

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

FACULTAD DE CONTADURIA PUBLICA Y ADMINISTRACION  
DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO



T E S I S

MANUAL DE ENTRENAMIENTO PARA PERSONAL  
INVOLUCRADO EN VENTAS DE EQUIPOS DE  
TRANSMISION DE POTENCIA, ANALISIS DE MERCADO,  
SEGMENTOS Y NICHOS DE MERCADO

POR

GUSTAVO ALONSO RODRIGUEZ RODRIGUEZ

Como requisito parcial para obtener el Grado de  
MAESTRIA EN ADMINISTRACION DE EMPRESAS  
con Especialidad en MERCADOTECNIA

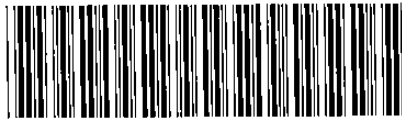
CD. UNIVERSITARIA

MAYO DE 2002

MANUAL DE ENTRENAMIENTO PARA PERSONAL  
INVOLUCRADO EN VENTAS DE EQUIPOS DE  
TRANSMISION DE POTENCIA, ANALISIS DE MERCADO,  
SECCIONES Y NICHIOS DE MERCADO

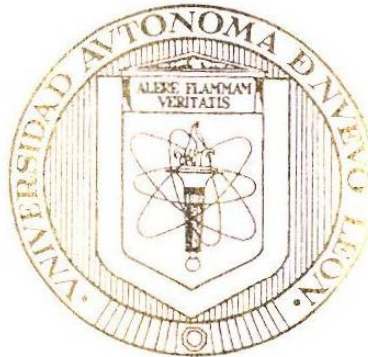
TM  
Z7164  
.C8  
FCPYA  
2002  
.R62

2002



1020147947

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON  
FACULTAD DE CONTADURIA PUBLICA Y ADMINISTRACION  
DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO



TESIS

MANUAL DE ENTRENAMIENTO PARA PERSONAL INVOLUCRADO  
EN VENTAS DE EQUIPOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA,  
ANÁLISIS DE MERCADO, SEGMENTOS Y NICHOS DE MERCADO

Por

GUSTAVO ALONSO RODRIGUEZ RODRIGUEZ

Como requisito parcial para obtener el Grado de  
MAESTRIA EN ADMINISTRACION DE EMPRESAS  
con Especialidad en MERCADOTECNIA

Cd. Universitaria

Mayo, 2002

313835

TH

Z+64

.e8

TC 4A

J002

.R62



FONDO  
TESIS

**MANUAL DE ENTRENAMIENTO PARA PERSONAL INVOLUCRADO EN  
VENTAS DE EQUIPOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA, ANÁLISIS DE  
MERCADO, SEGMENTOS Y NICHOS DE MERCADO**

**Aprobación de la Tesis:**

---

M.A. Alex Omar Calvo  
Aseso de la Tesis

---

M.E. José Manuel Mendoza Gómez  
Secretario

---

M.A. Arturo Estrada Maldonado

---

M.A.P. Francisco Javier Ovalle Ramírez  
Jefe de la División de Estudios de Postgrado o  
Secretario de Postgrado o  
Subdirector de Estudios de Postgrado

## AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mis mas sincero agradecimiento a todas las personas que colaboraron de alguna forma al logro de esta tesis.

A mis asesor Lic. Alex Omar Calvo, por su gran ayuda en la elaboración de este trabajo. Admiro y aprecio el apoyo que me otorgó tanto en conocimientos, consejos e ideas transmitidos durante mi estancia como estudiante en la universidad, por su motivación, paciencia, dedicación y apoyo, sin los cuales esta Tesis no hubiera sido posible.

A mis Maestros Arturo Estrada, y José Manuel Mendoza , por su colaboración en el desarrollo y revisión de esta Tesis, sus comentarios y el tiempo dedicado a revisar el contenido de la misma.

A mi esposa Vilma, que con su amor, paciencia y perseverancia que de alguna forma me estuvieron apoyándome durante esta etapa de mi vida profesional, así como mis Padres Rogelio y Leticia que siempre nos inculcaron que el aprendizaje y el estudio es la mejor herencia que uno puede darle a sus hijos que perdurara y seguirá heredándose a sus nietos, bisnietos.

A todos mis compañeros de trabajo, por su apoyo, trabajo en equipo y colaboración, especialmente al Ing. Héctor F. González Cantú, por su sinceros comentarios, honestidad y fe de que este trabajo se realizara para el beneficio de la organización.

A todos mis maestros, por su esfuerzo, apoyo, entusiasmo y conocimientos compartidos durante mis dos años de estudio.

# Índice

## 1.- Introducción

- 1.1 Planteamiento del Problema
- 1.2 Hipótesis
- 1.3 Objetivos
- 1.4 Limitantes y Realidades

## 2.- Marco teórico

- 2.1.- Cultura empresarial en ventas industriales
  - 2.1.1 Planeación de recursos en el ámbito de capacitación técnica
  - 2.1.2 Costos ocultos y pérdidas por no estar bien capacitados.
  - 2.1.3 Herramientas de trabajo
  - 2.1.4 Metodología estratégica para seleccionar clientes, oportunidades de negocio y proyectos
- 2.2.- Conceptos Básicos
  - 2.2.1. Fundamentos
  - 2.2.2 Mecánica del Movimiento
- 2.3.- Tipos de Transmisiones de potencia
  - 2.3.1 Transmisiones de Banda V, Sincronización, Planas.
  - 2.3.2 Transmisiones de Cadena.
  - 2.3.3 Reductores de Velocidad
    - 2.3.3.1 Colineal (Cycloidales)
    - 2.3.3.2 Reductores flechas Paralelas
    - 2.3.3.3 Reductores en Angulo Recto
    - 2.3.3.4 Reductores Montados en Flecha
    - 2.3.3.5 Reductores Corona sin Fin
    - 2.3.3.6 Reductores de Velocidad Variable
    - 2.3.3.7 Transmisiones con Velocidad Variable tipo Discos (S&C)
    - 2.3.3.8 Transmisiones Hidráulicas de Velocidad Variable
    - 2.3.3.9 Transmisiones Eléctricas de Velocidad Variable (inversores de frecuencia)
  - 2.3.4 Motores
    - 2.3.4.1 Factores comunes
    - 2.3.4.2 Motores de Corriente Alterna y Directa
    - 2.3.4.3 Servomotores y motores de paso
    - 2.3.4.4 Aplicación y Selección
    - 2.3.4.5 Normas Internacionales
- 2.4 Aspectos técnicos en ingeniería de transmisión de potencia
  - 2.4.1 Introducción
  - 2.4.2 Características particulares en la selección de equipos de Transmisión de potencia.



### **3.- Método de Entrevista y Prospección**

- 3.1 Dialogo (Script)
- 3.2 Casos Típicos y Reales
- 3.3 Definición de Estrategia
- 3.4 Clientes internos y externos
- 3.5 VMP (verificar precio) y cierre de venta

### **4.- Prototipo de Capacitación continua, específica y eficaz**

- 4.1 Descripción
- 4.2 Puesta en marcha, diseño, e implantación

### **5.- Conclusiones y recomendaciones**

- 5.1 Conclusiones
- 5.2 Recomendaciones

### **Referencias Bibliográficas**

## **1.- Introducción**

### **1.1- Planteamiento del Problema**

En el mercado de compra y venta de productos industriales, tales como bombas hidroneumáticas, Cribas vibratorias, reductores de velocidad, motores, inversores, etc. Es muy importante de tener los conocimientos mínimos en cuanto a las ventajas y beneficios de cada una de las marcas en el mercado, así como saber lo necesario para investigar y preguntar las necesidades del cliente, como también, saber de procesos, tener siempre una intuición de saber escuchar y preguntar cuestiones técnicas para una buenas selección de un equipo industrial. Los medios normalmente utilizados para la ventas es a través de una red de distribuidores, los cuales con su personal técnico de ventas, van y visitan la industria. Analizan la aplicación para posteriormente seleccionar, cotizar y vender. En todo este proceso es cuando se presenta nuestro trabajo, la capacitación de la gente de todos los distribuidores es un tarea que desde hace 10 años empezamos a realizar. Sin embargo vemos que después de haber impartido mas de 4 curso en 5 años, vemos que tenemos cientos de llamadas de distribuidores que nos indican que no saben o bien que no tienen los conocimientos básicos para la comercialización de nuestros productos. Por eso nos vimos a realizar este trabajo que tiene como principio aclarar y profundizar en cada área del proceso para la realización de una venta de un producto, paquete, proyecto, etc. Desde la entrevista

telefónica, para el primer contacto, seguimiento así como en la presentación de una plática de nuestros equipos.

La presión que existe día con día en tener un mayor posicionamiento en el mercado internacional, y llegar a tener el 10% en los próximos dos años son metas que nos orillan a tener un capacitación continua tanto en nuestro personal como el de nuestros distribuidores (colaboradores). El conocimiento pleno de tecnología, selección, aplicación de un equipo nuestro será la clave de nuestro éxito en tiempos de crisis.

Muchos otros fabricantes tienen esto olvidado, y dejan toda la tarea para el distribuidor. Lo que es una oportunidad de negocio para nosotros considerando que entre mejor conocimiento y herramientas nosotros demos, podremos ver los resultados en un corto tiempo.

Definitivamente el esfuerzo entre los integrantes de cada uno de los distribuidores y el compromiso que exista entre ellos con nosotros, veremos el avance mes tras mes con objetivos bien específicos y a la dirección que nos guía el mercado nacional. Tanto en las demandas como precio, servicio y tiempos de entrega.

## **1.2- Hipótesis**

En la comprensión de que este manual pueda venderse en la forma correcta. Este sería un ahorro tremendo para ambas partes del equipo de venta. Un fin de llamadas, faxes, correos electrónicos, tiempo. Por lo que será necesario llevarlo a la práctica en estos tiempos difíciles de mercado internacional.

