las dimensiones del **mezclador prototipo** procedemos a calcular con los Factores de Forma, igualando los Factores de Forma del modelo con los Factores de Forma del prototipo, teniendo en cuenta que  $Dr_p = 0.98m$ . Trabajaremos con unidades métricas:

$$\blacksquare S_1 = \frac{Rpe}{Dr}$$

$$S_{1m} = S_{1p} \quad \left( \frac{Rpe}{Dr} \right)_m = \left( \frac{Rpe}{Dr} \right)_p$$

Despejando de la relación  $Rpe_p$  tenemos:

$$Rpe_p = \frac{Rpe_m * Dr_p}{Dr_m} \text{ Reemplazamos:}$$

$$\underline{\underline{Rpe_p = 0.64m}}$$

- $S_2 = \frac{Rpi}{Dr}$

$S_{2m} = S_{2p}$  Despejando de la relación  $Rpi_p$  tenemos:

$$\underline{Rpi_p = 0.224 m}$$

- $S_3 = \frac{Hpe}{Dr}$

$S_{3m} = S_{3p}$  Despejando de la relación  $Hpe_p$  tenemos:

$$\underline{Hpe_{p_{max}} = 0.17 m} \quad \underline{Hpe_{p_{min}} = 0.086 m}$$

- $S_4 = \frac{Hpi}{Dr}$

$S_{4m} = S_{4p}$  Despejando de la relación  $Hpi_p$  tenemos:

$$\underline{Hpi_{p_{max}} = 0.17 m} \quad \underline{Hpi_{p_{min}} = 0.05 m}$$

- $S_5 = \frac{Le}{Dr}$

$S_{5m} = S_{5p}$  Despejando de la relación  $Le_p$  tenemos:

$$\underline{Le_p = 0.8 m}$$

- $S_6 = \frac{Li}{Dr}$

$S_{6m} = S_{6p}$  Despejando de la relación  $Li_p$  tenemos:

$$\underline{Li_p = 0.8 m}$$



- $S_7 = \frac{Dt}{Dr}$

$S_{7m} = S_{7p}$  Despejando de la relación  $Dt_p$  tenemos:

$$\underline{Dt_p = 1.49m}$$

- $S_8 = \frac{Ht}{Dr}$

$S_{8m} = S_{8p}$  Despejando de la relación  $Ht_p$  tenemos:

$$\underline{Ht_p = 0.56m}$$

- $S_9 = \frac{Ar}{Dr}$

$S_{9m} = S_{9p}$  Despejando de la relación  $Ar_p$  tenemos:

$$\underline{Ar_p = 0.147m}$$

- $S_{10} = \frac{dr}{Dr}$

$S_{10m} = S_{10p}$  Despejando de la relación  $dr_p$  tenemos:

$$\underline{dr_p = 0.62m}$$

# CAPITULO 3

## 3. REDISEÑO EN BASE A DATOS EXPERIMENTALES.

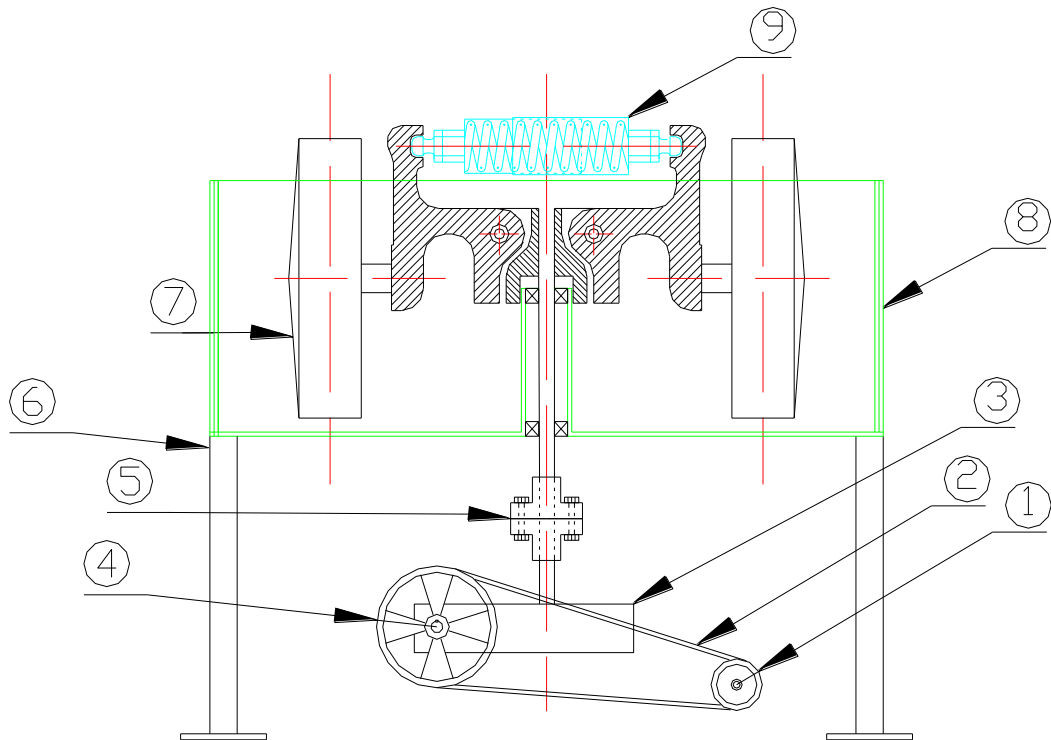
En el Capitulo 2, se realizo el análisis dimensional a un mezclador experimental (Simpson Mix-Muller) el cual es geoméricamente similar a nuestros mezclador a rediseñar. En el análisis dimensional se llego a los siguientes resultados para el mezclado de 200Kg de mezcla de Arena:

- ✓ La potencia para el mezclado de 200Kg es de 10.8HP (8056.8W).
- ✓ El torque que se debe de aplicar al eje central del mezclador a rediseñar es de 30952.21Lbf \_ pulg (3497.13N \_ m).
- ✓ La velocidad de mezclado es de 22RPM .
- ✓ El mezclador actual tiene un motor eléctrico de 15HP y de 1160RPM .

Con estos resultados obtenidos a partir del cálculo del análisis dimensional y con los datos de potencia y velocidad del motor, se rediseña un sistema de reducción de velocidad, el cual esta compuesto por una reducción por bandas y poleas y otra por medio de una caja reductora de velocidad, la cual tiene como elementos un tornillo sinfín y corona para lograr la reducción requerida de 22RPM. En las secciones siguientes se muestran todos los cálculos realizados para el rediseño y

también, la selección de algunos elementos esenciales en el sistema de reducción de velocidad.

### 3.1. Diseño de Forma del Sistema de Transmisión de Potencia.



**FIGURA 3.1.** Diseño de Forma del Sistema de Transmisión de Potencia.

- |                                   |                            |
|-----------------------------------|----------------------------|
| 1. Polea del Motor Eléctrico      | 6. Estructura de Soporte.  |
| 2. Bandas Tipo V.                 | 7. Rodillos del mezclador  |
| 3. Caja Reductora Sinfín – Corona | 8. Tanque del Mezclador    |
| 4. Polea de Caja Reductora.       | 9. Amortiguador de Resorte |
| 5. Acoples                        |                            |

### 3.2. Diseño de Corona y Tornillo Sinfín.

Para facilitar el cálculo del reductor se toma como referencia el catalogo 1090 de MARTIN, el mismo que se va a usar para encontrar el módulo y así poder dimensionar el tornillo sinfín y la corona.

Los materiales para la corona y el sinfín que normalmente se usan en la construcción de estos componentes son: Bronce al Aluminio y acero de cementación respectivamente, por ser de más fácil adquisición en el mercado local.

#### **Datos para la selección:**

- ☞ Potencia de salida en el reductor : 8056.8 W (10.8 Hp)
- ☞ Relación de reducción : 20
- ☞ Número de Dientes de la Corona : 40
- ☞ Número de Entradas del Tornillo Sinfín : 2
- ☞ Torque necesario : 3497.13 N-m (30952.21 lbf-pulg)
- ☞ Tipo de lubricación : baño de aceite
- ☞ Tipo de carga : No Choque

Con estos datos primero se calcula la potencia requerida a la entrada (eje del sinfín). Los factores de servicio se obtienen de la TABLA 3.1 y TABLA 3.2.

HORAS DE OPERACIÓN POR DIA	FACTOR DE SERVICIO		
	No Choque	Choque Liviano	Choque Pesado
<b>8 – 10</b>	<b>1.0</b>	1.2	1.4
11 – 16	1.1	1.3	1.5
17 – 24	1.2	1.4	1.6

**TABLA 3.1. TIPO DE CARGA. [5]**

TIPO DE LUBRICACION	FACTOR DE SERVICIO
Intermitente	0.7
Grasa	0.4
Goteo de Aceite	0.2
<b>Baño de Aceite</b>	<b>0.0</b>

**TABLA 3.2. TIPO DE LUBRICACION. [5]**

Observando la TABLA 3.1, debido a que las horas de operación fluctúan entre 8 – 10 horas diarias se obtiene un factor de servicio por el tipo de carga (no choques) de 1,0. Como el tipo de lubricación por lo general para este tipo de reductores es en baño de aceite se escoge un factor de 0,0. Utilizando la siguiente formula para hallar la potencia de entrada ( $H$ ), al tornillo sinfín se tiene:

$$H = Pot * (C_1 + C_2) \quad (\text{Fórmula 1}) [5]$$

Donde:

$Pot$  = potencia a la salida del reductor = 10.8 Hp.

$C_1$  = Factor por tipo de carga = 1.0

$C_2$  = Factor por tipo de lubricación = 0.0

Entonces:

$$H = 10.8 * (1.0 + 0.0) = 10.8Hp$$

$$\underline{H = 10.8Hp}$$

Con los datos de potencia, torque, relación de reducción (rango), numero de dientes de la corona y numero de hilos del sinfín, se recurre al Catalogo 1090 MARTIN, y encontramos una tabla que Lista la Relación entre Centros y Rangos con H.P. y Torque Aproximados para Sinfines Endurecidos y Esmerilados con Coronas de Bronce. Estas TABLAS se encuentran en el **APÉNDICE C**.

Como se observa en la **APENDICE C**, Rango 20, Distancia entre Centros de 4.333 pulg y un Paso Diametral de 6 pulg y a una RPM del sinfín de 300, encontramos una potencia de 4.50 HP. Como se observa en estas tablas no encontramos lo que se necesita, pero tenemos referencias y escogemos para nuestro diseño un Paso Diametral que esta entre 3 pulg (módulo = 8.4667) y 4 pulg (módulo = 6.35), llegando a una selección de un **Módulo 8** (Paso Diametral = 3.175 pulg).

En el **APÉNDICE C** están las siguientes tablas: Lista la Relación entre Centros y Rangos con H.P, y Torque Aproximados para Sinfines Endurecidos y Esmerilados con Coronas de Bronce, Dimensiones de Dientes Paso Diametral , Dimensiones de Dientes Paso Modular.

Con todos los valores obtenidos se procede a calcular el tamaño de la corona:

$$Dp = M * Ng \quad \text{(Fórmula 2) [7]}$$

Donde:

$Dp$  = diámetro primitivo de la corona.

$M$  = Módulo

$Ng$  = Número de dientes de la corona.

Entonces:

$$Dp = 8 * 40$$

$$\underline{Dp = 320mm}$$

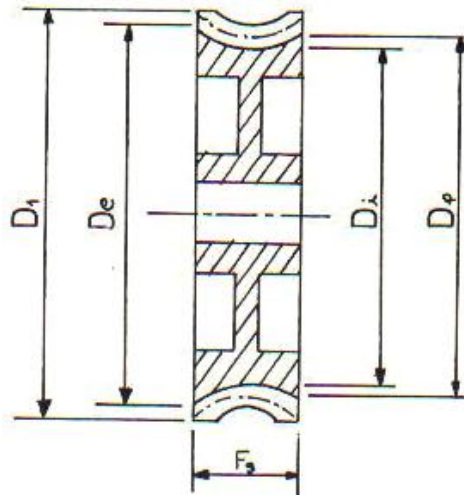
Luego se calcula el diámetro exterior ( $D_e$ ):

$$D_e = (N_g + 2) * M \quad \text{(Fórmula 3) [7]}$$

$$D_e = (40 + 2) * 8$$

$$\underline{D_e = 336mm}$$

Diámetro mayor sobre aristas ( $D_1$ ): observar FIGURA 3.2



**FIGURA 3.2.** Esquema de la Corona

$$D_1 = D_e + (0.47775 * P) \quad \text{(Fórmula 4) [7]}$$

Donde:

$$P = Paso = M * \pi \quad \text{(Fórmula 5) [7]}$$

Remplazando 5 en 4 se obtiene:



$$D_1 = D_e + (0.47775 * M * \pi) \quad (\text{Fórmula 6}) [7]$$

$$D_1 = 336 + (0.47775 * 8 * 3.1415)$$

$$\underline{D_1 = 348 \text{ mm}}$$

El ancho de la corona se lo calcula mediante la siguiente fórmula:

$$Fg = (2.38 * P) + 6 \quad (\text{Fórmula 7}) [7]$$

Reemplazando P:

$$Fg = (2.38 * M * \pi) + 6 \quad (\text{Fórmula 8}) [7]$$

$$Fg = (2.38 * 8 * 3.1415) + 6$$

$$\underline{Fg = 65.83 \text{ mm}}$$

Utilizando un factor de seguridad  $\eta_s = 1.2$ , se tiene:

$$\underline{Fg = 65.83 * 1.2 = 79 \text{ mm}}$$

Teniendo como referencia el tamaño de la corona, se procede al dimensionamiento del tornillo sinfín, y tomando como distancia entre centros ( $DC$ ) de 203.2 mm (8 pulg), como referencia de las tablas del catalogo MARTIN 1090.

$$DC = \frac{Dp + dp}{2} \quad (\text{Fórmula 9}) [7]$$

Donde:

$dp$  = Diámetro primitivo del tornillo sinfín

Despejando de la fórmula 9 se tiene:

$$dp = (2 * DC) - Dp \quad (\text{Fórmula 10}) [7]$$

$$dp = (2 * 203.2) - 320$$

$$\underline{dp = 86.4mm}$$

El diámetro exterior ( $de$ ), del sinfín:

$$de = dp + (2 * M) \quad (\text{Fórmula 11}) [7]$$

$$de = 86.4 + (2 * 8)$$

$$\underline{de = 102.4mm}$$

Finalmente se calcula la longitud del sinfín: [7]

$$L = 6 * P$$

$$L = 6 * M * \pi = 6 * 8 * \pi = 150.8mm$$

$$\underline{L = 150.8mm}$$

### **Cálculo de la Capacidad de Potencia:**

A continuación se procede a calcular la capacidad de potencia del reductor, a manera de comprobación; bajo las condiciones de trabajo previamente establecidas.

Para facilitar el cálculo y para el uso de las siguientes tablas y figuras se trabaja en unidades Inglesas.

### **Fórmulas a Utilizarse:**

- Velocidad en la línea de paso del sinfín ( $V_w$ ).

$$V_w = \frac{\pi * dp * n}{12} \quad \text{(Fórmula 12) [5]}$$

Donde:

$n$  = velocidad del sinfín en RPM = **440 RPM**

- Velocidad de deslizamiento ( $V_s$ ).

$$V_s = \frac{V_w}{\cos \lambda} \quad \text{(Fórmula 13) [5]}$$

Donde:

$\lambda$  = ángulo de hélice

$$\lambda = \operatorname{tg}^{-1} \frac{P}{\pi * dp} \quad \text{(Fórmula 14) [5]}$$

- Carga transmitida ( $W_{gt}$ ).

$$W_{gt} = K_s \cdot Dp^{0.8} \cdot Fe \cdot K_m \cdot K_v \quad \text{(Fórmula 15) [5]}$$

Donde:

$K_s$  = Factor de corrección por tamaño y materiales.

$Fe$  = Ancho de cara efectivo de la corona.

$K_m$  = Factor de corrección de la relación de velocidades.