### **1.3- Objetivos**

Dadas las circunstancias actuales de nuestra organización, y después de hacer una evaluación del costo beneficio que esto podría contraer se propuso lo siguiente:

1. Se recaba la información de cada uno de los distribuidores la evaluación de requerimiento y solicitudes repetidas con la misma información para llevar a cabo la eficiencia y eficacia antes y después.
2. Realizar estudio para la puesta en marcha, la implantación con ciertos distribuidores como prueba. Analizando y evaluando la reducción de costos, clasificando la eficiencia, el crecimiento en ciertos tipos y nichos de mercado.
3. El desarrollo y diseño de la metodología y capacitación, tomando en cuenta el nivel de estudio de cada uno de los empleados, áreas relacionadas con nuestro giro comercial, haciendo énfasis en la responsabilidad de cada uno de los participantes.
4. Tener a un individuo por distribuidor como responsable y coordinación de la línea donde recaigan en el todas los requerimientos de todo su personal técnico de ventas.

### **1.4- Limitantes y realidades**

En teoría el costo y el tiempo en llevar este programa seria un factor importante para la ejecución de dicho manual e implantación, sin embargo podríamos hacer una selección con cada uno de los distribuidores interesados y programar una semana de capacitación continua al personal involucrados. A medida que se vean los avances podríamos ver forma de hacer esto extensivo a todo lo que es Latinoamérica. Existe una gran simplicidad en este manual tanto escrita como en el materia incluido para cualesquier nivel de la compañía.

## **2.- Marco teórico**

### **2.1- Cultura empresarial en ventas industriales**

#### **2.1.1 Planeación de recursos en el ámbito e capacitación técnica**

Desafortunadamente existe una gran deficiencia en conocimientos técnicos, ingeniería y tecnológicos de los empleados (vendedores) en la gran mayoría de los distribuidores, que al final todo se refleja en la eficacia y productividad de nuestra empresa, entonces la idea conceptual de este manual es genera mayores ventas con los mismo recursos. El ingeniero egresado de cualesquier universidad busca en principio entrar a una Planta industrial (maquiladora, química, metalmecánica, mineras, farmacéutica, alimenticia, cementeras etc.) por lo cual encontrar gente con experiencia y titulados es muy difícil hoy en día. Por lo que los distribuidores buscan es gente con deseos de superar y que quieran hacer profesión en ventas industriales. La capacitación es muy costosa y con la situaciones de crisis y cambios es muy difícil invertir en esta valiosísima herramienta de superación del personal pero que es el éxito para alcanzar nuestras metas.

### **2.1.2 Costos ocultos y pérdidas por no estar bien capacitados**

El visitar o hablar con un cliente y no preguntar todo lo necesario, es trabajar y gastar tiempo, esfuerzo, imagen, credibilidad etc. Existen muchos costos intangibles que tal vez uno los ve y no se percata como el desgaste de un vehículo, gasolina, y la oportunidad de ser el primero. Es impresionante saber, que muchas veces el cliente no sabe lo que necesita. Por eso debemos día con día conocer de nuevos procesos, nuevos productos, tecnología etc.

### **2.1.3 Herramientas de trabajo**

Todo pudiera pensarse que las herramientas de trabajo serian la computadora, el automóvil, experiencia etc. Sin embargo, saber que esta haciendo la competencia, que productos, donde y como quiere penetrar, las promociones y estrategias. Son clave para el desarrollo y crecimiento de las ventas, costos, tiempos de entrega. El hacer un evaluó de nuestras fuerzas, debilidades, oportunidades y riesgos. Ver y analizar los aspectos del mercado, así como cual industria ha sido afectado cual esta en expansión o en modernización. Es donde nos debemos enfocarnos nuestros esfuerzos, para poder aprovechar estas oportunidades.

### **2.1.4 Metodología estratégica para seleccionar clientes, oportunidades de negocio y proyectos**

Es importante que nuestros esfuerzos sean enfocados estratégicamente en segmentos de mercado donde haya inversiones, modernizaciones o proyectos para poder ser efectivamente. Mediante un estudio de mercado previamente visto en nuestra materia vimos y coincidimos que el giro de mayor movimiento es la industria alimenticia. Donde se involucran plantas de

tratamiento de aguas, maquinaria para empaque, transportadores, grúas, transportadores de cadena, etc. Estas son las empresas a las que hago mención, avícolas, bebidas, panificadoras, tortilleras, ingenios azucareros, químicas, fertilizantes, pro mencionar algunas.

## **2.2- Conocimientos Básicos**

### **2.2.1 Fundamentos**

El proceso de selección de sistemas de transmisión de potencia para satisfacer una determinada aplicación requiere de un profundo conocimiento de ciertos conceptos fundamentales de ingeniería. En este capítulo revisaremos estos conceptos básicos.

**Sistemas de Medición.** Existen dos sistemas básicos de medición que se usan ampliamente en los cálculos de ingeniería. El sistema Británico de Unidades de Ingeniería (BEU) el cual usa el pie (ft), la libra (lb) y el segundo (sec) como las unidades básicas de medición.

El otro sistema es el Estándar Internacional (SI) el cual utiliza el metro (m), el kilogramo (kg), el newton (N) y el segundo (seg). Existen otros sistemas pero no se utilizan en este manual.

El BEU se utiliza principalmente en los Estados Unidos, Canadá, el Reino Unido y en países que decidieron seguir las prácticas de ingeniería de los E.U. El resto del mundo generalmente utiliza el sistema SI. Muchos fabricantes en el Reino Unido y el Canadá han comenzado a utilizar las unidades del SI. En este capítulo se incluyen ejemplos usando ambos sistemas. Esto permitirá al lector usar el sistema de su preferencia.

**Movimiento Lineal.** Se dice que un cuerpo está en estado de movimiento lineal uniforme cuando está moviéndose en línea recta y cada segundo recorre la misma distancia que el segundo anterior. Un cuerpo está acelerando cuando la distancia recorrida en un segundo es mayor que la distancia recorrida el segundo anterior.

**Velocidad.** La velocidad de un cuerpo en movimiento lineal uniforme es igual a la distancia que dicho cuerpo recorre dividida entre el tiempo que tardó en recorrerla. Es decir:

$$V = S \div t$$

en donde:

$V$  = Velocidad

$S$  = Distancia

$t$  = Tiempo de recorrer la distancia

*Ejemplo* ¿Qué distancia recorrerá una bolsa en 10 segundos, al ser transportada en un transportador que se mueve a una velocidad de 50 ft/s (30 m/s)?

*Solución:* 500 ft (300 m)

$$V = S \div t \text{ y } S = Vt$$

$$\frac{\text{Unidades BEU}}{= 50 \times 10 = 500\text{ft}}$$

$$\frac{\text{Unidades SI}}{= 30 \times 10 = 300\text{m}}$$



**Aceleración y Desaceleración.** La aceleración de un cuerpo es igual al incremento e velocidad durante un intervalo de tiempo dividido entre el mismo intervalo de tiempo. La desaceleración es la disminución de la velocidad durante un intervalo de tiempo. Tanto la aceleración como la desaceleración se calculan usando la misma fórmula.

Esta es:

$$a = (V_F - V_I) \div t$$

en donde:

$a$  = Aceleración

$V_F$  = Velocidad final

$V_I$  = Velocidad inicial

$t$  = Tiempo

En el caso de una aceleración uniforme y en donde la velocidad final y la distancia recorrida pueden ser calculadas usando las siguientes fórmulas:

$$V_F = V_I + at$$

$$S = V_I t + at^2 / 2$$

*Ejemplo:* ¿Qué distancia recorrerá un automóvil en 20 segundos si su velocidad inicial es de 15 ft/s y su aceleración es de 6 ft/seg<sup>2</sup> y cuál sería su velocidad final?

*Solución:*

$$\begin{aligned} S &= V_I t + at^2 \div 2 = (15 \times 20) + (6 \times 20)^2 \div 2 \\ &= 300 + 1200 = 1500 \text{ ft} \end{aligned}$$

$$V_F = V_I + at = 15 + (6 \times 20) = 15 + 120 = 135 \text{ ft/s}$$

**Peso y Masa.** La masa es una propiedad de los cuerpos por la cual se requiere una fuerza para acelerarlo. En el sistema BEU, la masa de un cuerpo es igual a su peso dividido entre la constante gravitacional de la Tierra (la aceleración producida por la gravedad de la Tierra sobre un cuerpo en caída libre).

Esto es:

$$M = W/g$$

en donde:

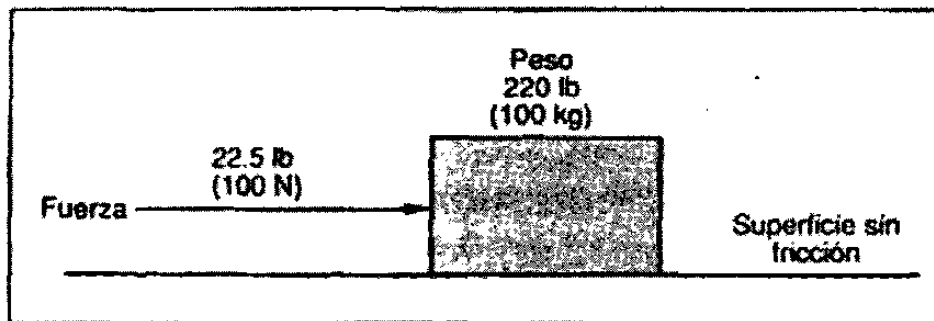
$M$  = masa expresada en lb-seg<sup>2</sup>/ft

$W$  = peso expresado en libras, lb.

$g$  = constante gravitacional, 32.2 ft/seg<sup>2</sup>

*Ejemplo:* Un hombre de 150 libras tiene una masa de  $150/32.2 = 4.66$  lb-seg<sup>2</sup>/ft

En el sistema SI el peso y la masa son intercambiables. Sin embargo la fuerza se mide en Newtons (N) que es una unidad derivada que se mide en kilogramos-metros/seg<sup>2</sup>, para alinearlo con la segunda ley de Newton (ésta se definirá en el párrafo siguiente).



**Fig. 1-1 – Fuerza, masa y aceleración.**

**Fuerza.** Cuando se aplica a un cuerpo, la fuerza es una propiedad que produce ya sea una distorsión en un cuerpo o una aceleración del mismo. La fuerza tiene magnitud y dirección.

La aceleración producida por una fuerza es directamente proporcional a la magnitud de ésta (es decir, a mayor fuerza, mayor aceleración) e inversamente proporcional a la masa del cuerpo (entre mayor sea la masa, menor será la aceleración). Esta simple relación se conoce como la segunda ley del movimiento o segunda ley de Newton. Por lo tanto:

$$F = M a$$

en donde:

$F$  = Fuerza

$a$  = Aceleración

Cuando la masa de un cuerpo y la fuerza aplicada son conocidas, la ecuación anterior puede ser convertida para calcular la aceleración resultante. Es decir:

$$a = F/M$$

*Ejemplo:* ¿Cuál es la aceleración resultante cuando una fuerza de 22.5 lb (100 N) actúa sobre un cuerpo de 220 lb (100 kg) que reposa sobre una superficie sin fricción, Fig. 1-1)

*Respuesta:* 3.32 ft/seg<sup>2</sup> ó 1 m/seg<sup>2</sup>

$$a = F \div M$$

Unidades BEU:  $a = 22.5 \div (220 \div 32.2) = 22.5 \div 6.832 = 3.293 \text{ ft/seg}^2$

Unidades SI:  $a = 100 \div 100 = 1 \text{ m/seg}^2$

**Movimiento Rotatorio.** Los sistemas de transmisión de potencia por regla general son siempre movidos por impulsores primarios rotatorios como los motores eléctricos o alguna máquina rotatoria. Cuando un cuerpo, digamos un eje o un volante gira alrededor de un eje

fijo y en cada segundo gira el mismo ángulo que durante el segundo anterior, se dice que está en un estado de movimiento angular uniforme. Un eje o un volante está acelerando o desacelerando, cuando el ángulo recorrido durante un segundo es diferente del ángulo recorrido el segundo anterior.

**Velocidad Angular.** La velocidad angular de un eje o un volante que tienen un movimiento angular uniforme se calcula dividiendo el ángulo barrido por el cuerpo entre el tiempo que tardó en recorrerlo. Por lo tanto:

$$\omega = A/t$$

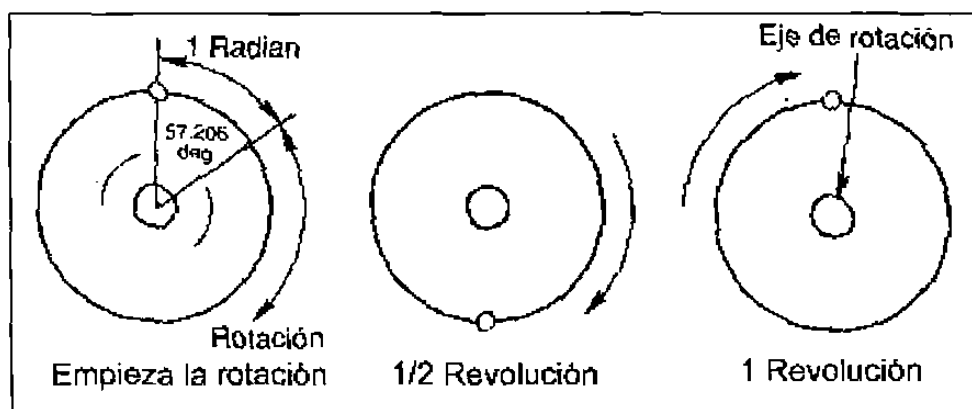
en donde :

$\omega$  = Velocidad angular

$A$  = Ángulo recorrido

$t$  = Tiempo

Cuando el ángulo recorrido está dado en radianes y el tiempo en segundos, la velocidad resultante es un radianes/seg. Hay  $2\pi$  radianes en una revolución (360 grados). Entonces, un radián es igual a 57.296 grados como se muestra en la Fig. 1-2.



**Fig. 1-2 – Revoluciones y radianes.**

Cuando el ángulo está dado en revoluciones y el tiempo en segundos, el resultado está en revoluciones por segundo (RPS). Cuando el ángulo está dado en revoluciones y el tiempo en minutos, el resultado está en revoluciones por minuto (RPM).

**Aceleración o Desaceleración Angular.** La aceleración o la desaceleración angular es igual al cambio en la velocidad angular durante un intervalo de tiempo dividido entre el intervalo de tiempo.

Por lo tanto:

$$\alpha = (\omega_f - \omega_i) / t$$

en donde :

$\alpha$  = Aceleración o desaceleración angular

$\omega_f$  = Velocidad angular final

$\omega_i$  = Velocidad angular inicial

En donde la velocidad angular está dada en radianes/segundo y el tiempo en segundos, el resultado es radianes/seg<sup>2</sup> (rad/seg<sup>2</sup>). En donde las velocidades están dadas en RPS y el tiempo es en segundos el resultados es RPS<sup>2</sup>. En donde las velocidades están dadas en RPM y el tiempo en segundos, el resultado es RPM/seg. Esta última unidad es un poco incómoda no obstante es muy popular.

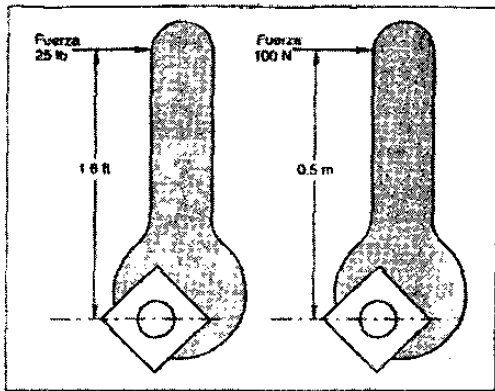
La ecuación anterior puede ser convertida para determinar el tiempo en que un determinado eje se acelerará o desacelerará a una velocidad específica. Por lo tanto:

$$t = (\omega_f - \omega_i) / \alpha$$

*Ejemplo:* Un motor que acelera a razón de 750 RPM/seg necesita 2.4 segundos para llegar a una velocidad de 1800 RPM.

$$t = (\omega_F - \omega_I) \div \alpha = (1800 - 0) \div 750 = 2.4 \text{ segundos.}$$

**Torque.** En movimiento rotatorio, el término torque describe el efecto de una fuerza actuando a una determinada distancia del eje de rotación. El torque en movimiento rotatorio es el equivalente a la fuerza en el movimiento lineal.



Por ejemplo, la Fig. 1-3 nos muestra a una llave aplicando torque a la tuerca de un perno. Aquí el torque se determina multiplicando la fuerza aplicada, 25 lb (100N), por la distancia desde la cual la fuerza es aplicada, medida desde el eje de rotación, 1.6 ft (0.5 m). **Fig. 1-3 – Torque**

Entonces tenemos que:

$$25 \text{ lb} \times 1.6 \text{ ft} = 40 \text{ lb-ft} \text{ (50 N-m).}$$

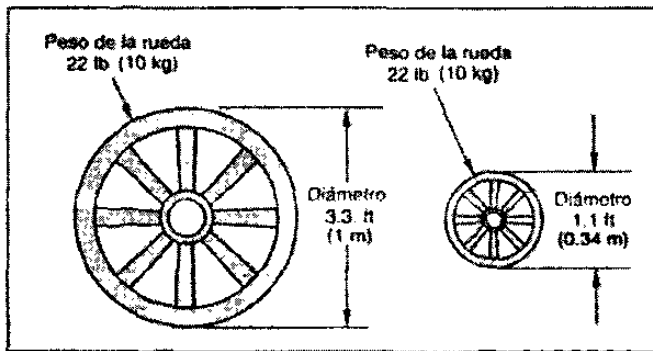
$$T = F \times D$$

$$\begin{array}{c} \text{Unidades BEU} \\ \hline T = 25 \times 1.6 = 40 \text{ lb-ft} \end{array}$$

$$\begin{array}{c} \text{Unidades SI} \\ \hline T = 100 \times 0.5 = 50 \text{ N-m} \end{array}$$

Otros ejemplos incluyen los motores eléctricos que desarrollan el torque generando una fuerza a una distancia casi igual al radio del rotor del motor. Un motor hidráulico desarrolla torque como resultado de la presión de un fluido actuando contra los dientes del engrane a una distancia igual al radio de paso. El torque para equipo pesado se da en lb-ft o N-m y para el equipo ligero en oz-in o N-cm.

**Inercia de Rotación.** La inercia de un cuerpo giratorio, digamos una rueda, es una propiedad por la cual se requiere un torque desbalanceado para comunicar aceleración angular a la rueda. La inercia alrededor de un eje de rotación específico es una función tanto de la masa como de la distancia al eje a la cual se encuentra la masa. La inercia de un componente se incrementa en relación al cuadrado de la distancia a la que se encuentra la masa del centro de rotación.



**Fig. 1-4 – Inercia de rotación.**

Por ejemplo, las dos ruedas mostradas en la Fig. 1-4 pesan 22 libras. La rueda de la izquierda tiene un diámetro de 3.3 ft y la de la derecha de 1.1 ft. Suponiendo que todo el peso de las

ruedas está concentrado en los aros, la inercia rotacional de la rueda de la izquierda es nueve veces mayor que la de la otra.

El procedimiento para calcular la inercia de rotación en piezas de forma compleja está más allá del alcance de este manual. Sin embargo, la inercia rotacional de cualquier máquina rotatoria puede ser obtenida directamente del fabricante. Se debe ser muy cuidadoso al aplicar los valores de la inercia. Algunos valores se expresan en términos de *momento de inercia* (en  $\text{ft-lb}\cdot\text{seg}^2$  y otras veces en términos llamados  $Wk^2$ ). Estos últimos valores no incluyen el factor “g” para convertir el peso en masa. Así,  $1 \text{ ft-lb}\cdot\text{seg}^2$  es equivalente a  $32.2 \text{ lb}\cdot\text{ft}^2$ .

En el sistema SI, el valor básico para la inercia es *kilogramo-metro*<sup>2</sup> o *kg-m*<sup>2</sup>. Sin embargo 1 kg-m<sup>2</sup> es una unidad muy grande, y las máquinas pequeñas con frecuencia usan unidades de kg-cm<sup>2</sup>. *Precaución:* hay 10,000 kg-cm<sup>2</sup> en 1 kg-m<sup>2</sup>.