$K_v$  = Factor de Velocidad

- Fuerza de fricción ( $W_f$ )

$$W_f = \frac{\mu * Wgt}{\mu * \text{Sen}\lambda - \text{Cos}\phi_n \text{Cos}\lambda} \quad (\text{Fórmula 16}) [5]$$

Donde:

$\mu$  = Coeficiente de Fricción

$\phi_n$  = Angulo de presión =  $20^0$

- Potencia de entrada al tornillo ( $H$ )

$$H = \frac{Wgt * Dp * n}{126000 * m_G} + \frac{Vs * Wf}{33000} \quad (\text{Fórmula 17}) [5]$$

Donde:

$m_G$  = relación de reducción

$$m_G = \frac{N_g}{N_w} \quad (\text{Fórmula 18}) [5]$$

Donde:

$N_g$  = Número de Dientes de la Corona = **40**

$N_w$  = número de entradas del sinfín = **2**

### **Desarrollo del Cálculo:**

De la TABLA 3.3 con el ancho de cara de la corona  $F_g$ , se obtiene  $K_s$ .

$$F_g = \frac{79mm}{25.4} = 3.11pu \lg$$

$$\underline{K_s = 696.15}$$

ANCHO DE CARA DEL ENGRANE $F_g$ , PULG	BRONCE DE COLADO EN ARENA	BRONCE DE COLADO FRIÓ ESTÁTICO	BRONCE DE COLADO CENTRIFUGO
Hasta 3	700	800	1000
4	665	780	975
5	640	760	940
6	600	720	900
7	570	680	850
8	530	640	800
9	500	600	750

**TABLA 3.3.** Factor de materiales  $K_s$  para mecanismos de tornillo sinfín cilíndricos. [5]

Para calcular la velocidad de línea de paso  $V_w$  con la fórmula 12, se precede a obtener el diámetro primitivo del sinfín en pulgadas:

$$dp = \frac{86.4mm}{25.4} = 3.4 pu lg$$

$$\underline{dp = 3.4 pu lg}$$

Utilizando la fórmula 12 se tiene:

$$V_w = \frac{\pi * 3.4 * 440}{12}$$

$$\underline{V_w = 391.65 \frac{pie}{min}}$$

Por medio de la fórmula 14 se calcula el ángulo de la hélice ( $\lambda$ ), obteniéndose previamente el paso en pulgadas:

$$P = M * \pi = 25.132mm$$

$$P = \frac{25.132mm}{25.4}$$

$$\underline{P = 0.99 \text{ pulg}}$$

$$\lambda = \text{tg}^{-1} \frac{P}{\pi * dp}$$

$$\lambda = \text{tg}^{-1} \frac{0.99}{\pi * 3.4}$$

$$\underline{\lambda = 5.3^\circ}$$

Con la fórmula 13 se obtiene la velocidad de deslizamiento  $V_s$

$$V_s = \frac{V_w}{\text{Cos}\lambda} \quad V_s = \frac{391.65}{\text{Cos}5.3^\circ}$$

$$\underline{V_s = 393.33 \text{ pie}/\text{min}}$$

Con la fórmula 18 tenemos:

$$m_G = \frac{N_g}{N_w} \quad m_G = \frac{40}{2}$$

$$\underline{m_G = 20}$$

Con este valor de  $m_G$ , de la TABLA 3.4, se encuentra que

$$\underline{K_m = 0.820}$$

RELACION		RELACION		RELACION	
$m_G$	$K_m$	$m_G$	$K_m$	$m_G$	$K_m$
3.0	0.500	8.0	0.724	30.0	0.825
3.5	0.554	9.0	0.744	40.0	0.815
4.0	0.593	10.0	0.760	50.0	0.785
4.5	0.620	12.0	0.783	60.0	0.745
5.0	0.645	14.0	0.799	70.0	0.687
6.0	0.679	16.0	0.809	80.0	0.622
7.0	0.706	<b>20.0</b>	<b>0.820</b>	100.0	0.490

**TABLA 3.4.** Factor de corrección de la relación de velocidades  $K_m$  .[5]

Con  $V_s = 393.33 \frac{pie}{min}$  , interpolamos de la TABLA 3.5, se

obtiene  $K_v = 0.424$

VELOCIDA D $V_s, \text{pie}/\text{min}$	$K_v$	VELOCIDA D $V_s, \text{pie}/\text{min}$	$K_v$	VELOCIDA D $V_s, \text{pie}/\text{min}$	$K_v$
1	0.649	300	0.472	1400	0.216
1.5	0.647	<b>350</b>	<b>0.446</b>	1600	0.200
10	0.644	<b>400</b>	<b>0.421</b>	1800	0.187
20	0.638	450	0.398	2000	0.175
30	0.631	500	0.378	2200	0.165
40	0.625	550	0.358	2400	0.156
60	0.613	600	0.340	2600	0.148
80	0.600	700	0.310	2800	0.140
100	0.588	800	0.289	3000	0.134
150	0.558	900	0.269	4000	0.106
200	0.528	1000	0.258	5000	0.089
250	0.500	1200	0.235	6000	0.079

**TABLA 3.5.** Factor de Velocidad  $K_v$ . [5]

Usando la fórmula 15 se calcula la carga transmitida, obteniendo previamente el diámetro primitivo de la corona en pulgadas:

$$D_p = \frac{320\text{mm}}{25.4}$$

$$\underline{D_p = 12.6 \text{ pulg}}$$



Entonces:

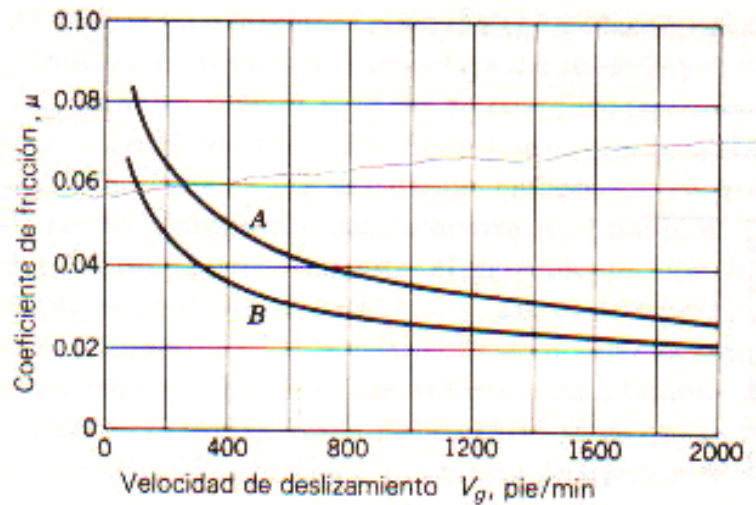
$$Wgt = K_s \cdot Dp^{0.8} \cdot Fe \cdot K_m \cdot K_v$$

$$Wgt = 696.15 * (112.6^{0.8}) * 3.11 * 0.820 * 0.424$$

$$\underline{Wgt = 5714\text{bf}}$$

En la FIGURA 3.3, se encuentran los valores representativos del coeficiente de fricción para mecanismos de sinfín basados en una buena lubricación, la curva B, es para materiales de alta calidad, por ejemplo, un sinfín con temple de superficie conectado a un engrane de bronce fosforado. La curva A se emplea cuando es de esperar mayor fricción, como en el sinfín y engrane de hierro colado.

De la FIGURA 3.3 con  $V_s = 393.33 \frac{\text{pie}}{\text{min}}$ , y usando la curva B se obtiene el coeficiente de fricción  $\mu = 0.030$  aproximadamente.



**FIGURA 3.3.** Velocidad de deslizamiento vs Coeficiente de Fricción. [5]

Con la fórmula 16 se procede a calcular la fuerza de fricción:

$$W_f = \frac{\mu * Wgt}{\mu * \text{Sen}\lambda - \text{Cos}\phi_n \text{Cos}\lambda}$$

$$W_f = \frac{0.030 * 5714}{0.030 * \text{Sen}5.3^\circ - \text{Cos}20^\circ \text{Cos}5.3^\circ}$$

$$\underline{W_f = -183.75\text{ lbf}}$$

Finalmente se procede a calcular la potencia de entrada al

tornillo sinfín mediante la fórmula 17:

$$H = \frac{Wgt * Dp * n}{126000 * m_G} + \frac{Vs * Wf}{33000}$$

$$H = \frac{5714 * 12.6 * 440}{126000 * 20} + \frac{393.33 * 183.75}{33000}$$

$$\underline{H = 12.57 + 2.19 = 14.76\text{ Hp}}$$

Siendo el primer termino (12.57Hp), la potencia nominal de salida del reductor. La potencia de 2.19Hp es la perdida debida a la fricción entre los dos elementos. Con esto se comprueba que el reductor de velocidad puede transmitir la potencia que se necesita para el mezclador que es de 10.8Hp para el mezclado de 200 Kg.

Eficiencia del Engrane e :

$$e = \frac{\Phi_o}{\Phi} \quad (\text{Fórmula 19}) [6]$$

Donde:

- $\Phi_o$  = Potencia nominal de salida = **12.57 Hp**
- $\Phi$  = Potencia nominal de entrada = **14.76 Hp**

$$e = \frac{12.57}{14.76} * 100\% = 85.2\%$$

$$\underline{e = 85.2\%}$$

Par de Torsión Nominal a la Salida del Reductor  $T_g$  :[6]

$$T_g = W_{tg} * \frac{Dp}{2}$$

$$T_g = 5714 * \frac{12.6}{2} = 35998.2$$

$$\underline{T_g = 35998.2Lbf.pu\lg}$$

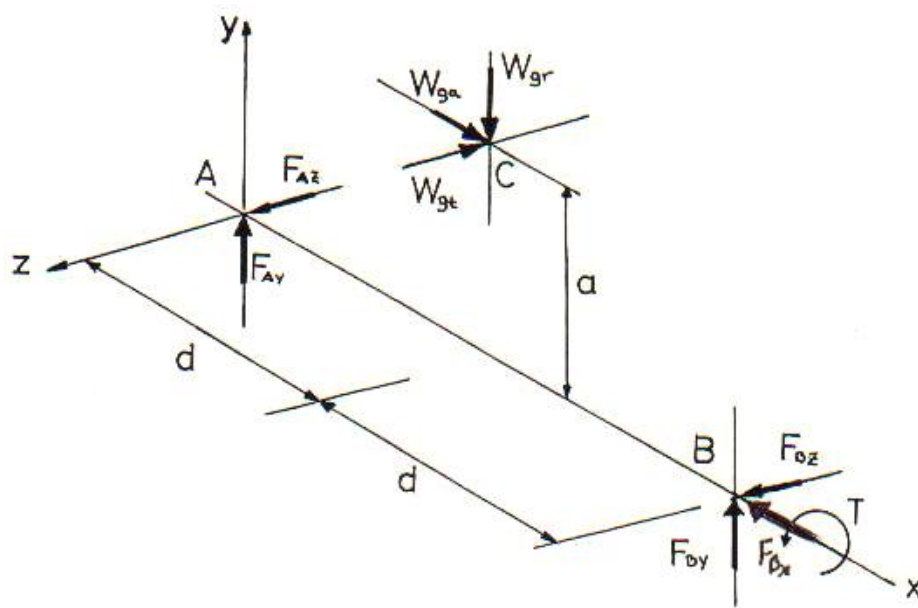
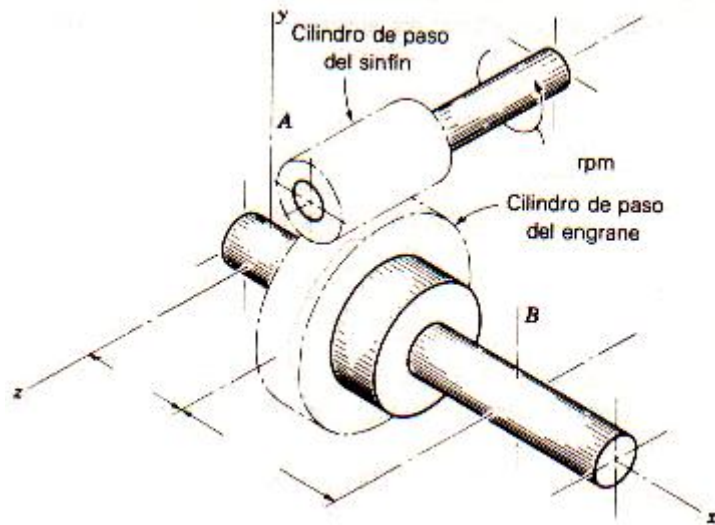
Este resultado es satisfactorio dado que el torque de salida que se necesita para nuestro diseño es de 30952.21lbf - pulg .

### **3.3. Selección de Rodamientos.**

Los rodamientos adecuados para este tipo de reductores son los de rodillos cónicos debido a que se generan tanto fuerzas axiales como radiales. Para el eje de la corona se utilizara un diámetro para el agujero del rodamiento de  $70mm(2.76\text{ pulg})$ , y para el eje del tornillo sinfín se utilizara un diámetro para el agujero del rodamiento de  $50mm(1.97\text{ pulg})$  como mínimo.

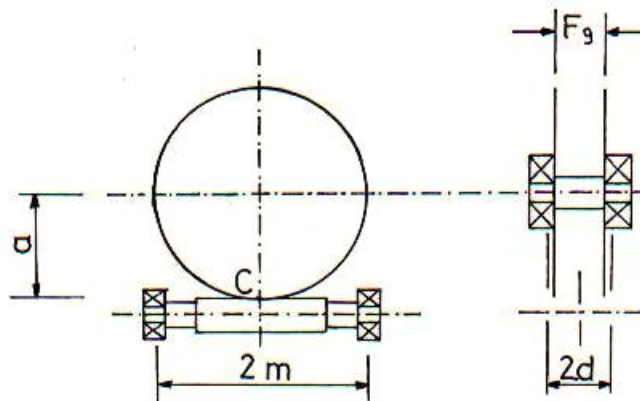
#### **Análisis de Fuerzas para los apoyos de la Corona:**

Considerando que solo se tiene definido el diámetro de los agujeros es necesario hacer un análisis de fuerzas mediante un diagrama de fuerzas (FIGURA 3.4), para así seleccionar dentro de la familia de rodamientos con esos diámetros de agujeros el más adecuado.



**FIGURA 3.4.** Diagrama de Fuerzas con reacciones en los apoyos del eje de la Corona.

Para obtener las distancias  $d$  y  $a$ , se bosqueja en la FIGURA 3.5 el conjunto tornillo sinfín-corona, usando para el efecto sus diámetros primitivos.



**FIGURA 3.5.** Esquema del conjunto Tornillo Sinfín-Corona.

Observando la FIGURA 3.5, la distancia  $a$  es tomada desde el eje de la rueda hasta el punto de contacto  $c$  de ésta con el sinfín.

Entonces:

$$a = \frac{Dp}{2}$$

$$a = \frac{320}{2}$$

$$\underline{a = 160\text{mm}(6.3\text{pulg})}$$

Como  $F_G = 79\text{mm}$ , se aproxima la distancia  $2d$  a  $79.37\text{mm}(3\frac{1}{8}\text{pulg})$ ;

y la distancia  $2m$  aproximada es de  $381\text{mm}(15\text{pulg})$  dado que el diámetro de paso de la corona es de  $320\text{mm}(12.6\text{pulg})$ , entonces para  $2m$  se aproxima a  $381\text{mm}(15\text{pulg})$ .