**Tiempo de Aceleración.** Los especialistas en transmisión de potencia son consultados frecuentemente ya sea para estimar el tiempo que se requiere para alcanzar una velocidad determinada (conociendo el torque y la inercia) o el torque requerido para alcanzar una velocidad determinada (conociendo la inercia y la aceleración). Las ecuaciones están en unidades BEU tanto para el momento de inercia y *Wk*<sup>2</sup>, y en unidades SI de kg-m<sup>2</sup>.

**Tiempo requerido:** Usando BEU como momento de inercia:

$$t = I(\omega_F - \omega_I) / T$$

Usando unidades BEU con *Wk*<sup>2</sup>:

$$t = Wk^2(V_F - V_I) / 308 T$$

en donde :

*t* = Tiempo en segundos

*J* = Momento de inercia en ft - lb - seg<sup>2</sup>

$\omega_F$  = Velocidad final, rad/seg

$\omega_I$  = Velocidad inicial, rad/seg

*T* = torque, lb - ft

*Wk*<sup>2</sup> = Inercia, lb - ft<sup>2</sup> cuadrado

*V<sub>F</sub>* = Velocidad final, RPM

*V<sub>I</sub>* = Velocidad inicial, RPM

308 = constante para estas unidades



Usando unidades SI y la velocidad en RPM:

$$t = \text{kg-m}^2 (\text{RPM}_F - \text{RPM}_I) / 9.55T$$

en donde:

$$I = \text{Inercia, kg-m}^2$$

$$T = \text{Torque, N-m}$$

9.55 = Constante para estas unidades

Las demás unidades son las mismas que para la ecuación en el sistema BEU.

*Ejemplo:* La inercia combinada de un motor y su transmisión es de 300 lb-ft<sup>2</sup> (9.32 lb-ft-seg<sup>2</sup>) (12.64 kg-m<sup>2</sup>). Si la velocidad inicial es cero, ¿cuánto tiempo se llevará en alcanzar una velocidad de 1800 RPM (188.5 rad/seg) con un torque constante de 1000 lb-ft (1,356 N-m)?

*Respuesta:* Cálculos en BEU: usando rad/seg:  $t = 1.757$  seg; usando RPM:  $t = 1.753$  seg; cálculos en SI:  $t = 1.757$  seg.

Unidades BEU momento de inercia:

$$t = J(\omega_F - \omega_I) \div T = 9.32 (188.5 - 0) \div 1000 = 1.757 \text{ seg.}$$

Unidades BEU usando  $Wk^2$

$$t = Wk^2 (V_F - V_I) \div I \times 308 = 300(1800 - 0) \div 1000 \times 308 = 1.753 \text{ seg.}$$

Unidades SI  $Kg-m^2$

$$t = I(V_F - V_I) \div 9.55 \times T = 12.64 (1800 - 0) \div 9.55 \times 1,356 = 1.757 \text{ seg.}$$

**Torque requerido.** Para calcular el torque que se requiere para producir una determinada aceleración angular, las ecuaciones anteriores se arreglan de la siguiente forma:

Usando unidades BEU:

$$\begin{aligned} T &= J(\omega_F - \omega_I)/t \\ &= Wk^2 (V_F - V_I)/308t \end{aligned}$$

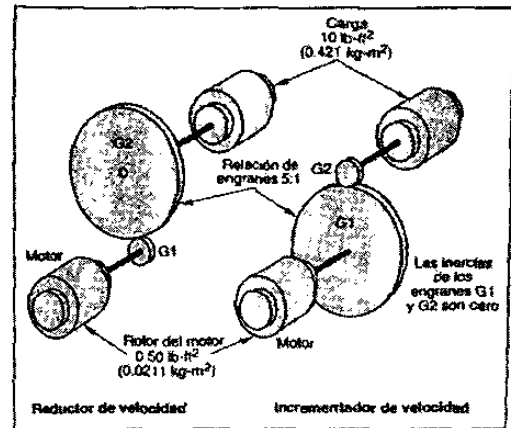
Usando unidades SI:

$$T = I (V_F - V_I)/9.55t$$

**Efecto de los Variadores de Velocidad.** Los sistemas de transmisión de potencia frecuentemente incluyen algún aditamento para cambiar la velocidad, por regla general son engranes o bandas. El funcionamiento del sistema completo depende del torque y en parte de la suma de todas las inercias del sistema. Los variadores de velocidad afectan tanto al torque motriz entregado a cada uno de los componentes del sistema, como a las inercias reflejadas de cada componente impulsado por el impulsor primario.

**Efecto en la inercia.** Cuando un impulsor primario mueve una carga a través de un reductor de velocidad, la inercia aparente de la carga impulsada se reduce en proporción al cuadrado de la relación de velocidad. A la inversa, cuando se usa un incrementador de velocidad, la inercia aparente de la carga impulsada se aumenta en proporción al cuadrado de la relación de velocidad.

La Fig. 1-5 muestra un reductor de velocidad con una relación de 5:1 a la izquierda y un incrementador de velocidad con una relación de 5:1 a la derecha. Aquí, la inercia total del sistema en el eje del motor es la inercia del rotor del motor ( $0.50 \text{ lb-ft}^2$  ó  $0.0211 \text{ kg-m}^2$ ) más la carga ( $10 \text{ lb-ft}^2$  ó  $0.421 \text{ kg-m}^2$ ), pero ajustada a causa de los



cambios de velocidad. De este modo, el total con el reductor de engranes es:  $0.5 + 10/25 = 0.9 \text{ lb-ft}^2$  ó  $0.0211 + 0.421/25 = 0.0379 \text{ kg-m}^2$ . Y el total para el incrementador de velocidad es  $0.5 + 10 \times 25 = 250.50 \text{ lb-ft}^2$  ó  $0.0211 + 0.421 \times 25 = 10.546 \text{ kg-m}^2$ .

**Efecto en el toque.** Suponiendo que la eficiencia en el reductor de velocidad es de 100%, el torque disponible en el eje de salida del reductor es igual al torque en el eje de entrada *multiplicado* por la relación de reducción de velocidad. A la inversa, en aplicaciones con *incrementador* de velocidad (por ejemplo en compresores centrífugos), el torque en el eje de salida del incrementador de velocidad es igual al torque en el eje de entrada *dividido* entre la *relación* de velocidad (suponiendo también que la eficiencia en el incrementador de velocidad es de 100%). Si el torque de salida del motor en la Fig.1-5 fuera de  $100 \text{ lb-ft}$ , el torque entregado a la carga por el reductor de velocidad sería de  $500 \text{ lb-ft}$ , y a la carga impulsada por el incrementador de velocidad de  $20 \text{ lb-ft}$ .

### **Reductor de velocidad**

#### Unidades BEU

$$Wk_{total}^2 = Wk_{motor}^2 + Wk_{reductor}^2 = 0.50 + 10/(5)^2 = 0.50 + 10/25 = 0.90 \text{ lb-ft}^2$$

#### Unidades SI

$$I_{total} = I_{motor} + I_{reductor} = 0.0211 + 0.421/(5)^2 = 0.0211 + 0.421/25 = 0.0379 \text{ kg-m}^2$$

### **Incrementador de velocidad**

#### Unidades BEU

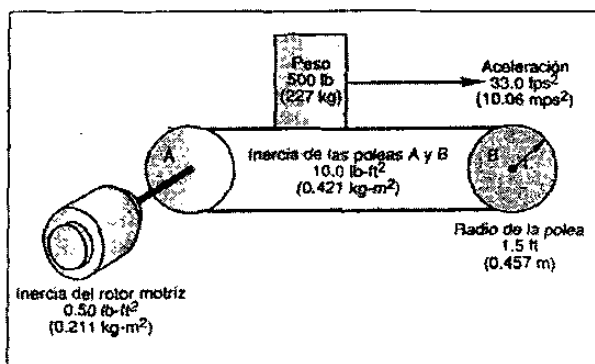
$$Wk_{total}^2 = 0.50 + 10 \times (5)^2 = 0.50 + 250 = 250.5 \text{ lb-ft}^2$$

#### Unidades SI

$$I_{total} = 0.211 + 0.421 \times (5)^2 = 0.0211 + 10.515 = 10.546 \text{ kg-m}^2$$

**Cargas Combinadas.** La carga en un dispositivo o sistema de transmisión de potencia generalmente incluye componentes de movimiento lineal y también cargas rotatorias. Los transportadores son un ejemplo de eso. La Fig. 1-6 nos muestra un transportador horizontal cargado. Aquí, el propósito es determinar la cantidad de torque necesario en el motor para producir una aceleración lineal de  $33 \text{ ft/seg}^2$  ( $10.06 \text{ m/seg}^2$ ).

Se requieren tres pasos. El primero es convertir la aceleración lineal a aceleración angular. El segundo es convertir la inercia lineal en inercia rotatoria y agregar este valor al del rotor y al de las poleas. El tercero es calcular el torque requerido usando las ecuaciones



de movimiento rotatorio.

**Fig. 1-6 – Cargas lineales y rotatorias combinadas.**

*Paso 1:* La distancia recorrida en una revolución de la polea es su circunferencia, la cual es  $\pi$  multiplicada por el diámetro. La circunferencia de la polea es 9.42 ft (2.871 m). Por lo tanto la aceleración angular de la polea es:

Unidades BEU solamente

$$\text{Circunferencia de la polea} = \pi D = 3.1416 \times 3 = 9.42 \text{ ft}$$

$$\text{Aceleración angular} = \text{aceleración lineal} \div \text{circunferencia}$$

$$= 33 \div 9.42 = 3.503 \text{ RPS}^2 = 33 \text{ ft/seg}^2 / 9.42 \text{ ft/rev} = 3.503 \text{ RPS}^2$$

*Paso 2:* La inercia de rotación de la carga del transportador supone que todo el peso está concentrado en los aros de las poleas. Así que, la inercia de rotación de la carga es su peso multiplicado por el cuadrado del radio de la polea ó 1,125 lb-ft<sup>2</sup> (47.409 kg-m<sup>2</sup>). De este modo la inercia total impulsada en 1,145.5 lb-ft<sup>2</sup> (48.272 kg-m<sup>2</sup>).

### Únicamente unidades BEU

Inercia total de la carga impulsada

= rotor del motor + poleas + el peso

$$= 0.50 + (2 \times 10) + (500) (1.5)(1.5) = 0.50 + 20 + 1,125 = 1,145.5 \text{ lb-ft}^2$$

*Paso 3:* Usando la ecuación para calcular el tiempo de aceleración, el torque requerido para producir una aceleración lineal de 33 ft/seg<sup>2</sup> (10.06 m/seg<sup>2</sup>) en la carga del transportador es 13.02 lb-ft (17.69 N-m).

### Unidades BEU solamente

$$T = Wk^2(RPS^2) \div 308 = (1,145.5) (3.503) \div 308 = 13.02 \text{ lb-ft}$$

## 2.2.2 Mecánica del Movimiento

**Trabajo y Energía.** El trabajo se hace aplicando una fuerza a través de una distancia. Por ejemplo, aplicar una fuerza de 100 lb contra una pared de ladrillos no produce trabajo, puesto que la pared no se mueve. Sin embargo, usando una fuerza de 100 lb. para empujar una caja una distancia de 10 ft obtendremos un trabajo de 1000 lb-ft en unidades BEU (al multiplicar la fuerza por la distancia). Las unidades correspondientes en el sistema SI son el Newton-metro (N-m).

La energía es la capacidad de hacer trabajo. Un cuerpo puede tener energía potencial debido a su localización. Por ejemplo, si un cuerpo de 1000 lb está a 3 ft del piso, tiene el

potencial de hacer un trabajo de 3000 ft-lb. Un cuerpo almacena energía cinética por su masa y velocidad. Un objeto con un peso de 64.4 lb moviéndose a una velocidad de 54.8 ft/seg tiene una energía cinética de 3,003 ft-lb. Otro ejemplo de energía cinética lo tenemos en los volantes, los cuales almacenan energía por medio de la gran inercia que tienen al girar a alta velocidad. Cuando el impulsor primario en un sistema con un volante se frena momentáneamente, éste entrega trabajo (torque multiplicado por la distancia rotacional) a la carga basado en su energía cinética.

Debido a que la energía y el trabajo son convertibles, tienen las mismas unidades (pie-libra (ft-lb) en el sistema BEU y newton-metro (N-m) en el sistema SI).

**Potencia.** La relación de hacer trabajo se denomina potencia. Un ejemplo de potencia es la diferencia de esfuerzo requerido para subir dos tramos de escaleras en un minuto, comparado con hacer lo mismo en 30 segundos. La cantidad de trabajo hecho es exactamente el mismo. Sin embargo la potencia requerida (es decir la relación de hacer trabajo) cuando subimos las escaleras en 30 segundos es dos veces la requerida para hacerlo en un minuto.

Las unidades del Sistema BEU son el caballo de fuerza (horsepower HP). Un caballo de fuerza es igual a 33,000 ft-lb/min ó 550 ft-lb/seg. En el sistema SI, la unidad es el Watt (W). Un watt es igual a 1 N-m/seg. Debido a que el watt es una unidad pequeña, los especialistas en transmisión de potencia generalmente utilizan el kilowatt (kW), o sea 1000 watts, como unidad. Un kilowatt equivale a 1.341 hp.

Como la velocidad de los motores está dada en revoluciones por minuto (RPM), éstos son los valores que generalmente se usan para calcular la potencia.

Así:

En unidades BEU:

$$P = TN/5,250$$

en donde:

$P$  = Potencia, hp

$T$  = Torque, lb-ft

$N$  = Velocidad, RPM

5,250 = Constante para estas unidades

En unidades SI:

$$P = TN/9,551$$

en donde:

$P$  = Potencia, Watts

$T$  = Torque, N-m

$N$  = Velocidad, RPM

9,551 = Constante para estas unidades

*Ejemplo:* Calcular la potencia de salida de un motor, tanto en caballos de fuerza como en kilowatts. El motor tiene una velocidad de 1750 RPM y un torque e 1,000 lb-ft (1,356 N-m).

*Respuesta:* 333.3 hp (248.5 kW)

En unidades BEU:

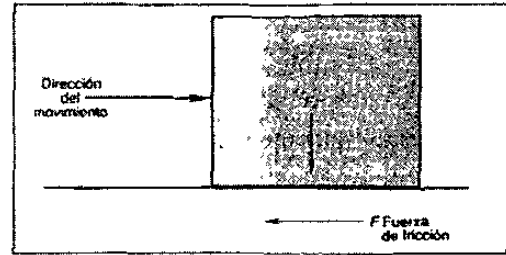
$$P = TN \div 5,250 = 1000 \times 1750 \div 5250 = 333.3 \text{ hp}$$

En unidades SI:

$$P = TN \div 9,551 = 1356 \times 1750 \div 9,551 = 248.5 \text{ kW}$$



**Fricción.** La fricción es la resistencia al movimiento. Ésta se produce cuando se intenta mover un cuerpo sobre la superficie del otro. La Fig. 1-7 ilustra una situación en la cual una fuerza



está intentando mover un cuerpo hacia la derecha pero se le opone la fricción. La magnitud de la fricción, es decir la fuerza de resistencia, es una función de cuatro factores.

La fricción varía directamente con las fuerzas que presionan las dos superficies para mantenerlas juntas. Para superficies niveladas, esta fuerza en unidades BEU es el peso del cuerpo en libras (lb). En el sistema SI, esta fuerza es el peso del cuerpo en kilogramos multiplicado por 9.81 (una constante para convertir la masa en kg a fuerza en newtons).

La fricción también varía dependiendo de qué tan lisas están las superficies en contacto. Entre más rugosas estén las superficies, mayor será la fuerza de fricción. En algunos casos, las superficies son tan planas y lisas que se adhieren la una a la otra. Sin embargo la adhesión es rara en la maquinaria normal y no está incluida en el alcance de este manual.

La fricción también varía por los materiales de las dos superficies. Hay menos fricción entre un cuerpo de acero deslizando sobre una superficie de plomo/estaño (Babbitt) que la que habría si se estuviera deslizando sobre una superficie de iguales características.

Finalmente, la condición de las dos superficies es un factor. Las superficies húmedas o engrasadas producen menos fricción que las superficies secas.

Existen tres tipos de fricción. La fricción estática es el valor más grande de la fricción que existe antes de que se mueva un cuerpo. Las fuerzas de fricción estática son siempre mayores que las fuerzas de fricción después que el movimiento ha comenzado.

La fricción cinética o de deslizamiento, es la fuerza constante de fricción que se desarrolla después de que el movimiento se ha iniciado, y se supone es independiente de la velocidad.

La fricción rodante es la fuerza constante de fricción que se desarrolla cuando un objeto duro, cilíndrico o esférico rueda sobre una superficie plana y dura (por ejemplo una chumacera de rodillos o de bolas). Estas fuerzas de fricción son menores que las fuerzas de la fricción cinética.

Las fuerzas de fricción se pueden estimar multiplicando la magnitud de las fuerzas que presionan los dos cuerpos por un Coeficiente de Fricción. Los Coeficientes de fricción se determinan experimentalmente. Los coeficientes de fricción más usuales se encuentran en la Tabla 1-1. De esta forma, las fuerzas de fricción se puede calcular así:

$$F = fF_N$$

en donde:

$F$  = Fuerza de fricción, lb o N

$f$  = Coeficiente de fricción – multiplicador adimensional

$F_N$  = Fuerza que presiona los dos cuerpos, lb o N

*Ejemplo:* Si el cuerpo en la Fig. 1-7 es un bloque de bronce de 700 lb y está colocado sobre una superficie lisa y nivelada de acero, ¿cuál será la fuerza requerida para iniciar el movimiento? (Es decir vencer la fricción estática)?

*Respuesta:* 357 lb.

$$\begin{aligned}
 F &= fF_N \\
 &= 0.51 \times 700 \\
 &= 357 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

TABLA 1-1 Coeficientes de fricción		
Materiales	Condiciones	Coefficiente de Fricción
Acero endurecido en acero endurecido	Seco – estática	0.78
	Grasa – cinética	0.15
	Seco – cinética	0.45
Acero al carbón en acero fundido	Grasa – cinética	0.183
	Seco – estática	0.74
Acero al carbón en acero al carbón	Grasa – cinética	0.16
	Seco – cinética	0.42
Acero al carbón en babbitt	Grasa – cinética	0.17
	Seca – estática	0.04
Teflón en Teflón	Seca – estática	0.04
Bronce en acero	Seca – estática	0.51
Bronce en acero fundido	Seca – estática	0.35
Acero fundido en roble	Seca – cinética	0.49

**Eficiencia.** Cualquier máquina que produce esfuerzos sufre pérdidas de potencia. Las pérdidas en la maquinaria se deben principalmente a la fricción y a otros factores internos. Por ejemplo, los motores eléctricos tienen pérdidas por fricción, por el sistema de enfriamiento (alguna potencia se utiliza para mover el ventilador) y por algunas otras pérdidas eléctricas. En la Tabla 1-2 se encuentran las eficiencias de las diferentes máquinas usadas para transmitir potencia.

TABLA 1-2 Eficiencias de Transmisión de Potencia	
Máquina	Eficiencia, %
Motores eléctricos, 4 polos, a prueba de goteo, a plena carga	
10 hp, eficiencia normal	85.5
10 hp, alta eficiencia	91.7
250 hp, eficiencia normal	93.0
250 hp, alta eficiencia	96.2
Transmisiones de bandas en "V"	95
Transmisiones de tiempo (HTS, Estándar)	98
Transmisiones de bandas múltiples en "V"	97
Bandas planas de cuero o de hule	98
con alma de nylon	98 a 99
De velocidad variable, de resorte, de amplio rango	
bandas en "V"	80 a 90
Transmisiones compuestas	75 a 90
Transmisiones de bielas	95
Reductores de engranes helicoidales	
De un paso	98
De doble paso	96
Reductor de corona y sinfín	50 a 90
Cadena de rodillos	98
Sinfín con 60 grados en la hélice	65 – 85
Cople flexible	99+

La relación que existe entre la potencia de salida y la potencia de entrada es lo que llamamos eficiencia y es una de las relaciones más usadas por los equipos para transmisión de potencia. La eficiencia normalmente se expresa como un porcentaje siempre menor a 100% y se calcula de la siguiente forma:

$$n = (100)P_O/P_I = (100) (P_I - P_L)/P_I$$

en donde:

$n$  = eficiencia

$P_O$  = Potencia de salida, hp o kW

$P_I$  = Potencia de entrada, hp o kW

$P_L$  = Pérdidas, hp o kW

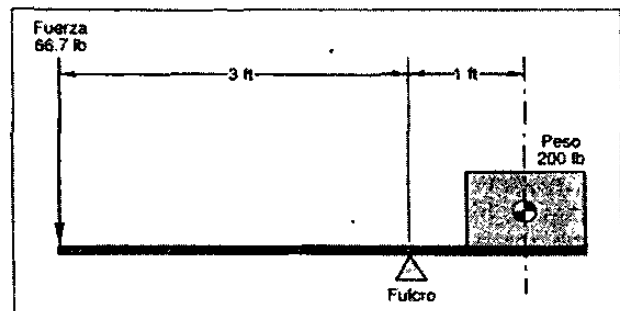
*Ejemplo:* Calcular la eficiencia de una máquina que tiene una potencia de entrada de 2000 kW si las pérdidas internas totalizan 197.3 kW.