De la FIGURA 3.4 se tiene que:

$$W_{gt} = -W_z = 5714 \text{ lbf}$$

Con esta fuerza se procede a calcular la fuerza resultante ( $W$ ) para luego calcular las otras componentes.

$$W_z = W(\text{Cos}\phi_n * \text{Cos}\lambda - \mu * \text{Sen}\lambda) \quad (\text{Fórmula 20}) [5]$$

Despejando  $W$  de la fórmula 20 se tiene:

$$W = \frac{W_z}{\text{Cos}\phi_n * \text{Cos}\lambda - \mu * \text{Sen}\lambda} \quad (\text{Fórmula 21}) [5]$$

$$W = \frac{5714}{\text{Cos}20 * \text{Cos}5.3 - 0.030 * \text{Sen}5.3}$$

$$\underline{W = 6125 \text{ Lbf}}$$

$$W_x = W(\text{Cos}\phi_n * \text{Sen}\lambda + \mu * \text{Cos}\lambda) \quad (\text{Fórmula 22}) [5]$$

$$W_x = 6125 (\text{Cos}20 * \text{Sen}5.3 + 0.030 * \text{Cos}5.3)$$

$$\underline{W_x = 714.6 \text{ Lbf}}$$

$$W_y = W * \text{Sen}\phi_n \quad (\text{Fórmula 23}) [5]$$

$$W_y = 6125 * \text{Sen}20$$

$$\underline{W_y = 2095 \text{ Lbf}}$$

Como se observa en la FIGURA 3.4.

$$W_{ga} = -W_X = 714.6Lbf$$

$$W_{gr} = -W_Y = 2095 Lbf$$

Sumando fuerzas con respecto al eje X se tiene:

$$F_{Bx} = W_{ga}$$

$$\underline{F_{Bx} = 714.6Lbf}$$

Tomando momentos con respecto al eje Z se tiene:

$$-W_{ga}(a) - W_{gr}(d) + F_{By}(2d) = 0$$

Despejando  $F_{By}$  se tiene:

$$F_{By} = \frac{W_{ga}(a) + W_{gr}(d)}{2d}$$

$$F_{By} = \frac{714.6(6.3") + 2095(1.5625")}{3 \frac{1}{8}}$$

$$\underline{F_{By} = 2488.1Lbf}$$

Tomando momentos con respecto al eje Y se tiene:

$$W_{gt}(d) - F_{Bz}(2d) = 0$$

De donde:

$$F_{Bz} = \frac{d * W_{gt}}{2d}$$

Simplificando  $d$  queda:



$$F_{Bz} = \frac{W_{gt}}{2} \quad F_{Bz} = \frac{5714}{2}$$

$$\underline{F_{Bz} = 2857 \text{ Lbf}}$$

Sumando fuerzas en la dirección Y se tiene:

$$-W_{gr} + F_{By} + F_{Ay} = 0$$

De donde:

$$F_{Ay} = W_{gr} - F_{By}$$

$$F_{Ay} = 2095 - 2488.1$$

$$\underline{F_{Ay} = -393.1 \text{ Lbf}}$$

Sumando fuerzas en la dirección Z se tiene:

$$-W_{gt} + F_{BZ} + F_{AZ} = 0$$

De donde:

$$F_{Az} = W_{gt} - F_{BZ}$$

$$F_{Az} = 5714 - 2857$$

$$\underline{F_{Az} = 2857 \text{ Lbf}}$$

Finalmente se puede calcular el torque de salida ( $Tg$ ), sumando momentos con respecto al eje X.

$$-W_{gt}(a) + Tg = 0$$

Entonces:

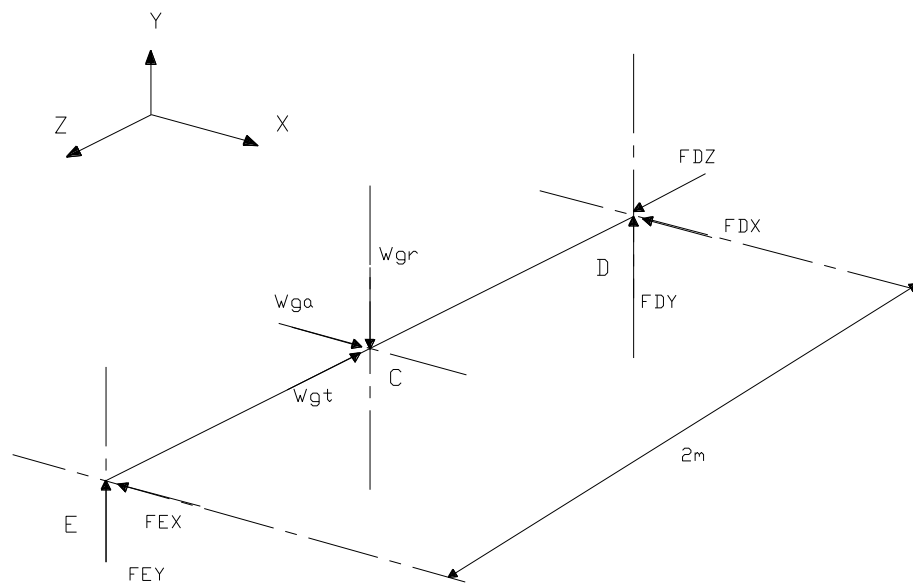
$$Tg = W_{gr}(a)$$

$$Tg = 5714 * 6.3''$$

$$\underline{Tg = 35998.2Lbf - pulg}$$

**Análisis de Fuerzas para los apoyos del Tornillo Sinfín:**

De la misma forma que se cálculo las fuerzas en los apoyos del eje de la corona, hacemos con los apoyos del tornillo sinfín, en la FIGURA 3.6 se muestra el diagrama de fuerzas:



**FIGURA 3.6.** Diagrama de Fuerzas con reacciones en los apoyos del eje del Tornillo Sinfín.

Como se observa en la FIGURA 3.6 la distancia entre los puntos E y C es igual a la distancia C y D, por lo que son simétricas. Entonces las fuerzas en los apoyos E y D son:

$$F_{Dx} = F_{Ex} = \frac{W_{ga}}{2} \quad \underline{F_{Dx} = F_{Ex} = 357.3Lbf}$$

$$F_{Dy} = F_{Ey} = \frac{W_{gr}}{2} \quad \underline{F_{Dy} = F_{Ey} = 1047.5Lbf}$$

$$F_{Dz} = W_{gt} \quad \underline{F_{Dz} = 5714 Lbf}$$

### **Selección de Rodamientos para la Corona:**

Para seguir con la selección de rodamientos se obtienen las fuerzas resultantes *radiales* y *axiales* en cada uno de los apoyos **A** y **B** de la corona como se muestra en la FIGURA 3.4:

#### **Apoyo A:**

En el apoyo A solo hay una fuerza resultante, y es una fuerza radial:

$$F_{rA} = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2}$$

$$F_{Ay} = -393.1Lbf$$

$$F_{Az} = 2857 Lbf$$

$$\underline{F_{rA} = 2883.92 Lbf}$$

#### **Apoyo B:**

En el apoyo B hay dos fuerzas resultantes una fuerza radial y otra axial:

$$F_{rB} = \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bz}^2}$$

$$F_{aB} = F_{Bx}$$

$$F_{Bx} = 714.6 \text{ Lbf}$$

$$F_{By} = 2488.1 \text{ Lbf}$$

$$F_{Bz} = 2857 \text{ Lbf}$$

$$\underline{F_{rB} = 3788.55 \text{ Lbf}}$$

$$\underline{F_{aB} = 714.6 \text{ Lbf}}$$

Como se observa, la fuerza radial en el apoyo B  $F_{rB}$  es mayor a la fuerza radial en el apoyo A  $F_{rA}$ , por lo que trabajaremos con los datos del apoyo B para seguir con la selección.

Del catalogo de rodamientos tenemos:

- Vida nominal básica:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} \left( \frac{Cr}{Pr} \right)^p \quad (\text{Fórmula 24}) [8]$$

Donde:

$L_{10h}$ : Vida nominal Básica en horas.

$n$ : Velocidad rotacional RPM = **22 RPM**

$Cr$ : Capacidad básica de carga radial dinámica, N

$Pr$ : Carga dinámica equivalente radial, N

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

Despejando de la fórmula 24  $Cr$  tenemos:

$$Cr = \left[ \frac{L_{10h} * 60 * n}{10^6} \right]^{1/p} * Pr$$

De la TABLA 3.6, tenemos valores de vida nominal  $L_{10h}$  recomendadas para maquinas diversas y tenemos máquinas para servicio de 8 horas que no siempre se utilizan plenamente, y se recomienda una vida entre 14–20Kh, por lo que tomaremos el promedio que es 17Kh.

Tipo de aplicación	Vida, kh
Instrumentos y aparatos de uso infrecuente	Hasta 0.5
Motores de aviación	0.5-2
Máquinas de operación breve intermitente donde la interrupción de servicio es de importancia secundaria	4-8
Máquinas para servicio intermitente en que la operación confiable es de gran importancia	8-14
Máquinas para servicio de 8 h que no siempre se utilizan plenamente	14-20
Máquinas para servicio de 8 h que se utilizan plenamente	20-30
Máquinas para servicio continuo de 24 h	50-60
Máquinas para servicio continuo de 24 h en las que la confiabilidad es de la mayor importancia	100-200

**TABLA 3.6.** Vidas de cojinetes recomendadas para Máquinas diversa. [5]

Remplazando valores queda:

$$\underline{Cr = 2.54 * Pr}$$

- Carga equivalente radial del rodamiento dinámica Pr:

$$Pr = XFr + YFa \quad \text{(Fórmula 25)[8]}$$

Donde:

$X$  : Constante

$Y$  : Constante

$Fr$ : Fuerza radial =  $F_{rB} = 3788.55 \text{ Lbf} (16852.31 \text{ N})$

$Fa$ : Fuerza axial =  $F_{aB} = 714.6 \text{ Lbf} (3178.7 \text{ N})$

Para realizar esta selección se inicia con:

$$Pr = Fr = F_{rB}$$

Para facilitar el cálculo y para la utilización de las tablas del catalogo, trabajaremos con las unidades del sistema Internacional.

Como el diámetro del agujero del rodamiento es de  $70 \text{ mm}$  calculamos  $Cr$ :

$$\underline{Cr = 2.54 * Pr}$$

$$\underline{Cr = 42804.87 \text{ N}}$$

En el **Apéndice D** tenemos la página del catalogo B-126 del catalogo de rodamientos NTN, con un diámetro de agujero de  $70 \text{ mm}$ , y con el valor de  $\underline{Cr = 42804.87 \text{ N}}$  seleccionamos el Número

de rodamiento 32914XU, de la familia de rodamientos con este diámetro de agujero, porque la capacidad básica de carga radial dinámica del rodamiento seleccionado es de  $Cr = 68500N$  este valor es mayor al obtenido.

Para comprobar si este rodamiento es el óptimo, encontramos los valores de X y Y. En el **Apéndice D** del catalogo NTN, página B-127 en la parte superior tenemos:

$\frac{Fa}{Fr} \leq e$		$\frac{Fa}{Fr} > e$	
X	Y	X	Y
1	0	0.4	$Y_2$

Donde:

$e$ : Constante del rodamiento = 0.32

$Y_2$ : Factor de Carga = 1.90

Estos valores se los obtiene de las tablas del catalogo que se encuentran en el APÉNDICE D.

Tenemos que  $\frac{Fa}{Fr} = 0.19$  entonces  $\frac{Fa}{Fr} \leq e$ , por lo que:

$$\underline{X = 1}$$

$$\underline{Y = 0}$$

Calculamos de la fórmula 25:

$$Pr = XFr + YFa$$

$$\underline{Pr = 16852.31N}$$

Como vemos se obtuvo el mismo valor de  $P_r = F_r = F_{rB}$  entonces la selección es la correcta. **Se necesitan dos rodamientos con el Número de rodamiento 32914XU para el eje de la corona.**

### **Selección de Rodamientos para el Tornillo Sinfín:**

Para seguir con la selección de rodamientos se obtienen las fuerzas resultantes *radiales* y *axiales* en cada uno de los apoyos **E** y **D** del Tornillo sinfín como se muestra en la FIGURA 3.6:

#### **Apoyo E:**

En el apoyo E solo hay una fuerza resultante, y es una fuerza radial:

$$F_{rE} = \sqrt{F_{Ex}^2 + F_{Ey}^2}$$

Remplazamos:

$$\underline{F_{rE} = 1106.8Lbf}$$

#### **Apoyo D:**

En el apoyo D hay dos fuerzas resultantes una fuerza radial y otra axial:

$$F_{rD} = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} \qquad F_{aD} = F_{Dz}$$

Remplazando valores tenemos:

$$\underline{F_{rD} = 1106.8Lbf} \qquad \underline{F_{aD} = 5714 Lbf}$$

Como podemos ver las fuerzas radiales en ambos apoyos son iguales por lo que trabajaremos con el apoyo D por que tenemos una



fuerza radial y otra axial. Podemos notar que la fuerza axial  $F_{aD}$  es mayor a la fuerza radial  $F_{rD}$ , por lo que utilizaremos Rodamientos Axiales de Rodillos Esféricos que son utilizados en estos casos.

De la misma forma utilizaremos la fórmula 24, cambiando la carga radial equivalente  $P_r$ , por la carga axial equivalente  $P_a$ , despejamos  $C_r$ :

$$C_r = \left[ \frac{L_{10h} * 60 * n}{10^6} \right]^{1/p} * P_a$$

Donde:

$L_{10h}$ : Vida nominal Básica en horas es la misma = 17000horas.

$n$ : Velocidad del sinfín = 440RPM

$p$ : Constante =  $10/3$  para rodamientos de rodillos.

Calculamos:

$$\underline{C_r = 6.25 * P_a}$$

- Carga equivalente axial del rodamiento dinámica  $P_a$ :

$$P_a = F_a + 1.2F_r \quad \text{(Fórmula 26)[8]}$$

Donde:

$F_r$ : Fuerza radial =  $F_{rD} = 1106.8 \text{Lbf} (4923.3 \text{N})$

$F_a$ : Fuerza axial =  $F_{aD} = 5714 \text{Lbf} (25417.14 \text{N})$

Para facilitar el cálculo y para la utilización de las tablas del catalogo, trabajaremos con las unidades del sistema Internacional.

El diámetro del agujero del rodamiento debe ser mínimo de  $50mm$ , utilizamos la fórmula 26:

$$Pa = Fa + 1.2Fr$$

Donde debe de cumplirse la siguiente relación:

$$\frac{Fr}{Fa} \leq 0.55$$

Remplazando valores tenemos que:

$$\frac{Fr}{Fa} = 0.19$$

La relación se cumple por lo que se puede utilizar la fórmula 26:

$$\underline{Pa = 31325.1N}$$

Calculamos la capacidad básica de carga radial dinámica  $Cr$  :

$$Cr = 6.25 * Pa$$

$$\underline{Cr = 195781.9N}$$

Con el resultado de  $Cr$  vamos al **APÉNDICE D**, pagina del catalogo NTN B-238, para seleccionar el rodamiento, con el diámetro de agujero de  $50mm$  y con  $Cr = 195781.9N$  y encontramos el Número de Rodamiento 29412 con diámetro de  $60mm$  y  $Cr = 283000N$  que es el

óptimo para este caso. **La selección son dos rodamientos Axiales de Rodillos Esféricos. El Número de Rodamiento es 29412.**

#### **3.4. Selección de Bandas y Poleas.**

Para la selección de transmisión por banda -V y polea, se necesita conocer los siguientes factores:

1. Caballos de fuerza (HP) necesarios para la transmisión =  $15HP$
2. RPM de la unidad Motriz =  $1160RPM$
3. RPM de la máquina impulsada =  $440RPM$
4. La distancia de centros aproximada de la transmisión  $36cm(14.17\ pu\lg)$ .
5. El tamaño del eje de las dos unidades =  $50mm(1.97\ pu\lg)$  (motriz),  $50mm(1.97\ pu\lg)$  (impulsado).
6. El promedio de horas al día de operación = 6 a 8 horas

#### **Paso 1: Determinar el diseño de caballos de fuerza:**

De las Tablas del **APÉNDICE E**, Tabla 1 pag D-43 del catalogo de MARTIN, encontramos el factor de servicio, y buscamos en los Tipos de Transmisión y encontramos *mezcladores de masa* y en tipos de unidades motrices tenemos un motor AC, torque normal, jaula de ardilla y sincrónico que trabaja con un *servicio normal* y obtenemos el factor de servicio que es de **1.2**.

$$15Hp * 1.2 = 18Hp$$

18 HP es diseño de HP

**Paso 2: Determinar la sección transversal:**

Seleccionaremos una banda convencional y utilizando la **APÉNDICE E**, Tabla 3, pag D-44, y vemos que es un *banda tipo B*.

**Paso 3: Revisión del diámetro mínimo de polea:**

Observando la Tabla 4 Pag D-44 en la **APÉNDICE E**, y con los datos de potencia del motor y RPM del motor vemos que el diámetro mínimo es de 4.50pulg.

**Paso 4: Selección de la transmisión:**

En las Tablas de selección de transmisión para *bandas Tipo B*, **APÉNDICE E**, pag D-122 y D-123 del Catalogo del MARTIN, tenemos RPM de la polea motriz 1160RPM, velocidad de la polea impulsada 440RPM, con la razón de velocidad entramos y con la velocidad del eje motriz, encontramos la potencia por banda entregada, y esta es de 8.54 HP por banda. En la misma Tabla y a la derecha con la distancia entre centros buscamos la más cercana y tenemos una de 17.5pulg, y la designación de largo de banda es de 75pulg, y encontramos un factor de corrección de la longitud de

arco, y esta es de 0.91. Encontramos los caballos de fuerza corregidos multiplicando lo siguiente:

$$\underline{8.54 * 0.91 = 7.8Hp} \text{ Por banda.}$$

**Paso 5: Determinar el número de bandas requeridas:**

Dividimos el diseño de caballos de fuerza entre los caballos de fuerza corregidos:

$$\frac{18}{7.8} = 2.3$$

*Utilizamos 3 bandas .tipo B de 75 pulg de longitud*

**Paso 6: Resultados:**

Los datos técnicos para solicitar las poleas y bandas son:

- ☞ 3 B 70 TB (Polea Motriz)
- ☞ 3 B 184 TB (Polea Impulsada)

Esto quiere decir que utilice una polea para la unidad motriz de diámetro de paso de 7 pulg, 3 canales o ranuras y buje taper (TB), y una polea para la unidad impulsada de 18.4 pulg y de 3 canales o ranuras y buje taper (TB). En el **APÉNDICE E**, Tablas D-32 y D-33 se muestra las dimensiones generales de las poleas a utilizar.