*Respuesta:* La eficiencia es de 90.14%

$$n = (100) (P_I - P_L) \div P_I = (100) \times (2000 - 197.3) \div 2000 = \mathbf{90.14\%}$$

**Ventaja Mecánica.** Cuando la fuerza de salida de una máquina es mayor que la fuerza de entrada, se dice que la máquina manifiesta una ventaja mecánica. Algunos ejemplos de esto son la palanca, el plano inclinado, la cuña y la polea. Las máquinas simples tienen tanto una ventaja teórica como una ventaja real. Puesto que todas las máquinas tienen eficiencias de menos del 100%, sus ventajas mecánicas reales (AMA) son siempre menores que sus ventajas mecánicas teóricas.

Palancas. La máquina más simple y más antigua es la palanca. Hay varias clases o tipos de palancas. La Fig. 1-8 muestra una palanca Clase 1, con la cual se levanta un peso de 200 lb. La relación



de las distancias desde donde se aplica la fuerza al fulcro o punto de apoyo y del fulcro a la carga es de 3:1. Suponiendo que no hay fricción en el fulcro, la AMA es de 3, por lo que

solamente se requiere una fuerza de 66.7 lb para levantar ese peso. Sin embargo el trabajo producido por la fuerza y el trabajo hecho en el peso es el mismo. Para levantar el peso 6 pulgadas, es necesario ejercer la fuerza de 66.7 lb en un trayecto de 18 pulgadas, es decir una distancia tres veces mayor.

$$AMA = F_D \div F_A = 200 \div 66.7 = 3$$

La ecuación para calcular la ventaja mecánica real de cualquier máquina es:

$$AMA = F_D \div F_A$$

en donde:

$AMA$  = Ventaja mecánica real; es una relación adimensional

$F_D$  = Fuerza entregada, lb o N

$F_A$  = Fuerza aplicada, lb o N

**Plano Inclinado.** El plano inclinado es un ejemplo simple de un principio que se aplica ampliamente en dispositivos como los tornillos, las cuñas, las bandas en “V” y los transportadores inclinados. La Fig. 1-9 muestra un plano inclinado con un ángulo 15 grados con respecto a la horizontal. El objetivo es empujar un cuerpo que pesa 1000 lb sobre el plano inclinado. Se requiere una fuerza de 1000 lb para simplemente levantar el cuerpo cualquier distancia. Si suponemos que la superficie del plano inclinado no tiene fricción, entonces la fuerza requerida para empujar el peso es:

$$F = W \text{ sen } a$$

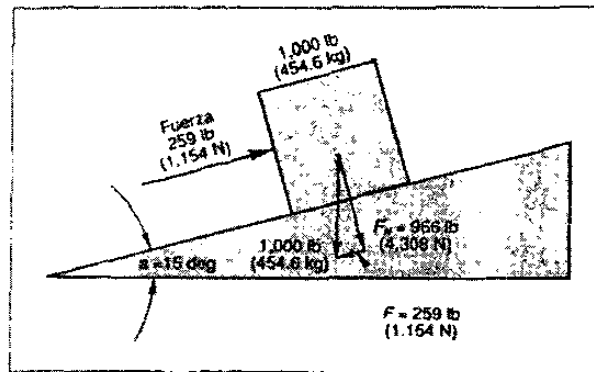
en donde:

$F$  = fuerza, lb o N

$W$  = Peso, lb o N (9.81 N por cada kg)

Sen  $a$  = seno del ángulo “ $a$ ”

De manera que la fuerza requerida para empujar el bloque de 1,000 lb sobre el plano y considerando que no hay fricción es de 258.8 lb. En unidades SI, la masa es 454.6 kg, la cual está presionando la superficie del plano con una fuerza de 4,460 N, y la fuerza requerida para subir el bloque en el plano inclinado es de 1,154 N.



En unidades BEU

$$\begin{aligned} F &= 1000 \text{ sen } 15 \\ &= 1000 \times 0.2588 \\ &= 258.8 \text{ lb} \end{aligned}$$

En unidades SI

$$\begin{aligned} F &= (454.6)(9.81) \times \text{sen } 15 \\ &= 4,460 \times .02588 \\ &= 1,154 \text{ N} \end{aligned}$$

Si en el plano inclinado se involucra la fricción, las fuerzas que presionan las superficies serían iguales al peso (ó 9.81 N por cada Kg) multiplicado por el coseno del ángulo de inclinación. En el ejemplo de la Fig. 1-9, la fuerza  $F_N$  en la ecuación de la formula para calcular las fuerzas de fricción ( $F = fF_N$ ) es ya sea 966 lb o una fuerza de 4,308 N.

$$F_N = W \cos A$$

En unidades BEU

$$\begin{aligned} F_N &= 1000 \cos 15 \\ &= 1000 \times 0.9659 \\ &= 966 \text{ lb} \end{aligned}$$

En unidades SI

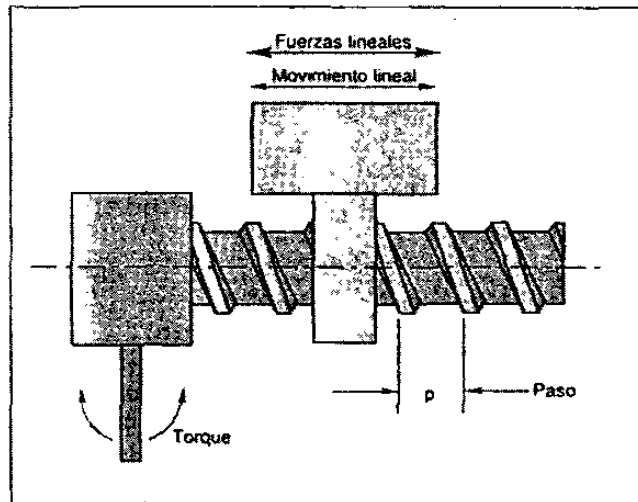
$$\begin{aligned} F_N &= 4,460 \cos 15 \\ &= 4,460 \times 0.9659 \\ &= 4,308 \text{ N} \end{aligned}$$

**Transportadores Inclinados.** Si la Fig. 1-9 representara un transportador inclinado, la potencia requerida para subir el bloque por el plano inclinado es el producto de la fuerza y la

velocidad, convertidos a caballos de fuerza o kilowatts. Por ejemplo, si la velocidad deseada fuera de 10 ft/seg (3.05 m/seg), la potencia requerida sería de 4.71 hp (3.52 kW). (1 hp = 550 ft-lb/seg y 1kW = 1000 N-m/seg) Pero en los transportadores inclinados reales, las pérdidas por fricción o los valores de eficiencia tienen que ser tomados en cuenta.

**Tornillos.** La Fig. 1-10 muestra un tornillo, el cual puede ser considerado como un tipo especial de plano inclinado.

Las ecuaciones para velocidad lineal/rotacional y el torque para estas aplicaciones son las siguientes:



$$\omega = 2\pi pV, \text{ o } \text{RPM} = pV/1.57$$

en donde:

$\omega$  = Velocidad de rotación en rad/seg

$p$  = Paso del tornillo, en pulgadas/revolución o cm/revolución

$V$  = Velocidad lineal de la carga, en pulgadas/seg (ips) o cm/seg

RPM = Velocidad de rotación, RPM

$$T = F/2\pi n$$

en donde:

$T$  = Torque, lb-in, N-cm

$F$  = Fuerza, lb o N

$p$  = Paso del tornillo en pulgadas/rev. o cm/rev.

$n$  = Eficiencia del tornillo, fracción decimal, no un porcentaje (por ejemplo, 0.65 no 65%)



*Nota:* Las unidades de longitud aquí son pulgadas y centímetros en lugar de pies y metros. Los valores del paso de un tornillo son tan pequeños que usar pies o metros sería incómodo. Las unidades de torque deben ser compatibles.

**Cargas Reales in las Máquinas.** Fundamentalmente existen dos tipos diferentes de cargas de velocidad constante y tres tipos de cargas de velocidad ajustable.

**Cargas de Velocidad Constante.** Las cargas industriales generalmente son impulsadas por impulsores primarios que se mueven a velocidad constante una vez que este impulsor primario ha acelerado hasta llegar a su velocidad de operación (en este caso los cambios de velocidad pequeños debidos a cambios en las cargas se ignoran).

La Fig. 1-11 ilustra una carga continua, y la Fig. 1-12 ilustra un tipo de carga intermitente.

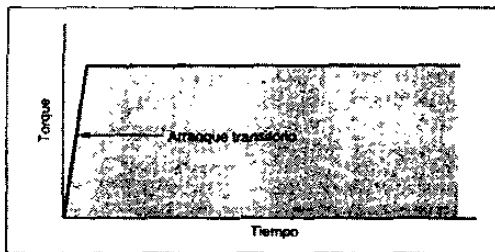


Fig. 1-11 – Carga continua.