### 3.5. Análisis de Resultados.

En la TABLA 3.7 se muestra una comparación de los resultados obtenidos por el análisis dimensional, con las dimensiones existentes del mezclador a rediseñar (prototipo). Tomando en cuenta que se trabajó con el diámetro de posición de los rodillos del prototipo  $Dr_p = 0.98m$  como parámetro clave para la realización de todo el análisis dimensional.

PARÁMETRO	RESULTADO DEL ANÁLISIS DIMENSIONAL	DIMENSIONES DEL MOLINO MEZCLADOR ACTUAL
$Dr$	0.98 m	0.98 m
$Dt$	1.49 m	1.45 m
$Ht$	0.56 m	0.55 m
$dr$	0.62 m	0.60 m
$Ar$	0.147 m	0.14 m
$Rpe$	0.64 m	0.645 m
$Rpi$	0.224 m	0.23 m
$Hpe_{max}$	0.17 m	0.23 m
$Hpe_{min}$	0.086 m	-----
$Hpi_{max}$	0.17 m	0.22 m
$Hpi_{min}$	0.05 m	-----
$Le$	0.80 m	0.70 m
$Li$	0.80 m	0.65 m

**TABLA 3.7** Comparación de resultados del Análisis Dimensional con Dimensiones actuales del Molino Mezclador (Prototipo)

### **Comparación del cálculo de Potencia con las pruebas realizadas en el Molino Mezclador a Rediseñar.**

Antes de la realización del Análisis Dimensional, se realizaron pruebas de mezclado en el mezclador a rediseñar (prototipo), de la misma forma como se realizaron las pruebas en el mezclador experimental, utilizando un Amperímetro y un Voltímetro, y se midió la potencia entregada por el motor a diferentes cargas, y se obtuvieron los siguientes resultados. En la TABLA 3.8 se muestran los datos obtenidos:

<b>CARGA (Kg)</b>	<b>AMP (A)</b>	<b>VOLT (V)</b>	<b>POT (Hp)</b>
0 (vacío)	13.23	203	5.3
50	14.33	203	5.74
100	18.06	203	7.24
150	-----	-----	-----

**TABLA 3.8** Datos de pruebas del Molino Mezclador Actual.

Debemos aclarar que el voltaje medido es menor a 220 V esto se debe a que el día que se realizaron las pruebas, se estaba utilizando energía eléctrica para el proceso de fundición. La fórmula que se utilizó para el cálculo de potencia es la misma, de igual forma el factor de potencia es el mismo 0.85.

Como se observa los resultados de la TABLA 3.8, la potencia es solo la entregada por el motor, pero se le debe de sumar la perdida de potencia debida a la fricción entre los elementos, que en promedio es de  $2Hp$ . En la TABLA 3.9 y con ayuda de la FIGURA 2.5, presentamos los resultados del análisis dimensional y las pruebas hecha en el molino mezclador actual:

<b>CARGA (Kg)</b>	<b>Pot POR ANÁLISIS DIMENSIONAL (Hp)</b>	<b>Pot OBTENIDA POR PRUEBAS (Hp)</b>
0 (vació)	7.2	7.3
50	7.70	7.74
100	8	9.24
150	8.4	Patinó la polea

**TABLA 3.9** Resultados de comparación de Potencia.

Como podemos ver de la TABLA 3.9, la potencia en vacío ( $0Kg$ ) es cercana, de igual forma para  $50Kg$ , pero vemos un cambio para  $100Kg$ , esto se debe a que las dimensiones de las paletas del Molino Mezclador a rediseñar tienen sus dimensiones mucho mayor a las calculadas por el análisis dimensional esto tiene gran incidencia en el aumento de potencia ya que el área de la paleta aumenta por lo que aumenta la carga y esto eleva la potencia.



También se debe de mencionar que la corona que esta actualmente en el molino mezclador a rediseñar es mucho menor que la diseñada en la sección 3.2. Por lo que no es acta para la potencia a transmitir, por esa razón se dijo que el problema se iniciaba cuando se sobre pasaba de 100Kg de mezcla de arena lo cual ocurría que se desgaste la corona mucho mas rápido por la sobre carga.

Del punto de vista del *Área de la Fundición* es de vital importancia tener un mezclador de este tipo, por la razón de que el mezclador homogeniza la mezcla, con sus aglomerantes y otros compuestos que son de vital importancia, para su posterior utilización en los moldes para la fundición de metales.

# CAPITULO 4

## 4. ANÁLISIS DE COSTOS

En este capitulo se analizara el costo de inversión para la rehabilitación de la maquina a ser rediseñada. Se ha dividido el análisis de la siguiente manera: Costo de materiales directos e indirectos, y Costo de manufactura.

### 4.1 Costo de Materiales Directos e Indirectos.

En la TABLA 4.1 se presenta una lista de Costos de materiales directos:

**TABLA 4.1** Lista de Costos de Materiales Directos

<b>Material</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Peso (Kg)</b>	<b>Precio (\$/Kg)</b>	<b>Subtotal (\$)</b>
<b>RUEDA</b>				
Plancha Acero ASTM-A36 D = $\phi 220 * 80mm$	1	24	2.50	60
Bronce para piñones D = 350 – 200 * 80mm	1	30	10	300
<b>TORNILLO SINFÍN</b>				
Barra de acero SAE 4337 (705) D = 103 * 512mm	1	28	8.50	238

<b>EJE DE LA RUEDA</b>				
Barra de acero SAE 1020 D = 80 * 300mm	1	12	3.50	42
<b>CAJERA FIJA EJE RUEDA</b>				
Plancha de acero ASTM-A36 D = 180 * 80mm	1	15	2.50	37.50
<b>CAJERA FIJA TORNILLO SINFIN</b>				
Plancha de acero ASTM-A36 D = 180 * 80mm	1	15	2.50	37.50
<b>CAJERA DESMONTABLE DE EJE DE RUEDA</b>				
Plancha de acero ASTM-A36 D = 180 * 80mm	1	15	2.50	37.50
<b>CAJERA DESMONTABLE DE TORNILLO SINFIN</b>				
Plancha de acero ASTM-A36 D = 180 * 80mm	1	15	2.50	37.50
<b>CAJA</b>				
Plancha de acero ASTM-A36 D = 1220 * 800 * 9mm	1	68	2.50	170
<b>RODAMIENTOS</b>				
N <sup>a</sup> - <b>32914XU</b>	2		40	80
N <sup>a</sup> - <b>29412.</b>	2		35	70
Soldadura AWS E6011		2	2.17	4.34
Cementación y Temple		18	9	162

COSTO TOTAL DE MATERIALES DIRECTOS: **\$1276.34**

En la TABLA 4.2 se presenta una lista de Costos de materiales Indirectos:

**TABLA 4.2** Lista de Costos de Materiales Indirectos

<b>Materiales</b>	<b>Costo(\$)</b>
Oxígeno $6m^3$ * 2200 <i>psi</i>	8.50
Acetileno 20Kg * <i>Cilindro</i>	2.50
Disco de esmerilar	3
Disco lijarse	0.50
Cuchillas para torno	15.85
Cuchillas para cepillo	6.43
Aceites de corte / galón	12

COSTO TOTAL DE MATERIALES INDIRECTOS: **\$48.78**

#### **4.2 Costo de Manufactura.**

En la TABLA 4.3 se muestran horas/hombre de preparación para la fabricación de la caja reductora diseñada anteriormente. Estos resultados fueron obtenidos con la ayuda del personal que se dedica a estas construcciones:

**TABLA 4.3** Horas/Hombre Utilizadas en la Fabricación

<b>PREPARACION</b>	<b>HORAS/HOMBRE</b>
Trazado-oxicorte	10
Esmerilado	4
Soldadura	8
Mecanizado	
Torneado sinfín	10
Torneado sinfín	10
Torneado rueda	8
Fresado rueda	10
Torneado cajeras	24
Fresado chaveteros	6
Cepillado chavetero rueda	4
Taladrado	5
Machuelado	6
Montaje	
Montaje mecánico	25
<b>TOTAL HORAS/HOMBRE</b>	<b>130</b>

Aplicando ahora un costo de hora/hombre, tomado promedio entre empresas locales de construcción, tenemos:

Costo Hora/Hombre: **\$ 1.82**

**COSTO TOTAL MANUFACTURA = \$236.6**

### **4.3 Costo Total.**

El costo total a la fecha (enero 2005), es la suma de los costos de materiales directos e indirectos más los costos de manufactura, lo cual resulta:

COSTO TOTAL = **\$ 1561.72**

#### **Recuperación de la inversión:**

Un ejemplo:

Si la hora/hombre = \$1.82, la reducción de tiempo al utilizar el mezclador es de 25 minutos, entonces se esta ahorrando \$0.76 por cada mezclada y si se repite 4 mezcladas por día seria = \$ 3.03, si el personal trabaja 6 días a la semana seria = \$ 18, al mes tendríamos: \$ 72.8, al año \$ 873.6 esto quiere decir que en menos de dos años se recupera la inversión de rehabilitar el equipo.

“Por decisión y necesidad de la Gerencia de INTRAMET, se utilizo una caja reductora similar a la que estaba instalada, debido a que actualmente no tienen recursos económicos para implementar este proyecto, pero ya se reflejan los cambios de utilizar este equipo, se ha reducido los tiempos de operación de mezclado, se ha mejorado la calidad del material de moldeo y en el producto terminado. La gerencia no dejara de implementar este proyecto en el futuro”.

# CAPITULO 5

## 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Después del rediseño realizado al molino mezclador de arena de moldeo se puede concluir que:

- ☞ Los beneficios que presta la rehabilitación del molino mezclador, se ve reflejado en la reducción de tiempos de operación, en la calidad del material de moldeo, y en la calidad del producto terminado.
- ☞ El costo de inversión de la rehabilitación del mezclador es de \$1561.72. que se la puede recuperar en menos de dos años.
- ☞ El costo de un reductor nuevo importado esta por arriba de los \$6000 por lo que es un ahorro mayor del 50% para la empresa.
- ☞ El análisis dimensional en este caso me ayudo a estimar la potencia que se debe de aplicar para el mezclado de 200 Kg, además se confirmo que las dimensiones del mezclador actual son suficientes para el mezclado de 200 Kg, que era nuestro requerimiento.

- ☞ El tornillo sinfín diseñado es de dos hilos y la corona de 40 dientes dando una razón de reducción de 20.
  
- ☞ En el análisis dimensional no se tomo en cuenta el tiempo, debido a que la mezcla no depende del tiempo, el sistema es estable.

Por todo esto se puede realizar las siguientes recomendaciones:

- ❖ Se debe de mencionar que los resultados obtenidos de el Número de Reynolds  $N_{Re}$ , en el capítulo 2, son un tanto cuestionables, debido a que se asumió a la mezcla como un fluido viscoso lo cual no lo es, por lo que se recomienda hacer un mayor análisis. Pero estos resultados no afectan el cálculo de potencia que se ha realizado.
  
- ❖ Para un mejor análisis dimensional es mejor la utilización de un variador de frecuencia en vez de un variador de voltaje, para la variación de RPM del motor.
  
- ❖ Es preferible utilizar un medidor de torque para una mejor estimación de potencia.



- ❖ Es preferible que la velocidad del mezclador no sobrepase las 22 RPM, para evitar el levantamiento de polvo y el derrame de arena fuera del mezclador.
  
- ❖ Es recomendable mencionar que el alcance de este trabajo puede servir no solo para el área de la fundición sino para otras industrias, donde se necesita un mezclado intensivo como por ejemplo en el caso de los recubrimientos de electrodos. etc.

## **APÉNDICE**

## **APÉNDICE A**

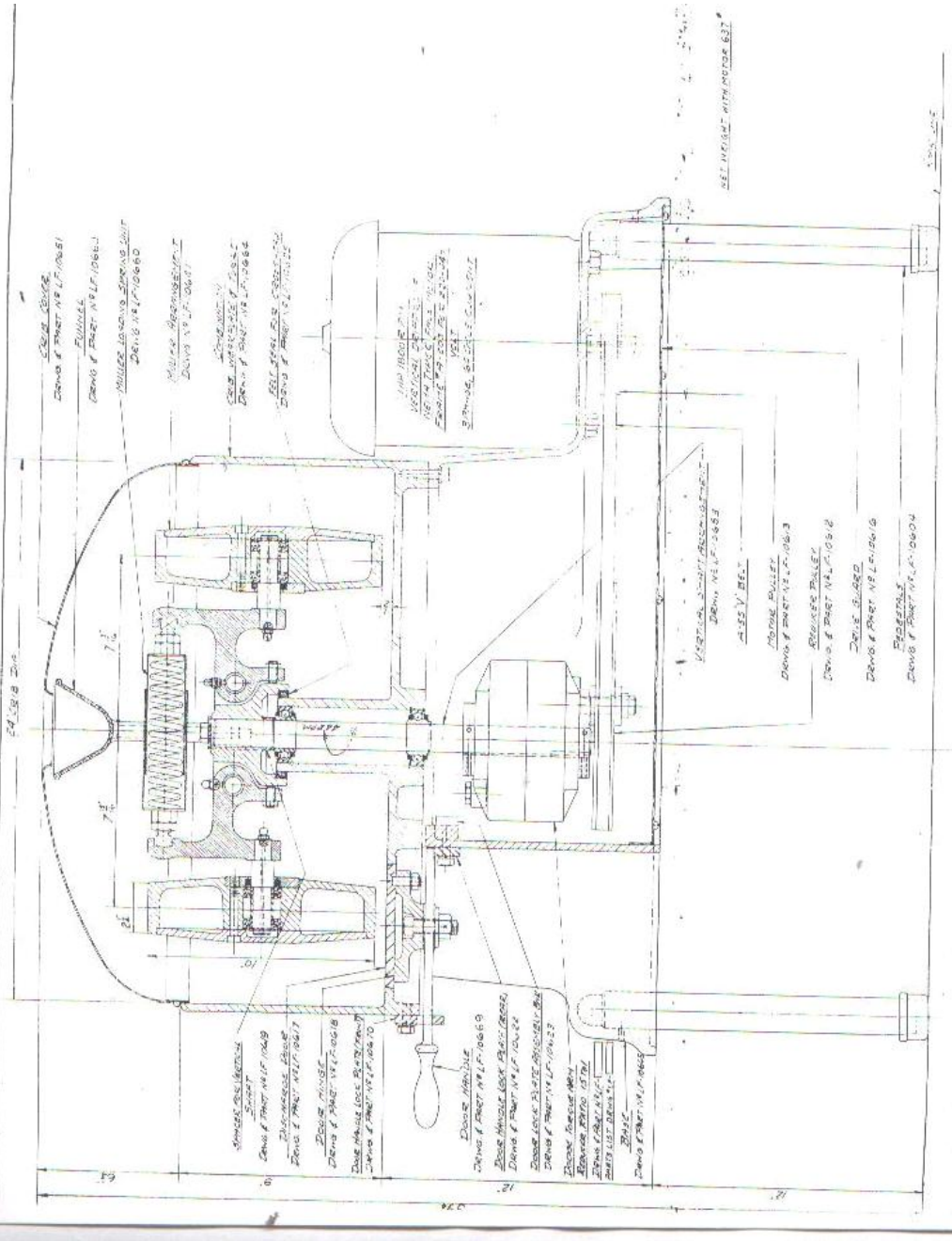
### **PLANOS DEL EQUIPO EXPERIMENTAL**

#### **“SIMPSON MIX-MULLER”**

☞ Vista Superior

☞ Vista Frontal.