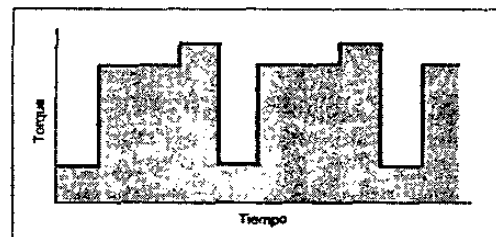


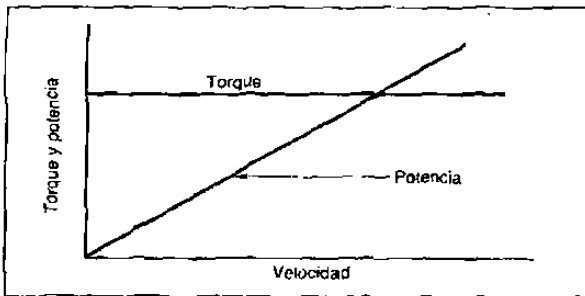
Fig. 1-12 – Carga intermitente.

La carga continua es común en bombas, ventiladores, sopladores y compresores, Una vez que estos equipos alcanzan su velocidad de operación, los cambios en la carga son poco frecuentes. Predecir el comportamiento de las cargas continuas es generalmente muy sencillo. Las cargas intermitentes son más difíciles de evaluar. Los especialistas en transmisión de potencia deben desarrollar una gráfica que muestre el torque vs. tiempo de

carga en los peores casos. La técnica para crear la llamada rms (root-mean-square) de carga equivalente es muy útil para los impulsores primarios eléctricos. Sin embargo algunos productos mecánicos son muy sensibles a los golpes, impactos y cargas máximas. Las reglas de aplicación para cargas intermitentes se pueden obtener para diferentes tipos de equipo para ser usadas como guías por los especialistas de transmisión de potencia.

**Cargas de Velocidad Ajustable.** Los tres tipos de cargas de velocidad ajustable (o variable) son torque constante, torque variable, y cargas de potencia constante. Esas cargas pueden ser movidas por impulsores primarios de velocidad constante o variable.

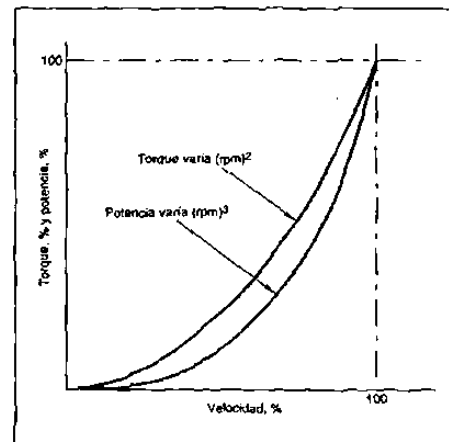
**Torque constante:** La Fig. 1-13 muestra una carga de torque constante. Aquí, los



requerimientos del torque de salida son independientes de la velocidad. Las cargas de torque constante típicas incluyen los transportadores, las grúas o polipastos, las bombas hidráulicas de desplazamiento

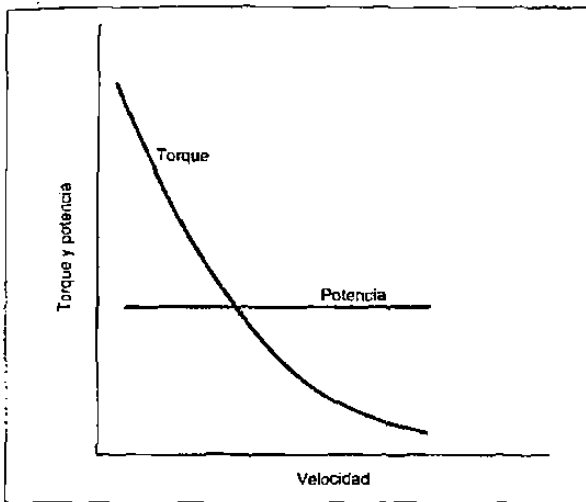
positivo y los compresores de desplazamiento positivo.

**Torque variable:** La Fig. 1-14 nos muestra una carga de torque variable. Este tipo de carga también se llama carga de la ley del ventilador. Aquí el torque varía en proporción al cuadrado de la velocidad y la potencia varía en proporción al cubo de la velocidad.



Las cargas típicas de torque variable incluyen bombas centrífugas, sopladores, ventiladores y compresores centrífugos.

**Potencia constante:** La Fig. 1-15 muestra una carga de potencia constante. A medida que



la velocidad se incrementa en este tipo de carga, el torque disminuye. Aquí al multiplicar el torque por la velocidad obtenemos un valor constante aproximado de los caballos de fuerza o los kilowatts de la carga. Ejemplos típicos de cargas de potencia constante son las máquinas para cortar metal y las embobinadoras.

**Ejemplos de Aplicaciones.** Esta sección nos da dos oportunidades de utilizar los conceptos revisados en este capítulo.

**Tiempo de Aceleración.** La Fig. 1-16 nos muestra una gráfica de torque vs. velocidad tanto para la carga como para su impulsor. El objetivo es determinar si el impulsor alcanzará una velocidad de 2000 RPM antes que un timer que ha sido ajustado a 7 segundos actúe.

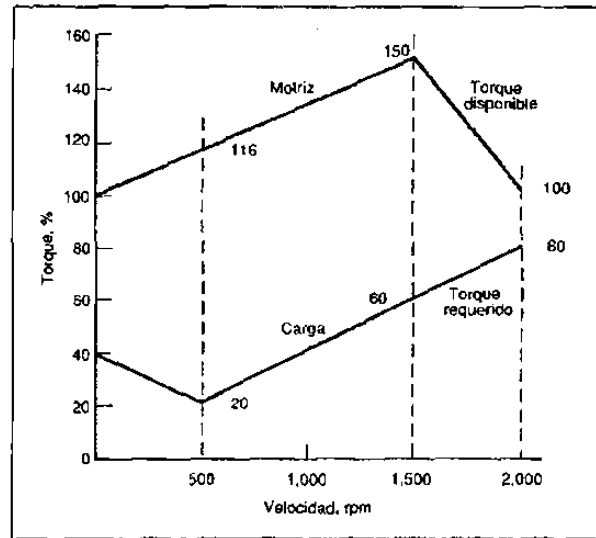


Fig. 1-16 – Ejemplo 1 – Tiempo de aceleración.

El impulsor tiene es de 200 hp a 2000 RPM y su  $Wk^2$  es de 80 lb-ft<sup>2</sup>. La carga  $Wk^2$  es de 100 lb-ft<sup>2</sup>. El torque disponible para el impulsor primario y el torque requerido para la carga están graficados contra la velocidad en términos de porcentaje del torque a plana carga del impulsor.

*Paso 1:* Calcular el torque del impulsor

$$P = TN/5,250$$

$$T = 5,250 P/N$$

$$= 5,250 \times 200/2000 = 525 \text{ lb-ft}$$

*Paso 2:* Calcularla inercia total impulsada

$$Wk^2_{TOTAL} = Wk^2_{IMPULSOR} + Wk^2_{CARGA}$$

$$= 80 + 100 = 180 \text{ lb-ft}^2$$

*Paso 3:* El tiempo de aceleración es la suma de cada uno de los res segmentos mostrados en la Tabla 1-3.

**TABLA 1-3 – Tiempo estimado de aceleración**

<u>Cambio de velocidad,</u>		<u>Torque de aceleración, %</u>			<u>lb-ft</u>	<u>Tiempo de aceleración,</u>
<u>rpm</u>		<u>Arranque</u>	<u>Final</u>	<u>Prom</u>	<u>Prom</u>	<u>seg.</u>
<u>De</u>	<u>A</u>					
0	500	60%	96%	78%	409.5	0.714
500	1500	96	90	93	488.3	1.197
1500	2000	90	20	55	288.8	1.102
Tiempo total de aceleración .....						2.923 6 2.9 s

Esto indica que la carga debe acelerar en menos de 3 segundos, y de esta forma el timer de paro no actuará.

### **Transportadores Inclinados –**

**Tiempo de Aceleración y Carga.** La Fig. 1-17 nos muestra un transportador inclinado (con un ángulo de inclinación de 10 grados), con una carga de 500 lb, impulsado por un motor de 10 hp, 1800 rpm acoplado a una reductor de velocidad con relación 10:1. La eficiencia combinada del reductor de velocidad y del sistema de transporte es de 90%. La inercia de las poleas es de 5 ft·lb<sup>2</sup> en cada una y la inercia del motor es de 5 lb·ft<sup>2</sup>. Las inercias del reductor y de la banda del transportador son despreciables. Se deberá suponer que el motor entregará un torque constante durante la aceleración. ¿Cuánto tiempo tomará acelerar la carga a la velocidad de operación, cuál será la velocidad de la banda y cuál será la potencia requerida para mover el transportador a esa velocidad?

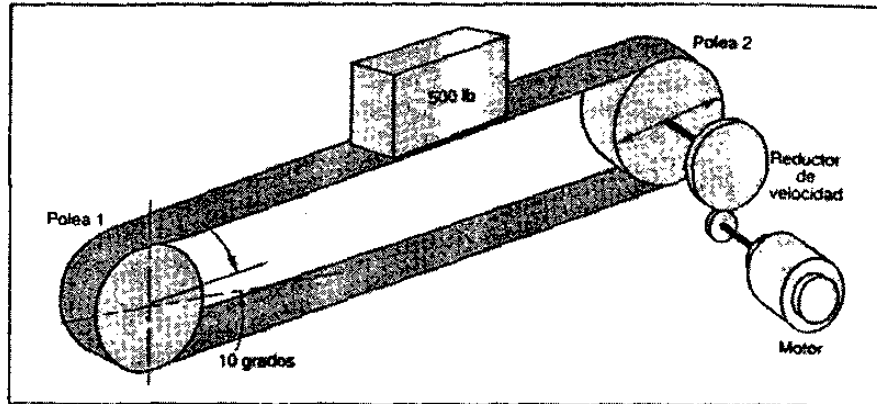


Fig. 1-17 – Ejemplo 2 – Transportador inclinado.

*Paso 1:* Calcular el torque de salida del motor.

$$\begin{aligned}
 T &= P \cdot 5,250/N \\
 &= 10 \times 5,250/1800 \\
 &= 29.2 \text{ lb-ft}
 \end{aligned}$$

*Paso 2:* Calcular la inercia total incluyendo la del motor.