COVER PLATE  
DRAWING PART NO. 17-10651

VALVE  
DRAWING PART NO. 17-10661

MILLER LANSING SPINDLE UNIT  
DRAWING PART NO. 17-10660

VALVE SPRING  
DRAWING PART NO. 17-10667

VALVE SPRING  
DRAWING PART NO. 17-10668

VALVE SPRING  
DRAWING PART NO. 17-10669

VALVE SPRING  
DRAWING PART NO. 17-10670

VALVE SPRING  
DRAWING PART NO. 17-10671

VALVE SPRING  
DRAWING PART NO. 17-10672

VALVE SPRING  
DRAWING PART NO. 17-10673

VALVE SPRING  
DRAWING PART NO. 17-10674

VALVE SPRING  
DRAWING PART NO. 17-10675

VALVE SPRING  
DRAWING PART NO. 17-10676

VALVE SPRING  
DRAWING PART NO. 17-10677

VALVE SPRING  
DRAWING PART NO. 17-10678

VALVE SPRING  
DRAWING PART NO. 17-10679

VALVE SPRING  
DRAWING PART NO. 17-10680

VALVE SPRING  
DRAWING PART NO. 17-10681

VALVE SPRING  
DRAWING PART NO. 17-10682

VALVE SPRING  
DRAWING PART NO. 17-10683

VALVE SPRING  
DRAWING PART NO. 17-10684

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING

VALVE SPRING WITH MOTOR 631

VALVE SPRING

## **APÉNDICE B**

### **TIPOS DE EQUIPOS PARA EL MEZCLADO DE SÓLIDOS Y PASTAS**

- ☞ Tabla 19.1. Tipos de Equipos para el mezclado de Sólidos. [2]
- ☞ Figura 19.9. Algunos Equipos para la mezcla de Sólidos. [2]
- ☞ Tabla 19.3 Requerimientos de potencia y velocidad de rotación para algunos mezcladores Comerciales. [2]

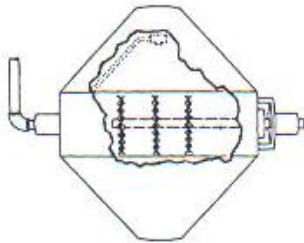
Tabla 19.1. Tipos de equipos para el mezclado de sólidos\*

Volteador (1)	Volteador con rompedor interno de aglomerados (2)	Carcasa o artesa estacionaria (3)	Rotación del casco y del dispositivo interno (4)	Mezcla por impacto (5)	Etapas del proceso a las que puede afectar el mezclado de sólidos† (6)
Sin deflectores: Tambor (vertical o inclinado) Cono doble	Molino de bolas Molino de piedras Molino de rodillos	De cuchillas en cinta Cesta rotatoria, maza de moler giratoria† Husillo vertical	La maza trituradora y la cesta giran en direcciones opuestas (contracorriente)	Molino de martillos Molino de impacto	Llenado de tolvas Fluidización
Carcasa doble en V Cuba Tipo hongo	Molino vibratorio de piedras Cono doble Cono doble en V Cuba	Rotor simple Rotor doble  Turbina Mezclador de paletas	Tipo orbital	Molino de jaula  Molino de chorro Molino de fricción	Alimentadores de tornillo Carga por cinta transportadora Carga por elevadores Transporte neumático Transporte por vibración
Con deflectores: Tambor horizontal Doble cono girando alrededor del eje mayor		Tamizador (turbotamizador)			

\* En la Figura 19.9 se encuentran esquemas de varios de estos equipos.

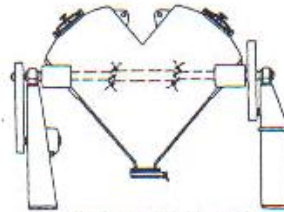
† También existe un molino donde la torreta está estacionaria y la artesa gira.

‡ Aunque estas etapas, si están bien seleccionadas, pueden mejorar la operación de mezclado, debe tenerse precaución con los transportes neumático y vibratorio, puesto que tienen tendencia a producir la segregación de los componentes de la mezcla



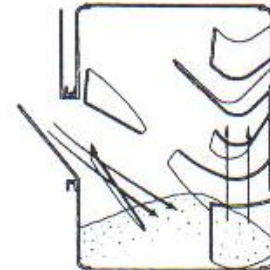
(a) De cono doble

El dispositivo de rotura de aglomerados se muestra en línea discontinua y la tobera de aspersión con línea punteada. El volteador puede presentarse solo o con algunos o todos los dispositivos anteriores

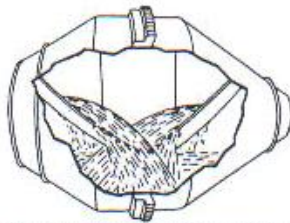


(b) Carcasa doble en V

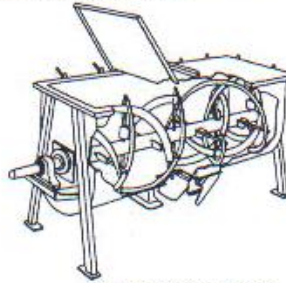
El dispositivo de rotura de aglomerados y de alimentación de agua se muestra en línea discontinua. Si no es necesaria la adición de líquido, se emplea un dispositivo rompedor de aglomerados de tipo de peine. Los equipos pueden presentarse solos o con cualquiera de las características anteriores.



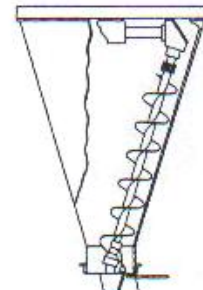
(c) De tambor horizontal (con deflectores)



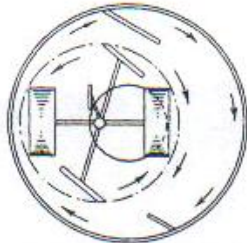
(d) De cono doble, con giro alrededor del eje mayor



(e) De cuchillas en cinta



(f) De husillo vertical (tipo orbital)

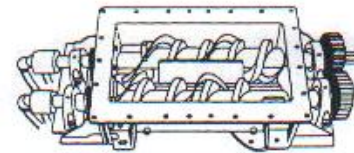


(g) Melino mezclador por lotes

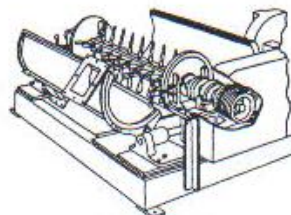
- (1) la cesta está quieta y la torreta del molino gira;
- (2) la torreta está quieta y la cesta gira;
- (3) la cesta gira en sentido de las agujas del reloj mientras que la torreta gira contracorriente



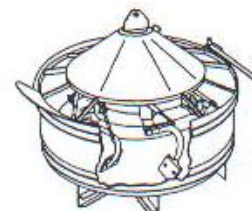
(h) De arqueta estacionaria



(i) De rotor doble: adaptado a la transferencia de calor mediante encamisados y por los husillos huecos



(j) Rotor simple



(k) Turbina

FIG. 19.9. Algunos equipos para la mezcla de sólidos.



**Tabla 19.3. Requerimientos de potencia y velocidades de rotación para algunos mezcladores comerciales (sólidos), evaluados para una capacidad de 1,5 m<sup>3</sup> (50 ft<sup>3</sup>)**

Tipo de equipo mezclador	Capacidad de trabajo aproximada, ft <sup>3</sup>	Potencia (hp)		Velocidad de rotación, rpm		Comentarios
		Casco	Dispositivo interno	Casco	Dispositivo interno	
1. Volteador						
Sin deflectores						
Cono doble	54	7½		18		Referido a sólidos de 100 lb/ft <sup>3</sup> Densidad máxima del sólido a granel 55 lb/ft <sup>3</sup>
Carcasa doble en V	50	5		13,7		
Con deflectores						
Tambor horizontal						
Fabricante E	50	20		11,1		Condiciones duras (sólidos 100 lb/ft <sup>3</sup> ). Para condiciones muy duras (150-200 lb/ft <sup>3</sup> ) la máxima capacidad con un motor de 20 hp es 35 ft <sup>3</sup> Para una densidad máxima de 40 lb/ft <sup>3</sup> Los mezcladores se pueden inclinar. La carga se realiza en la parte posterior. La capacidad se refiere al hormigón mezclado
Fabricante F	50	10		14		
Doble cono girando en torno al eje horizontal	56	25		11,5		
2. Volteador con rompedor de aglomerados						
Cono doble	54	7½	Véase comentarios	18	Véase comentarios	La potencia requerida para el dispositivo interno depende del tipo de sólido y la velocidad del agitador. Debe ser determinada mediante pruebas apropiadas Densidad máxima del sólido a granel 55 lb/ft <sup>3</sup>
Carcasa doble en V	50	5	5 (con intensificadores tipo peine)	13,7		
3. Artesa estacionaria						
Cinta						
Fabricante C	50		12		28	Requirimientos de potencia referido a sólidos de 50-60 lb/ft <sup>3</sup> , flujo semilibre, para un ciclo de mezcla de 3-10 min., usando 10 hp/Tm (según el sólido, el rango es 3-18 hp/Tm) Referido a sólidos de 30 lb/ft <sup>3</sup> Referido a sólidos de 40-50 lb/ft <sup>3</sup> Para lotes, la base es de 300 ft <sup>3</sup> /h y de 900 ft <sup>3</sup> /h para continuo. Referido a sólidos de 70 lb/ft <sup>3</sup> Potencia referida a sólidos de 37 lb/ft <sup>3</sup> . Puede variar con los diferentes sólidos; máximo 10 hp, máximo peso 4.410 lb
Fabricante A	46		10		37	
Fabricante D	50		15		45	
Cinta de tres ejes	50		Eje mezclador, 20 Eje alimentador, 7½		Velocidad variable en todos los ejes Husillo, 64,4 Planetario, 2,2	
Husillo vertical	52,9		5			
Molino:						
Por lotes: cesta estacionaria, torreta rotatoria	40		60		24 (velocidad de la torreta)	Referido a sólidos de 60-75 lb/ft <sup>3</sup>
Continuo: cesta estacionaria, torreta rotatoria						Básicamente, los molinos en continuo son dos equipos (por lotes) unidos por su base, con un diseño en forma de 8. Así el molino (por lotes) de 40 ft <sup>3</sup> con potencia de 60 hp se convierte en un equipo continuo de 80 ft <sup>3</sup> que requiere 125 hp. Esto nos daría 125 Tm/h, con un tiempo de residencia de 2,5 min. La velocidad de la torreta es de 24 rpm
Rotor simple			Véase comentarios			En esta unidad continua, la salida es 25-600 lb con potencias desde 5 a 100 y velocidades de 500-4.000 rpm, en función del tipo de sólido
Rotor doble			Véase comentarios			En esta unidad continua, la salida es 200-500 lb con potencias desde 5 a 40 y velocidades de 200-300 rpm, en función del tipo de sólido
Rotor doble encaminado para intercambio de calor	49,2		5-15		20-100	La magnitud del transporte y la mezcla de sólidos se afecta por el paso y tipo de cintas montadas en el exterior de los husillos huecos
Turbina	50		50		Velocidad lineal 600 ft/min	
4. Tanto la artesa como el dispositivo interno rotan						
Molino	45	*	*	6,75-8,75	28-35	
conacorriente	60-90†	20	25	6,65	20	

\* Un motor de 25 hp impulsa la artesa (cesta mezcladora) y el dispositivo interno (estrella mezcladora).

† El rango de capacidades en el funcionamiento por lotes depende de la naturaleza del sólido a mezclar.

Nota: para convertir pies cúbicos en metros cúbicos, multiplicar por 0,02832; para convertir caballos de vapor en kilovatios, multiplicar por 0,252; para convertir revoluciones por minuto en radianes por segundo, multiplicar por 0,1047; para convertir libras por minuto en kilogramos por minuto, multiplicar por 0,45353; y para convertir caballos de vapor por tonelada en kilovatios por tonelada métrica, multiplicar por 0,8352.

## **APÉNDICE C**

### **TABLAS DE UTILIZACION DEL CATALOGO MARTIN 1090**

#### **PARA SELECCIÓN DEL MÓDULO DE LA FRESA Y**

#### **DISTANCIA ENTRE CENTROS**

- ☞ Lista la Relación entre Centros y Rangos con H.P, y Torque Aproximados para Sinfines Endurecidos y Esmerilados con Coronas de Bronce G-76 y G-77. [9]
- ☞ Dimensiones de Dientes Paso Diametral G-86. [9]
- ☞ Dimensiones de Dientes Paso Modular G-90. [9]

# Worm Gears



## Ratio-Center Distance Listings With Approximate Horsepower and Torque† Ratings for Hardened and Ground Worms With Bronze Worm Gears

RPM of Worm			1800		900		300		100	
Ratio	Center Distance	*Gear	Input-Output		Input-Output		Input-Output		Input-Output	
			HP	Torque	HP	Torque	HP	Torque	HP	Torque
20	2.000	WB820	.75	400	.60	600	.33	775	.12	850
20	2.167	WB1240D	1.00	600	.67	775	.33	920	.10	970
20	2.625	WB1040D	1.50	900	.85	1230	.50	1500	.20	1650
20	2.667	WB620	1.50	800	1.15	1170	.75	1660	.25	1850
20	2.812	WB1680Q	1.40	900	.90	1075	.33	1200	.12	1240
20	3.250	WB840D	2.30	1400	1.75	2000	.80	2580	.33	2800
20	3.833	WB1280Q	3.12	2000	2.12	2600	.90	3120	.33	3300
20	4.000	WB420	3.50	2000	2.75	2880	1.75	4700	.75	5600
20	4.333	WB640D	4.50	2780	3.40	4050	1.75	5800	.70	6500
20	4.625	WB1080Q	4.75	3000	3.40	4250	1.50	5340	.50	5700
20	5.750	WB880Q	7.50	4800	5.60	7000	2.60	9400	1.00	10200
20	7.667	WB680Q	15.00	9500	10.75	13800	5.50	20000	2.20	22500
24	3.000	WB624	1.75	1120	1.33	1630	.75	2300	.33	2600
24	4.500	WB424	4.00	2800	3.00	4000	2.00	6600	.90	7800
24	6.000	WB324	7.50	5300	5.90	7750	3.90	13500	1.90	17000
25	1.875	WB1650D	.50	370	.33	470	.12	520	.05	540
25	2.583	WB1250D	1.20	890	.80	1150	.33	1380	.12	1450
25	3.125	WB1050D	1.80	1340	1.33	1850	.60	2300	.25	2500
25	3.438	WB16100Q	1.75	1300	1.00	1575	.40	1750	.12	1800
25	3.875	WB850D	3.00	2200	2.25	3250	1.00	4200	.40	4500
25	4.667	WB12100Q	3.67	2800	2.50	3660	1.00	4400	.40	4630
25	5.167	WB650D	5.50	4000	4.00	6000	2.15	8700	.87	9700
25	5.625	WB10100Q	5.70	4500	4.10	6380	1.75	8000	.67	8500
25	7.000	WB8100Q	10.00	9700	7.00	11500	4.00	17500	1.25	19000
25	9.333	WB6100Q	17.50	14250	13.00	20750	6.66	30000	2.60	33000
29	4.050	WB529	3.50	2800	2.75	4200	1.50	6300	.67	7000
30	1.250	WB1630	.20	160	.12	190	.06	210	.02	215
30	1.750	WB1230	.50	350	.33	450	.15	540	.06	570
30	2.125	WB1030	.70	530	.50	750	.25	925	.10	1000
30	2.188	WB1660	.60	590	.40	700	.15	760	.05	800
30	2.625	WB830	1.00	870	.85	1260	.40	1600	.17	1750
30	3.000	WB1260D	1.33	1230	1.00	1600	.40	1900	.15	2000
30	3.500	WB630	2.00	1700	1.60	2430	.87	3500	.33	3800
30	3.625	WB1060D	2.00	1850	1.50	2500	.70	3200	.25	3430
30	4.500	WB860D	3.25	2900	2.50	4300	1.12	5650	.50	6000
30	6.000	WB660D	6.30	5800	4.80	6075	2.50	12110	1.00	13510
30	7.000	WB330	9.05	7880	7.00	11570	4.60	20280	2.25	25560
32	5.500	WB432	5.15	4880	4.00	6750	2.50	11140	1.10	13200
36	4.000	WB636	2.33	2310	1.80	3380	1.00	4800	.42	5360
36	7.000	WB672D	7.25	8010	5.50	11670	2.87	16700	1.15	18650
36	8.000	WB336	10.40	10900	8.10	15960	5.35	27950	2.60	35280
40	1.562	WB1640	.25	266	.12	330	.07	350	.02	360
40	2.167	WB1240	.55	580	.30	825	.18	900	.07	940
40	2.625	WB1040	.87	890	.65	1220	.30	1520	.12	1630
40	2.812	WB1680D	.75	910	.33	1140	.20	1200	.07	1230

\* Ratings listed are for bronze worm gears operating with hardened and ground steel worms. For ratings of cast iron worm gears with hardened steel worm, multiply listed ratings by 30%. For cast iron with hardened and ground steel worm, multiply by 50%.

† Torque ratings in inch pounds.



# Worm Gears

## Ratio-Center Distance Listings With Approximate Horsepower and Torque† Ratings for Hardened and Ground Worms With Bronze Worm Gears

RPM of Worm			1800		900		300		100	
Ratio	Center Distance	* Gear	Input-Output		Input-Output		Input-Output		Input-Output	
			HP	Torque	HP	Torque	HP	Torque	HP	Torque
40	3.250	WB840	1.35	1440	.85	2350	.50	2700	.20	2900
40	3.833	WB1280D	1.70	2040	1.15	2675	.50	3160	.20	3330
40	4.333	WB640	2.50	2770	2.00	4033	1.00	5760	.45	6420
40	4.625	WB1080D	2.60	3070	1.90	4270	.85	5315	.33	5680
40	5.150	WB540	4.33	4930	3.40	7145	2.00	10725	.83	12170
40	5.750	WB880D	4.00	4740	3.00	6850	1.40	8940	.55	9680
40	6.500	WB440	6.00	5520	4.65	7950	3.00	13200	1.33	15480
40	7.667	WB680D	7.83	9600	6.00	14000	3.00	20025	1.25	22340
48	3.750	WB848	1.50	1950	1.20	2820	.60	3650	.25	3960
48	5.000	WB648	2.80	3730	2.25	5460	1.25	7750	.50	8640
48	7.500	WB448	6.80	9320	5.25	13400	3.33	22200	1.50	26160
48	10.000	WB348	12.70	17640	9.87	25920	6.50	45360	3.16	57120
50	1.875	WB1650	.30	380	.20	450	.08	490	.03	515
50	2.583	WB1250	.66	840	.50	1090	.20	1300	.08	1360
50	3.125	WB1050	1.00	1280	.75	1770	.33	2200	.14	2340
50	3.438	WB16100D	.90	1290	.50	1525	.25	1690	.08	1730
50	3.875	WB850	1.60	2140	1.25	3130	.66	4090	.25	4430
50	4.667	WB12100D	2.00	2875	1.33	3600	.50	4460	.22	4700
50	5.167	WB650	2.90	4000	2.25	5825	1.25	8310	.50	9260
50	5.625	WB10100D	3.00	4440	2.16	6110	1.00	7675	.33	8000
50	6.150	WB550	5.12	7120	4.00	10320	2.25	15480	1.00	17570
50	7.000	WB8100D	4.10	5000	2.75	7500	1.50	8000	.60	10000
50	9.333	WB6100D	9.00	13800	6.75	20200	3.50	28930	1.40	32280
54	11.000	WB354	13.50	21230	10.50	31200	7.00	54480	3.33	68760
59	7.050	WB559	5.50	9230	4.50	13900	2.50	20075	1.00	23160
60	2.188	WB1850	.33	550	.20	650	.08	720	.03	740
60	3.000	WB1250	.75	1100	.50	1440	.25	1700	.09	1790
60	3.625	WB1050	1.00	1690	.80	2330	.33	2890	.16	3080
60	4.500	WB850	1.66	2650	1.33	3900	.66	5090	.25	5500
60	6.000	WB650	3.20	5240	2.50	7670	1.40	1080	.60	1225
64	9.500	WB464	7.87	14280	6.00	20640	3.80	34080	1.70	40320
72	7.000	WB672	3.33	6610	2.50	9660	1.50	13700	.60	15360
80	2.812	WB1880	.33	705	.22	830	.09	920	.04	950
80	3.833	WB1280	.75	1550	.50	2030	.25	2375	.10	2520
80	4.625	WB1080	1.15	2375	.87	3275	.40	4050	.16	4330
80	5.750	WB880	1.80	3800	1.40	5500	.70	7140	.30	7750
80	7.667	WB680	3.33	7380	2.66	10750	1.50	15350	.60	17110
96	6.750	WB896	1.50	4200	1.00	6000	.50	7000	.20	8500
96	9.000	WB696	3.25	8490	2.50	12370	1.33	17660	.50	19680
100	3.438	WB16100	.33	810	.20	960	.09	1060	.33	1100
100	4.667	WB12100	.75	1790	.50	2330	.25	2730	.90	2800
100	5.625	WB10100	1.00	2780	.80	3850	.33	4775	.16	5100
100	7.000	WB8100	1.67	4450	1.25	6300	.67	8000	.24	9000
100	9.333	WB6100	3.20	8700	2.50	12675	1.33	18090	.55	20160

\* Ratings listed are for bronze worm gears operating with hardened and ground steel worms. For ratings of cast iron worm gears with hardened steel worm, multiply listed ratings by 30%. For cast iron with hardened and ground steel worm, multiply by 50%.

† Torque ratings in inch pounds.

# Diametral Pitch Tooth Dimensions



## Dimensions of Standard Full-depth Teeth Diametral Pitches and Equivalent Circular Pitches

Diametral Pitch	Circular Pitch	Module	Arc Thickness of Tooth on Pitch Line	Addendum	Working Depth of Tooth	Dedendum or Depth of Space Below Pitch Line	Whole Depth of Tooth*
½	6.2832	50.8	3.1416	2.0000	4.0000	2.3142	4.3142
⅝	4.1888	33.8667	2.0944	1.3333	2.6666	1.5428	2.8761
1	3.1416	25.4	1.5708	1.0000	2.0000	1.1571	2.1571
1-⅝	2.5133	20.32	1.2566	0.8000	1.6000	0.9257	1.7257
1-⅞	2.0944	16.9333	1.0472	0.6666	1.3333	0.7714	1.4381
2	1.7952	14.5143	0.8976	0.5714	1.1429	0.6612	1.2326
2-⅛	1.5708	12.7	0.7854	0.5000	1.0000	0.5785	1.0785
2-½	1.3963	11.2889	0.6981	0.4444	0.8888	0.5143	0.9587
2-⅞	1.2566	10.16	0.6283	0.4000	0.8000	0.4628	0.8628
3	1.1424	9.2364	0.5712	0.3636	0.7273	0.4208	0.7844
3-⅛	1.0472	8.4667	0.5236	0.3333	0.6666	0.3857	0.7190
3-½	0.8976	7.2571	0.4488	0.2857	0.5714	0.3306	0.6163
4	0.7854	6.35	0.3927	0.2500	0.5000	0.2893	0.5393
5	0.6283	5.08	0.3142	0.2000	0.4000	0.2314	0.4314
6	0.5236	4.2333	0.2618	0.1666	0.3333	0.1928	0.3596
7	0.4488	3.6286	0.2244	0.1429	0.2857	0.1653	0.3081
8	0.3927	3.175	0.1963	0.1250	0.2500	0.1446	0.2696
9	0.3491	2.8222	0.1745	0.1111	0.2222	0.1286	0.2397
10	0.3142	2.54	0.1571	0.1000	0.2000	0.1157	0.2157
11	0.2856	2.3091	0.1428	0.0909	0.1818	0.1052	0.1961
12	0.2618	2.1167	0.1309	0.0833	0.1666	0.0964	0.1798
13	0.2417	1.9638	0.1208	0.0769	0.1538	0.0890	0.1659
14	0.2244	1.8143	0.1122	0.0714	0.1429	0.0826	0.1541
15	0.2094	1.6933	0.1047	0.0666	0.1333	0.0771	0.1438
16	0.1963	1.5875	0.0982	0.0625	0.1250	0.0723	0.1348
17	0.1848	1.4941	0.0924	0.0588	0.1176	0.0681	0.1269
18	0.1745	1.4111	0.0873	0.0555	0.1111	0.0643	0.1198
19	0.1653	1.3368	0.0827	0.0526	0.1053	0.0609	0.1135
20	0.1571	1.27	0.0785	0.0500	0.1000	0.0579	0.1079
22	0.1428	1.1545	0.0714	0.0455	0.0909	0.0526	0.0980
24	0.1309	1.0583	0.0654	0.0417	0.0833	0.0482	0.0898
26	0.1208	.9769	0.0604	0.0385	0.0769	0.0445	0.0829
28	0.1122	.9071	0.0561	0.0357	0.0714	0.0413	0.0770
30	0.1047	.8467	0.0524	0.0333	0.0666	0.0386	0.0719
32	0.0982	.7938	0.0491	0.0312	0.0625	0.0362	0.0674
34	0.0924	.7471	0.0462	0.0294	0.0588	0.0340	0.0634
36	0.0873	.7056	0.0436	0.0278	0.0555	0.0321	0.0599
38	0.0827	.6684	0.0413	0.0263	0.0526	0.0304	0.0568
40	0.0785	.635	0.0393	0.0250	0.0500	0.0289	0.0539

\*NOTE: Dimensions listed are for HOB CUT TEETH ONLY. Shaper cut teeth may be slightly larger. Consult factory for exact measurement.

All Gears In Stock Are Diametral Pitch

# Module Pitch Tooth Dimensions



## Tooth Dimensions Based Upon Module System

(One millimeter equals 0.03937 inch)

Module, DIN Standard Series	Equivalent Diametral Pitch	Circular Pitch		Addendum, Millimeters	Dedendum, Millimeters †	Whole Depth, ‡ Millimeters	Whole Depth, ‡ Millimeters
		Millimeters	Inches				
0.3	84.667	0.943	0.0371	0.30	0.35	0.650	0.647
0.4	63.500	1.257	0.0495	0.40	0.467	0.867	0.863
0.5	50.800	1.571	0.0618	0.50	0.583	1.083	1.079
0.6	42.333	1.885	0.0742	0.60	0.700	1.300	1.294
0.7	36.286	2.199	0.0865	0.70	0.817	1.517	1.510
0.8	31.750	2.513	0.0989	0.80	0.933	1.733	1.726
0.9	28.222	2.827	0.1113	0.90	1.050	1.950	1.941
1	25.400	3.142	0.1237	1.00	1.167	2.167	2.157
1.25	20.320	3.927	0.1546	1.25	1.458	2.708	2.697
1.5	16.933	4.712	0.1855	1.50	1.750	3.250	3.236
1.75	14.514	5.498	0.2164	1.75	2.042	3.792	3.774
2	12.700	6.283	0.2474	2.00	2.333	4.333	4.314
2.25	11.289	7.069	0.2783	2.25	2.625	4.875	4.853
2.5	10.160	7.854	0.3092	2.50	2.917	5.417	5.392
2.75	9.236	8.639	0.3401	2.75	3.208	5.958	5.932
3	8.466	9.425	0.3711	3.00	3.500	6.500	6.471
3.25	7.815	10.210	0.4020	3.25	3.791	7.041	7.010
3.5	7.257	10.996	0.4329	3.50	4.083	7.583	7.550
3.75	6.773	11.781	0.4638	3.75	4.375	8.125	8.089
4	6.350	12.566	0.4947	4.00	4.666	8.666	8.628
4.5	5.644	14.137	0.5566	4.50	5.25	9.750	9.707
5	5.080	15.708	0.6184	5.00	5.833	10.833	10.785
5.5	4.618	17.279	0.6803	5.50	6.416	11.916	11.864
6	4.233	18.850	0.7421	6.00	7.000	13.000	12.942
6.5	3.908	20.420	0.8035	6.50	7.583	14.083	14.021
7	3.628	21.991	0.8658	7.00	8.166	15.166	15.099
8	3.175	25.132	0.9895	8.00	9.333	17.333	17.256
9	2.822	28.274	1.1132	9.00	10.499	19.499	19.413
10	2.540	31.416	1.2368	10.00	11.666	21.666	21.571
11	2.309	34.558	1.3606	11.00	12.833	23.833	23.728
12	2.117	37.699	1.4843	12.00	14.000	26.000	25.884
13	1.964	40.841	1.6079	13.00	15.166	28.166	28.041
14	1.814	43.982	1.7317	14.00	16.332	30.332	30.198
15	1.693	47.124	1.8541	15.00	17.499	32.499	32.355
16	1.587	50.266	1.9790	16.00	18.666	34.666	34.512
18	1.411	56.549	2.2263	18.00	21.000	39.000	38.826
20	1.270	62.832	2.4737	20.00	23.332	43.332	43.142
22	1.155	69.115	2.7210	22.00	25.665	47.665	47.454
24	1.058	75.398	2.9685	24.00	28.000	52.000	51.768
27	0.941	84.823	3.339	27.00	31.498	58.498	58.239
30	0.847	94.248	3.711	30.00	35.000	65.000	64.713
33	0.770	103.673	4.082	33.00	38.498	71.498	71.181
36	0.706	113.097	4.453	36.00	41.998	77.998	77.652
39	0.651	122.522	4.824	39.00	45.497	84.497	84.123
42	0.605	131.947	5.195	42.00	48.997	90.997	90.594
45	0.564	141.372	5.566	45.00	52.497	97.497	97.065
50	0.508	157.080	6.184	50.00	58.330	108.330	107.855
55	0.462	172.788	6.803	55.00	64.163	119.163	118.635
60	0.423	188.496	7.421	60.00	69.996	129.996	129.426
65	0.391	204.204	8.040	65.00	75.829	140.829	140.205
70	0.363	219.911	8.658	70.00	81.662	151.662	150.997
75	0.339	235.619	9.276	75.00	87.495	162.495	161.775

† Dedendum and total depth when clearance = 0.1666 x module, or one-sixth module.

‡ Total Depth equivalent to American standard full-depth teeth. (Clearance = 0.157 x Module.)

## APÉNDICE D

### TABLAS PARA LA SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

- ☞ Información Técnica. A-12 y A-13. [8]
- ☞ Rodamientos de Rodillos Cónicos para el eje de la Corona. B-126 y B-127. [8]
- ☞ Rodamientos Axiales de Rodillos Esféricos para el eje del Tornillo Sinfín. B-238 y B-239. [8]

Tabla 2.2 Tipos y características de los rodamientos

Características	Rodamientos de bolas	De bolas a contacto angular	De bolas a contacto angular tipo doble hilera	Oscilantes de bolas	De rodillos cilíndricos con reborde	De rodillos cilíndricos con rebordes
Capacidad de carga	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆
carga axial <sup>1)</sup>	↑	↑	↑	↑	↑	↑
carga radial	↑	↑	↑	↑	↑	↑
Velocidad elevada <sup>1)</sup>	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆
Precisión de giro elevada <sup>1)</sup>	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆
Ruido/vibración reducida <sup>1)</sup>	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆
Reducción par friccional <sup>1)</sup>	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆
Rigidez elevada <sup>1)</sup>	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆
Resistencia al choque/vibración <sup>1)</sup>	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆
Desalineamiento permisible para anillos interiores/exteriores <sup>1)</sup>	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆
Piezas rodamientos fijos <sup>2)</sup>	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆
Para rodamientos flotantes <sup>3)</sup>	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆
No-separables o separables <sup>1)</sup>	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆
Rodamientos de agujero cónico <sup>1)</sup>	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆
Observaciones	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆
pág. de ref.	B-6	B-44	B-88	B-44	B-64	B-64

Nota 1) ☆ El número de estrellas indica el grado al cual ese tipo de rodamiento posee esa característica particular. ★ No es aplicable a ese tipo de rodamientos.  
 2) ⊕ Indica sonido dual. ○ Indica movimiento axial en un solo sentido/unicamente

De rodillos cilíndricos de doble hilera	De agujas	De rodillos cónicos	De rodillos esféricos	Axiales de bolas	Axiales de bolas con anillo de asiento	Axiales de bolas a contacto angular de doble hilera	Axiales de rodillos cilíndricos	Axiales de rodillos esféricos	Página de referencia
☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	A-77
↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	↑	A-22
☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	A-77
☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	A-78
☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	A-74
☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	-
☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	-
☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	A-94
☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	A-94
☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	☆☆☆	A-96
tipos NNU, NN									
B-95	B-112	B-118	B-186	B-216	B-216	B-216	B-216	B-216	B-216

3) ⊕ Indica movimiento en la pista. Indica movimiento en la superficie de contacto del anillo interno o externo.  
 4) ⊕ Indica que tanto el anillo interior como el exterior son separables.  
 5) ○ Indica que es posible un anillo interior con agujero cónico.





Carga equivalente del rodamiento  
dinámica  $F_e = F_v + 1.2F_r$   
donde  $\frac{F_v}{F_r} \leq 0.85$   
estática  $F_{e0} = F_v + 2.7F_r$   
donde  $\frac{F_v}{F_r} \leq 0.55$



d 60—180 mm

Dimensiones principales			Capacidad básica de carga		Velocidad límite	Número de rodamiento	Dimensiones				
d	D	T	dinámica $C_r$	estática $C_{or}$	(r.p.m. sobre eje)		$D_1$	$d_1$	$B_2$	C	A
60	130	42	283 000	825 000	2 600	29412	89	123	15	20	38
65	140	45	330 000	945 000	2 400	29413	96	133	16	21	42
70	150	48	385 000	1 040 000	2 200	29414	103	142	17	23	44
75	160	51	415 000	1 190 000	2 100	29415	109	152	18	24	47
80	170	54	460 000	1 300 000	1 900	29416	117	162	19	26	50
85	180	58	285 000	820 000	2 300	29317	114	143.5	13	19	50
90	190	62	480 000	1 490 000	1 800	29417	125	170	21	28	54
95	200	66	285 000	915 000	2 300	29318	117	148.5	13	19	52
100	210	70	545 000	1 680 000	1 700	29418	132	180	22	29	58
105	220	74	345 000	1 160 000	2 100	29320	129	163	14	20.8	58
110	230	78	685 000	2 130 000	1 500	29420	146	200	24	32	62
115	240	82	445 000	1 600 000	1 800	29322	143	182	16	23	64
120	250	86	845 000	2 630 000	1 400	29422	162	220	26	35	69
125	260	90	535 000	1 770 000	1 600	29324	159	200	18	26	70
130	270	94	975 000	3 050 000	1 300	29424	174	236	29	37	74
135	280	98	615 000	2 100 000	1 500	29326	171	215	19	28	76
140	290	102	1 080 000	3 550 000	1 200	29426	189	255	31	41	81
145	300	106	665 000	2 390 000	1 400	29328	185	230	20	29	82
150	310	110	1 110 000	3 750 000	1 200	29428	189	268	31	41	86
155	320	114	340 000	1 340 000	1 800	29230	178	208	14	19	82
160	330	118	675 000	2 390 000	1 400	29330	194	240	20	29	87
165	340	122	1 280 000	4 350 000	1 100	29430	214	285	32	44	92
170	350	126	380 000	1 480 000	1 700	29232	188	219	14	19	88
175	360	130	820 000	2 860 000	1 300	29332	208	260	23	32	92
180	370	134	1 500 000	5 150 000	1 000	29432	229	306	34	45	99
185	380	138	405 000	1 770 000	1 600	29234	198	233	15	20	92
190	390	142	855 000	3 050 000	1 200	29334	216	270	23	32	96
195	400	146	1 660 000	5 750 000	940	29434	243	324	37	50	104
200	410	150	450 000	1 920 000	1 600	29236	208	243	15	20	97
205	420	154	895 000	3 800 000	1 100	29336	232	290	25	35	103
210	430	158	1 640 000	6 200 000	890	29436	255	342	39	52	110

## APÉNDICE E

### TABLAS PARA LA SELECCIÓN DE BANDAS Y POLEAS

- ☞ Factor de servicio. Pagina D-43. Tabla 1. [9]
- ☞ Tipo de Banda. Tabla 3. Pag D-44. [9]
- ☞ Diámetro Mínimo de Polea para Motores Eléctricos. Tabla 4. Pag D-44. [9]
- ☞ Tablas de selección de transmisión para bandas Tipo B. Pags D-122 y D-123. [9]
- ☞ Dimensiones Generales de las Poleas. Pags D-32 y D-33. [9]



# Stock Drive Selection

To select the best V-Belt Drive for an application, utilizing stock sheaves, simply follow the step by step instructions below:

**BEFORE SELECTING A DRIVE, YOU NEED TO KNOW THESE FACTS:**

1. The horsepower requirement of the drive.
2. The RPM of the driver.
3. The RPM of the driven machine.
4. The approximate center distance for the drive.
5. Shaft size of both units.
6. Average hours of operation per day.

TABLE 1 — SERVICE FACTORS															
<p><b>THE CORRECT SERVICE FACTOR IS DETERMINED BY:</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. The extent and frequency of peak loads.</li> <li>2. The number of operating hours per year, broken down into average hours per day of continuous service.</li> <li>3. The proper service category, (intermittent, normal or continuous). Select the one that most closely approximates your application conditions.</li> </ol>				<p><b>INTERMITTENT SERVICE — SERVICE FACTOR 1.0 TO 1.5</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>a. Light Duty — Not more than 6 hours per day.</li> <li>b. Never exceeding rated load.</li> </ol> <p><b>NORMAL SERVICE — SERVICE FACTOR 1.1 TO 1.6</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>a. Daily service 6 to 16 hours per day.</li> <li>b. Where occasional starting or peak load does not exceed 200% of the full load.</li> </ol> <p><b>CONTINUOUS SERVICE — SERVICE FACTOR 1.2 TO 1.8</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>a. Continuous service 16 to 24 hours per day.</li> <li>b. Where starting or peak load is in excess of 200% of the full load or where starting or peak loads and overloads occur frequently.</li> </ol>											
TYPICAL SERVICE FACTORS															
DRIVEN MACHINE TYPES			DRIVER TYPES												
<p>Driven machine types noted below are representative samples only. Select a category most closely approximating your application from those listed below.</p> <p><b>IF IDLERS ARE USED, ADD THE FOLLOWING TO THE SERVICE FACTOR:</b></p> <table border="0"> <tr> <td>Idler on slack side (inside)</td> <td>None</td> </tr> <tr> <td>Idler on slack side (outside)</td> <td>0.1</td> </tr> <tr> <td>Idler on tight side (inside)</td> <td>0.1</td> </tr> <tr> <td>Idler on tight side (outside)</td> <td>0.2</td> </tr> </table>			Idler on slack side (inside)	None	Idler on slack side (outside)	0.1	Idler on tight side (inside)	0.1	Idler on tight side (outside)	0.2	<p><b>ELECTRIC MOTORS:</b>            AC Normal Torque            Squirrel Cage            and Synchronous            AC Split Phase            DC Shunt Wound  <b>Internal Combustion Engines</b></p>		<p><b>ELECTRIC MOTORS:</b>            AC Hi-Torque            AC Hi-Slip            AC Repulsion-Induction            AC Single Phase            Series Wound            AC Slip Ring            DC Compound Wound</p>		
Idler on slack side (inside)	None														
Idler on slack side (outside)	0.1														
Idler on tight side (inside)	0.1														
Idler on tight side (outside)	0.2														
			INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE	INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE							
Agitators for Liquids Blowers and Exhausters Centrifugal Pumps and Compressors Fans up to 10 HP Light Duty Conveyors			1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3							
Belt Conveyors For Sand, Grain, etc. Dough Mixers Fans Over 10 HP Generators Line Shafts Laundry Machinery Machine Tools Punches/Presses/Shears Printing Machinery Positive Displacement Rotary Pumps Revolving and Vibrating Screens			1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4							
Brick Machinery Bucket Elevators Exhausters Platon Compressors Conveyors (Drag-Pan-Screw) Hammer Mills Paper Mill Batters Platon Pumps Positive Displacement Blowers Pulverizers Saw Mill and Woodworking Machinery Textile Machinery			1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6							
Crushers (Gyratory-Jaw-Roll) Mills (Ball-Flod-Tube) Hoists Rubber Calenders-Extruders-Mills			1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8							
Chokable Equipment			2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0							

FOR A GOOD COMMERCIAL DRIVE SELECTION, USE CONTINUOUS SERVICE FACTOR

# Stock Drive Selection



## TYPICAL EXAMPLE

1. The driver is a 5 HP, normal torque electric motor.
2. The driver speed is 1750 RPM.
3. A speed reducer for a *Martin* screw conveyor is to be driven at 800 RPM.
4. The desired center distance is 20".
5. The driver shaft diameter is 1" and the driven shaft diameter is also 1".
6. The conveyor will operate 18-20 hours per day.

TABLE 2 — HiCap Wedge Cross Section Selection Chart

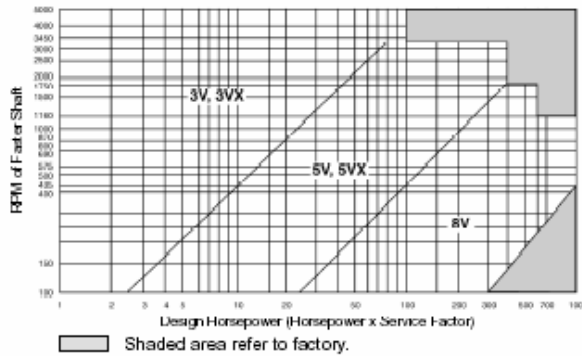


TABLE 3 — Conventional Cross Section Selection

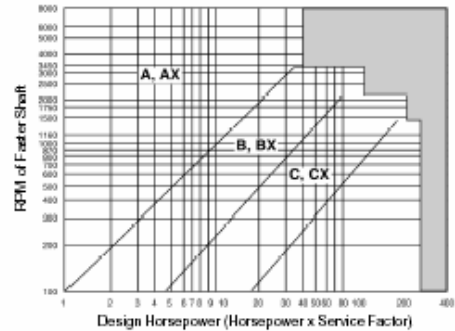


TABLE 4 — Minimum Recommended Sheave Diameters for Electric Motors

MOTOR HORSE-POWER	MOTOR RPM					
	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	—	—	—	—	—
300.00	27.00	27.00	—	—	—	—

\*NOTE: Data above the line are from National Electrical Manufacturers Association Standard MG1-3.15 and MG1-3.15A. Data below the line are a composite of Electrical Motor Manufacturers data. They are generally conservative, and specific motors and bearings may permit the use of a smaller motor sheave. Consult the motor manufacturer.

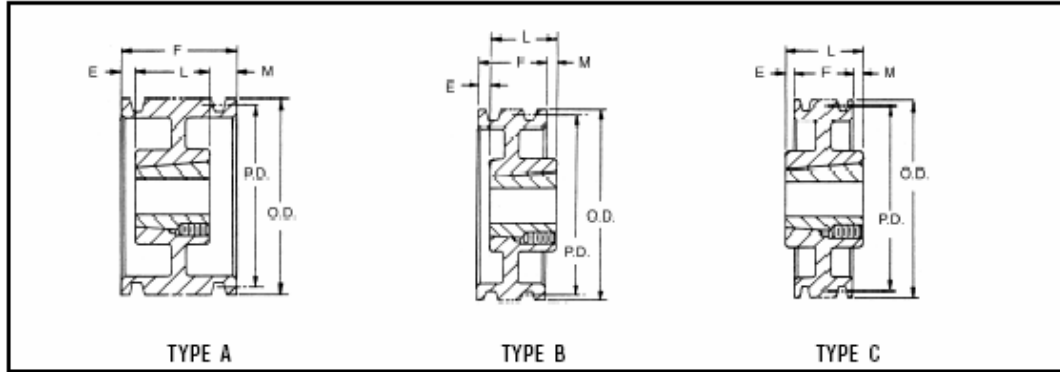
### CAUTION

DO NOT USE STOCK SHEAVES ON SUCH EQUIPMENT AS DEBARKERS, WOOD CHIPPERS, CRUSHERS OR OTHER EQUIPMENT SUBJECT TO SEVERE SHOCK LOADS. CONSULT *Martin* FOR RECOMMENDATIONS.





# A/B Combination Groove Conventional Taper Bushed Stock Sheaves



Dimensions in inches, weight in pounds

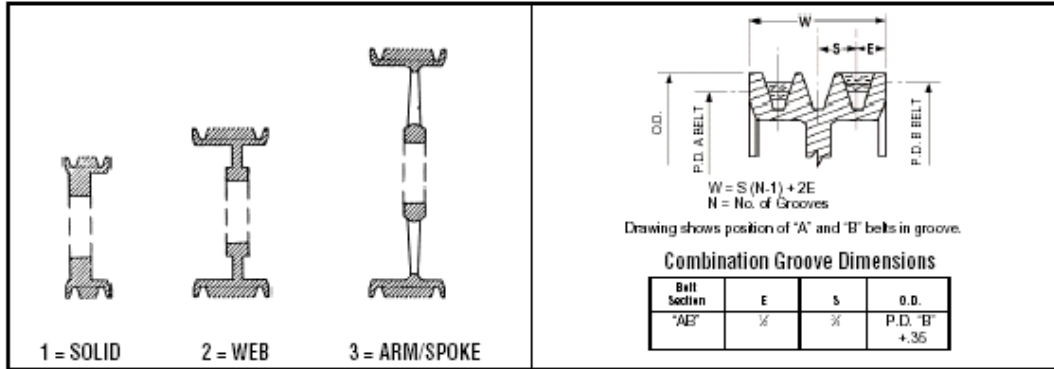
1 Groove											2 Groove							
F = 1"											F = 1 1/4"							
Part Number	Dimensions		O.D.	Type	Mush	Bush Max. Bore	E	L thru Bore	M	Wt. Less Bush	Part Number	Type	Bush	Bush Max. Bore	E	L thru Bore	M	Wt. Less Bush
	A Bolts	B Bolts																
1 B 34 TB	3.0	3.4	3.75	A-1	1210	1 1/8	0	1	0	2.2	2 B 34 TB	A-1	1210	1 1/8	0	1	0	2.2
1 B 36 TB	3.2	3.6	3.95	A-1	1210	1 1/8	0	1	0	2.6	2 B 36 TB	A-1	1210	1 1/8	0	1	0	2.6
1 B 38 TB	3.4	3.8	4.15	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	2.8	2 B 38 TB	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	2.8
1 B 40 TB	3.6	4.0	4.35	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	3.0	2 B 40 TB	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	3.0
1 B 42 TB	3.8	4.2	4.55	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	3.5	2 B 42 TB	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	4.0
1 B 44 TB	4.0	4.4	4.75	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	3.8	2 B 44 TB	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	4.5
1 B 46 TB	4.2	4.6	4.95	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	4.0	2 B 46 TB	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	5.0
1 B 48 TB	4.4	4.8	5.15	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	4.5	2 B 48 TB	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	5.5
1 B 50 TB	4.6	5.0	5.35	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	4.8	2 B 50 TB	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	6.0
1 B 52 TB	4.8	5.2	5.55	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	5.0	2 B 52 TB	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	6.5
1 B 54 TB	5.0	5.4	5.75	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	5.5	2 B 54 TB	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	7.0
1 B 56 TB	5.2	5.6	5.95	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	6.0	2 B 56 TB	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	8.2
1 B 58 TB	5.4	5.8	6.15	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	6.3	2 B 58 TB	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	8.6
1 B 60 TB	5.6	6.0	6.35	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	6.7	2 B 60 TB	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	8.8
1 B 62 TB	5.8	6.2	6.55	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	7.0	2 B 62 TB	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	9.0
1 B 64 TB	6.0	6.4	6.75	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	8.0	2 B 64 TB	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	10.0
1 B 66 TB	6.2	6.6	6.95	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	8.5	2 B 66 TB	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	10.5
1 B 68 TB	6.4	6.8	7.15	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	9.0	2 B 68 TB	A-1	1610	1 1/8	0	1	0	11.0
1 B 74 TB	7.0	7.4	7.75	B-1	2517	2 1/8	0	1 1/8	0	9.4	2 B 74 TB	A-1	2517	2 1/8	0	1 1/8	0	16.0
1 B 86 TB	8.2	8.6	8.95	B-2	2517	2 1/8	0	1 1/8	0	12.0	2 B 86 TB	A-2	2517	2 1/8	0	1 1/8	0	18.0
1 B 94 TB	9.0	9.4	9.75	B-2	2517	2 1/8	0	1 1/8	0	14.0	2 B 94 TB	A-2	2517	2 1/8	0	1 1/8	0	20.0
1 B 110 TB	10.6	11.0	11.35	B-2	2517	2 1/8	0	1 1/8	0	18.0	2 B 110 TB	A-2	2517	2 1/8	0	1 1/8	0	25.0
1 B 124 TB	12.0	12.4	12.75	C-3	2517	2 1/8	0	1 1/8	0	18.5	2 B 124 TB	A-3	2517	2 1/8	0	1 1/8	0	27.0
1 B 154 TB	15.0	15.4	15.75	C-3	2517	2 1/8	0	1 1/8	0	19.0	2 B 154 TB	A-3	2517	2 1/8	0	1 1/8	0	31.0
1 B 184 TB*	18.0	18.4	18.75	C-3	2517	2 1/8	0	1 1/8	0	24.0	2 B 184 TB	A-3	2517	2 1/8	0	1 1/8	0	33.0
	19.6	20.0	20.35								2 B 200 TB	C-3	3020	3	0	2	0	49.0
	24.6	25.0	25.35								2 B 250 TB	C-3	3020	3	0	2	0	65.0
	29.6	30.0	30.35								2 B 300 TB	C-3	3020	3	0	2	0	75.0
	37.6	38.0	38.35								2 B 380 TB	C-3	3020	3	0	2	0	112.0

\* F = 1" 1 B 154 TB  
F = 1 1/4" for 1 B 184 TB





# Combination Groove Conventional Taper Bushed Stock Sheaves **A/B**



Dimensions in inches, weight in pounds

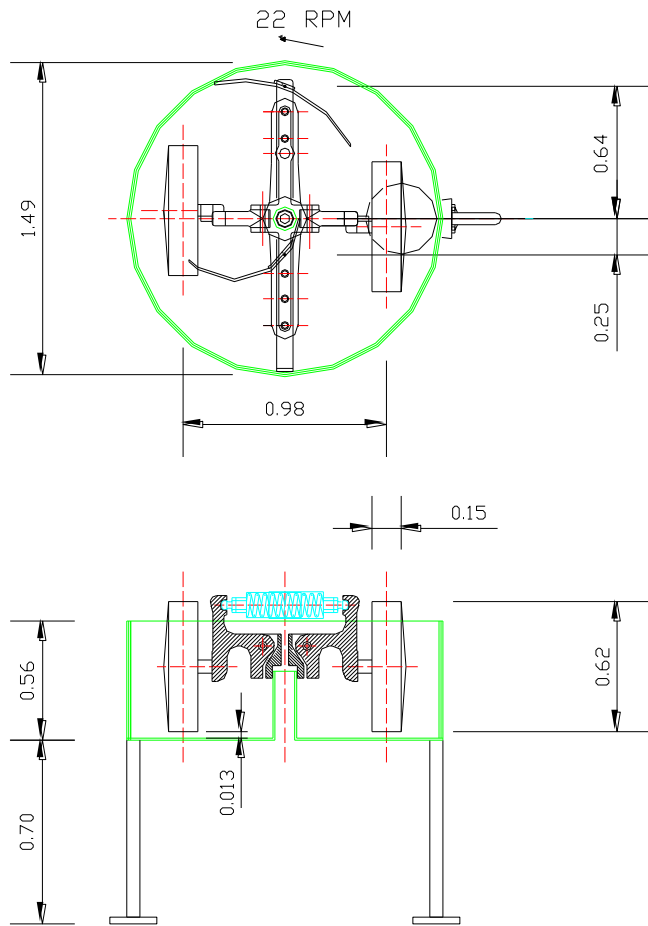
3 Groove F = 2 1/2											4 Groove F = 3 1/4							
Part Number	Diameters		OD	Type	Bush	Bush Max. Bore	E	L Thru Bore	M	Wt. Less Bush	Part Number	Type	Bush	Bush Max. Bore	E	L Thru Bore	M	Wt. Less Bush
	A Bolts	B Bolts																
3 B 34 TB	3.0	3.4	3.75	A-1	1210	1 1/8	1 1/8	1	0	3.0	4 B 34 TB	A-1	1210	1 1/8	2 1/8	1	0	3.0
3 B 36 TB	3.2	3.6	3.95	A-1	1210	1 1/8	1 1/8	1	0	3.5	4 B 36 TB	A-1	1210	1 1/8	2 1/8	1	0	3.5
3 B 38 TB	3.4	3.8	4.15	A-1	1610	1 1/8	1 1/8	1	0	4.0	4 B 38 TB	A-1	1610	1 1/8	2 1/8	1	0	4.0
3 B 40 TB	3.6	4.0	4.35	A-1	1610	1 1/8	1 1/8	1	0	5.0	4 B 40 TB	A-1	1610	1 1/8	2 1/8	1	0	5.0
3 B 42 TB	3.8	4.2	4.55	A-1	1610	1 1/8	1 1/8	1	0	6.0	4 B 42 TB	A-1	1610	1 1/8	2 1/8	1	0	5.5
3 B 44 TB	4.0	4.4	4.75	A-1	1610	1 1/8	1 1/8	1	0	6.5	4 B 44 TB	A-1	1610	1 1/8	2 1/8	1	0	6.0
3 B 46 TB	4.2	4.6	4.95	A-1	1610	1 1/8	1 1/8	1	0	7.0	4 B 46 TB	A-1	1610	1 1/8	2 1/8	1	0	7.0
3 B 48 TB	4.4	4.8	5.15	A-1	1610	1 1/8	1 1/8	1	0	8.0	4 B 48 TB	A-1	1610	1 1/8	2 1/8	1	0	8.0
3 B 50 TB	4.6	5.0	5.35	A-1	1610	1 1/8	1 1/8	1	0	8.5	4 B 50 TB	A-1	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	8.5
3 B 52 TB	4.8	5.2	5.55	A-1	1610	1 1/8	1 1/8	1	0	9.0	4 B 52 TB	A-1	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	9.0
3 B 54 TB	5.0	5.4	5.75	A-1	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	9.5	4 B 54 TB	A-1	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	9.5
3 B 56 TB	5.2	5.6	5.95	A-1	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	10.0	4 B 56 TB	A-1	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	10.0
3 B 58 TB	5.4	5.8	6.15	A-1	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	10.5	4 B 58 TB	A-1	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	12.0
3 B 60 TB	5.6	6.0	6.35	A-1	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	11.0	4 B 60 TB	A-1	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	12.5
3 B 62 TB	5.8	6.2	6.55	A-1	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	11.5	4 B 62 TB	A-1	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	13.0
3 B 64 TB	6.0	6.4	6.75	A-1	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	12.0	4 B 64 TB	A-1	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	14.0
3 B 66 TB	6.2	6.6	6.95	A-1	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	12.3	4 B 66 TB	A-1	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	15.0
3 B 68 TB	6.4	6.8	7.15	A-1	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	12.8	4 B 68 TB	A-1	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	16.0
3 B 74 TB	7.0	7.4	7.75	A-1	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	16.0	4 B 74 TB	A-1	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	20.0
3 B 86 TB	8.2	8.6	8.95	A-2	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	19.0	4 B 86 TB	A-2	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	21.0
3 B 94 TB	9.0	9.4	9.75	A-2	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	21.0	4 B 94 TB	A-2	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	23.0
3 B 110 TB	10.6	11.0	11.35	A-2	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	24.0	4 B 110 TB	A-2	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	0	28.0
3 B 124 TB	12.0	12.4	12.75	A-3	2517	2 1/8	0	1 1/8	1 1/8	28.0	4 B 124 TB	A-3	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	34.0
3 B 154 TB	15.0	15.4	15.75	A-3	2517	2 1/8	0	1 1/8	1 1/8	30.0	4 B 154 TB	A-3	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	42.0
3 B 184 TB	18.0	18.4	18.75	A-3	2517	2 1/8	0	1 1/8	1 1/8	44.0	4 B 184 TB	A-3	2517	2 1/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	53.0
3 B 200 TB	19.8	20.0	20.35	A-3	3020	3	0	2	1 1/8	58.0	4 B 200 TB	A-3	3020	3	0	2	1 1/8	63.0
3 B 250 TB	24.6	25.0	25.35	A-3	3020	3	0	2	1 1/8	74.0	4 B 250 TB	A-3	3020	3	0	3	1 1/8	80.0
3 B 300 TB	29.6	30.0	30.35	A-3	3020	3	0	2	1 1/8	84.0	4 B 300 TB	A-3	3020	3	0	3	1 1/8	100.0
3 B 380 TB	37.6	38.0	38.35	B-3	3020	3	0	3	1 1/8	135.0	4 B 380 TB	A-3	3020	3	0	3	1 1/8	142.0

Weights do not include bushings. See page B-10-B-12 for additional bushing dimensions.

## PLANOS

- ☞ Dibujo # 1: Mezclador de Arena
- ☞ Dibujo # 2: Tornillo sinfín
- ☞ Dibujo # 3: Corona del reductor
- ☞ Dibujo # 4: Dimensiones de las paletas del mezclador

RevNo	Revision note	Date	Signature	Checked
-------	---------------	------	-----------	---------



Nota:  
Unidades en metros

Designed by Pablo Aguilar R.	Approved by Ing. Ignacio Weisner	Date 2005	Scale
---------------------------------	-------------------------------------	--------------	-------

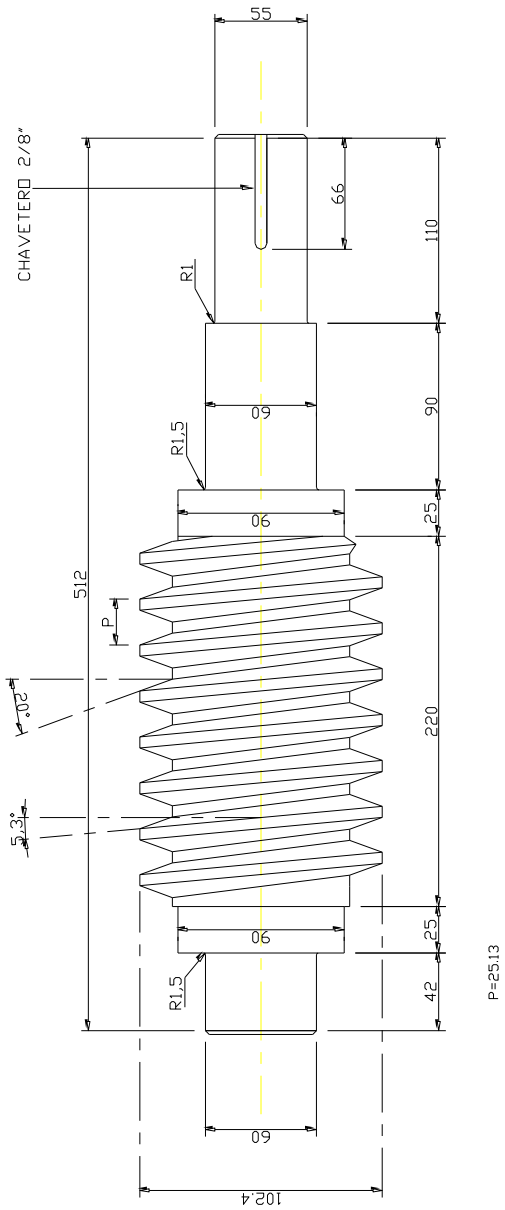
ESPOL

MERCLADOR DE ARENA

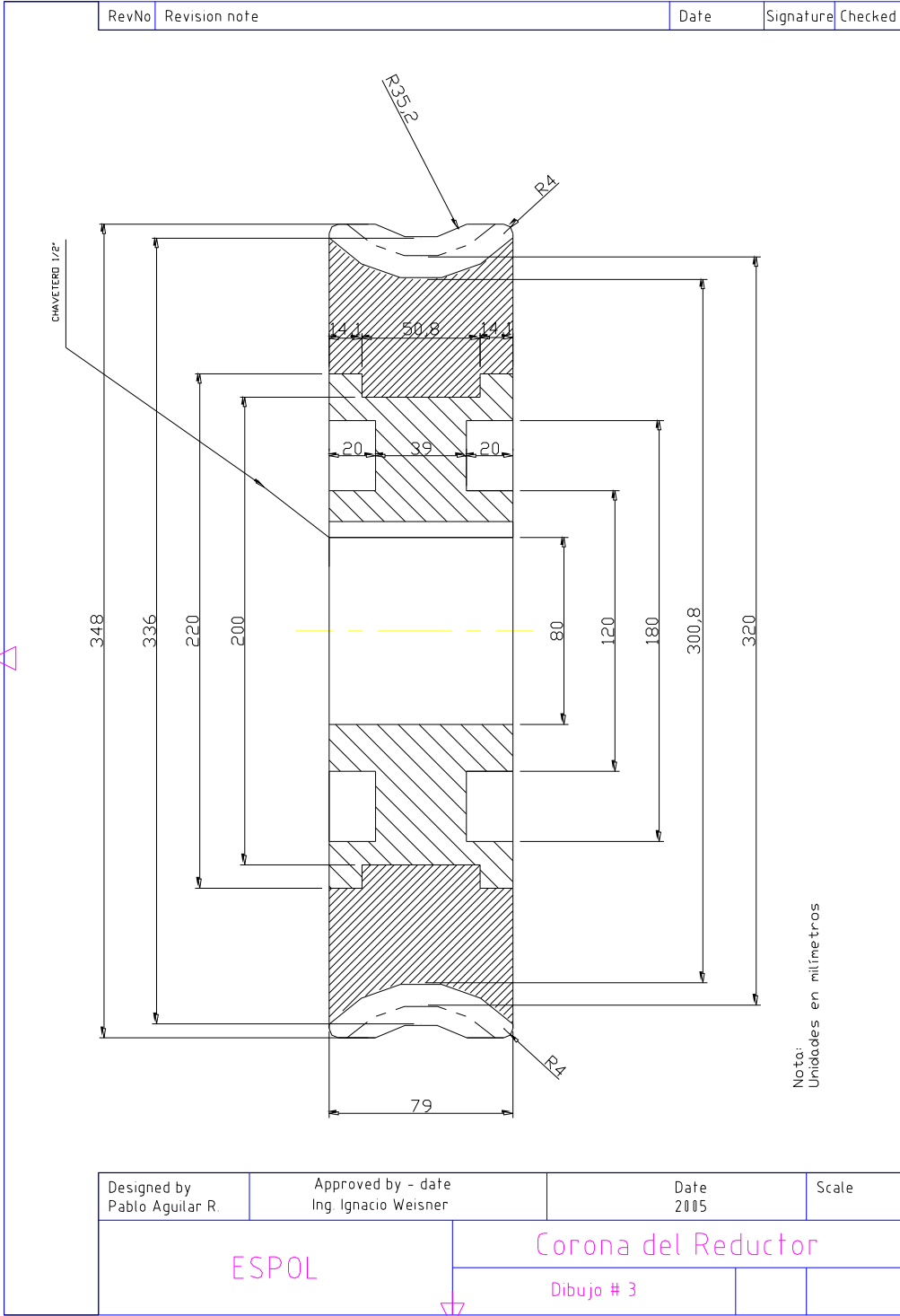
Dibujo # 1



RevNo	Revision note	Date	Signature	Checked
-------	---------------	------	-----------	---------



Designed by Pablo Aguilar	Checked by Ing. Ignacio Wiesner	File name FILENAME	Date 2005	Scale
ESPOL		TORNILLO SINFIN		
		Dibujo #2		



RevNo	Revision note	Date	Signature	Checked
-------	---------------	------	-----------	---------

A

B

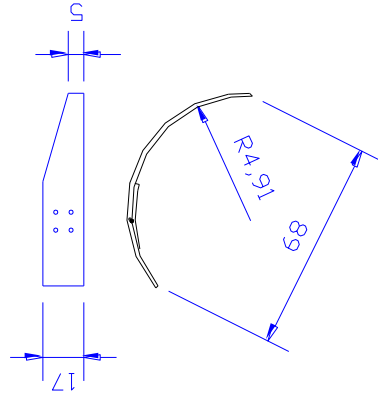
C

D

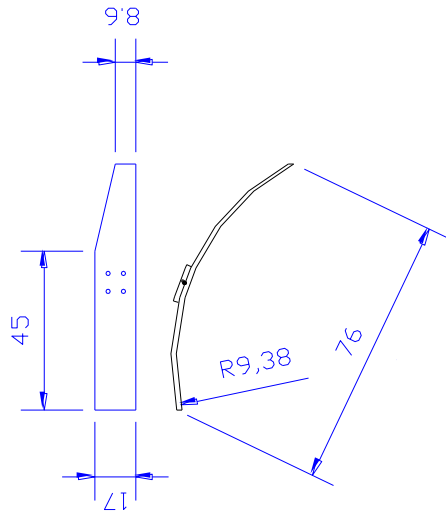
E

F

Longitud total de la paleta externa = 80 cm



Longitud total de la paleta externa = 80 cm



Nota:  
Unidades en centímetros

Designed by Pablo Aguilar R.	Approved by - date Ing. Ignacio Weisner	Date 2005	Scale
---------------------------------	--	--------------	-------

ESPOL

DIMENSIONES DE PALETAS

Dibujo # 4

1

4

## **BIBLIOGRAFÍA**

- 1. McCABE – SMITH – HARRIOTT. Operaciones Básicas de Ingeniería Química, McGraw-Hill Inc. Cuarta Edición, Madrid-España, 1991.**
- 2. PERRY - GREEN. Manual del Ingeniero Químico, McGraw-Hill, Volumen III, Séptima Edición, Madrid-España, 2001.**
- 3. FOX – McDONALD. Introducción a la Mecánica de Fluidos, McGraw-Hill, Cuarta Edición, México, 1995.**
- 4. SHIGLEY – UICKER. Teoría de Máquinas y Mecanismos, McGraw-Hill Inc. México, 1996.**
- 5. SHIGLEY – MITCHELL. Diseño en Ingeniería Mecánica, McGraw-Hill Inc. Cuarta Edición, México, 1985.**
- 6. NORTON. Diseño de Máquinas, PRENTICE HALL, México, 1999.**
- 7. N. LARBURU A. Máquinas Prontuario, PARANINFO, Segunda Edición, Madrid-España, 1990.**
- 8. NTN Corporation. Rodamientos de Bolas y de Rodillos, CAT.NO.2200-II/S.**
- 9. MARTIN. SPROCKET & GEAR, INC. CATALOG 1090.**