1. Inercia de dos poleas y la carga con reducción de velocidad de 10:1

$$\begin{aligned}
 \text{Carga} &= (500)(1)^2/100 \\
 &= 5 \text{ lb-ft}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Poleas} &= 2 \times 5/100 \\
 &= 0.1 \text{ lb-ft}^2
 \end{aligned}$$

$$\text{Total} = 5.10 \text{ lb-ft}^2$$

2. Inercia de la carga más el motor = 5.1 + 5 = 10.10 lb-ft<sup>2</sup>

*Paso 3:* Determinar el tiempo desaceleración

$$\begin{aligned}t &= Wk^2 \times N_f / 308T \\ &= 10.10 \times (1,800/308)(29.2 \times 0.90) \\ &= 2.25 \text{ seg.}\end{aligned}$$

*Paso 4:* Determinar la velocidad de la banda en ft/min

$$\begin{aligned}V &= (\pi D) \text{ RPM} \\ &= 3.1416 \times 2 \times 180 \\ &= 1,131 \text{ ft/min.}\end{aligned}$$

*Paso 5:* Determinar la potencia para mover la carga

1. 1 hp = 550 ft-lb/seg ó 33,000 ft-lb/min
2. Potencia =  $500 \text{ sen } 10 \times 1,131 / 33,000 = 2.976 \text{ hp}$
3. Tomando en cuenta la eficiencia del sistema de transporte, la potencia requerida del motor es:  $P = 2.976 / 0.90 = 3.3 \text{ hp}$

*Respuestas:* El motor acelerará la carga hasta la velocidad de operación en menos de 2.3 segundos. La velocidad de la banda será de 1,131 ft/min o cerca de 19 ft/seg. La potencia de salida del motor será de 3.3 hp.

### **2.3 Tipos de Transmisiones de Potencia**

En este capítulo explica los tipos más comunes de componentes de transmisión de bandas V utilizados en plantas industriales. Describe también otros tipos de transmisión de bandas tales como las bandas de sincronización y las transmisiones de banda plana. Estos tipos de transmisiones de polea y banda son clasificados normalmente dentro del grupo de las bandas V, aunque no incluyen estrictamente dicho tipo de bandas.

A lo largo de los años, los fabricantes de componentes han normalizados los diversos tamaños de bandas, poleas acanaladas, y poleas que se emplean en toda la industria. Las pequeñas diferencias que usted puede encontrar entre las componentes fabricadas por diferentes compañías, no son generalmente importantes. La existencia de tamaños normalizados o estándar para los componentes significa que las partes fabricadas son intercambiables y que necesitan menos partes de repuesto.

Además de entregarse aquí una descripción general de las diversos componentes esta capítulo explica los procedimientos de instalación y mantenimiento para algunos componentes. Toda esta información incrementara sus conocimientos respecto de los diferentes tipos de equipos de transmisión.

#### **2.3.1 Transmisiones de Banda V, Sincronización, Planas.**

En su calidad de técnico de mantenimiento o vendedor técnico, usted tendrá probablemente la oportunidad de trabajar en una transmisión de banda V en la planta donde usted trabaja. Si no fuera así, probablemente usted ha observado alguna o ha ayudado a otros



a trabajar en una de ellas. La mera observación de algún equipo impulsado con banda le ayudara a comprender algunos de los términos empleados aquí, como así mismo, los procedimientos de mantenimiento requerido para conservar una transmisión de banda en buenas condiciones de funcionamiento.

En las transmisiones por banda la potencia se transmite por fricción. La cantidad de potencia transmitida depende del coeficiente de fricción entre la banda y la polea. El coeficiente de fricción depende, a su vez, de la naturaleza de los materiales de contacto, de sus condiciones (liso, seco, aceitado), del arco de contacto entre la banda y la polea, o polea anclada, y de la velocidad a la que funciona la banda.

Para obtener transmisiones eficientes existen diversos tamaños de bandas que pueden ser empleados en aplicaciones industriales. El tamaño de una banda queda determinado por el área de su sección transversal. Las bandas standard de grandes secciones se emplean para servicio pesado o para transmisiones de alta potencia. Existen varios casos en las cuales la combinación de dos o más bandas pequeñas pueden suministrar la cantidad necesaria de sección transversal de correa, en una forma más económica que con el empleo de una sola banda grande. Sin embargo, si se emplean bandas pequeñas en una transmisión pesada, es muy probable que se requerirá un gran número de ellas debido a las bajas potencias nominales de cada una. En este caso, el empleo de una o dos bandas grandes será más económico que el de muchas bandas pequeñas. Como excepciones a lo anterior, pueden citarse el caso de las bandas de alta capacidad que tiene una sección transversal menor. Además de los diferentes anchos de bandas disponibles, existen también diferentes tipos. Algunas de las bandas empleadas en transmisiones industriales de banda, son los sistemas de

bandas planas en V. Las bandas en V incluyen las de doble ángulo, de potencia fraccional, de eslabón, y los tipos angosto, normal, y de alta capacidad.

**Terminología sobre transmisiones de Banda.** Existen ciertos nombres y definiciones comunes que se aplican todos los casos en que la transmisión es del tipo con banda en V, con banda plana y con banda de distribución. Antes que usted comience su aprendizaje respecto de los diversos tipos de componentes de transmisión disponibles y de sus diversos empleos, es interesante que hagamos una revisión de algunos de los términos comunes que se emplean en este campo. Dichos términos incluyen los siguientes tipos:

*Polea acanalada impulsora.*- La polea acanalada impulsora esta montada en el motor, en la maquina, o en cualquier otro dispositivo motriz que suministra la potencia. Generalmente, esta polea es del menor tamaño y la que gira a un mayor numero de RPM

*Polea acanalado impulsada.* Es la que se emplea en la maquina que es impulsada. Generalmente, es la polea acanalada de mayor tamaño y la que gira a un menor numero de RPM.

*Polea acanalada Tensora.*- Se utiliza para regular la tensión de la transmisión, para desviar el tramo de banda, para reducir la vibración de la banda, y para efectos de tensado de la banda.

*Longitud del paso de la banda.*- Es la longitud de la banda medida a lo largo del eje neutro de la banda. Este eje neutro esta situado aproximadamente a dos tercios de la distancia entre la parte inferior de la banda (parte angosta) y la parte exterior de la banda (parte ancha).

*Diámetro del paso de la polea acanalada.* Es el diámetro medido en el punto donde el eje neutro de la banda hace contacto con dicha polea. Así mismo, en este punto las velocidades de la banda y de la polea son las mismas. Al calcular poleas ancladas para transmisiones con bandas en V, debe tenerse en cuenta que el diámetro de paso es siempre inferior que el diámetro exterior de la polea acanalada.

*Arco de contacto.* Es el número de grados de envoltura o contacto por parte de la banda alrededor de la polea acanalada. Toda reducción del arco de contacto afecta la capacidad de transmisión de potencia de la banda.

*Distancia ente centros.* Es la distancia medida en pulgadas entre los centros de los ejes impulsor e impulsado. Las bandas en V funcionan satisfactoriamente tanto con distancias entre centros pequeñas como grandes. Sin embargo, para obtener la mayor eficiencia, la distancia entre centros debe ser aproximadamente igual a, o levemente inferior a, la suma de los diámetros de los diámetros de las poleas acanaladas.

*Relacion de velocidades.* Se calcula normalmente dividiendo las RPM del eje de alta velocidad por las RPM de baja velocidad. Esta razón puede encontrarse dividiendo el diámetro de polea mayor entre la menor.

**Bandas en V.** Entre todas las transmisiones de banda, las transmisiones con banda en V son, sin discusión, las más empleadas en las plantas industriales. Debido a este uso extensivo, las bandas en V han evolucionado desde uno o dos tipos simples que se suministraban originalmente, hasta llegar a por lo menos una docena de tipos diferentes. Casi todos los tipos de bandas de secciones transversales similares son intercambiables, y pueden ser empleadas

en el funcionamiento de equipos correspondientes. La selección específica de un cierto tipo de banda entre otros casi idénticos, se basa en la experiencia del fabricante de los equipos, del ingeniero de planta, o del departamento de mantenimiento.

Las bandas en V se clasifican generalmente en tres grupos diferentes, identificables por los tamaños y formas de las bandas. Los tamaños de las bandas del grupo estándar se designan normalmente con las letras A, B, C, D y E. Cada uno de los tipos de banda correspondientes a las diferentes letras, tiene ciertas limitaciones de tamaño indicadas por las dimensiones. Los tamaños suministrados por algunos fabricantes varían levemente de los señalados. Las bandas se fabrican en longitudes bien determinadas, aunque en algunos casos pueden ser comparadas por tramos y luego empalmadas para obtener la longitud deseada. Aun así, las bandas estándar son las que se emplean más comúnmente en la industria.

El segundo grupo de bandas en V se identifica como bandas de ALTA CAPACIDAD. Estas bandas se emplean en los casos en que las bandas estándar pudieran funcionar imperfectamente debido a las altas potencias o a las condiciones de carga involucradas. También pueden requerirse bandas especiales en condiciones de calor o humedad excesivos, o en las otras condiciones similares. En otros casos, cuando hay limitaciones de espacio, la sección más reducida de una banda de alta capacidad permite su funcionamiento cuando no hay cabida para una transmisión estándar.

La banda estándar es considerablemente más ancha que alta, mientras las de alta capacidad tienen alturas y anchuras comparables. Debido a las diferencias existentes entre las bandas, se emplean poleas ancladas diferentes para las de tipo estándar y para las de alta capacidad.

Además de las bandas estándar y de alta capacidad, existe una serie de bandas más pequeñas para servicios livianos y para poleas impulsoras más pequeñas. Las bandas del tipo 2L al tipo 5L tienen secciones semejantes a las bandas estándar, y son las que se emplean más a menudo. Las bandas 3M, 5M, 7M y 11M tienen una configuración diferente que les permite flexionarse más fácilmente y pueden ser comparadas con las bandas de alta capacidad.

**Bandas en V Especiales.** Las bandas en V se emplean generalmente para transmitir el movimiento entre dos poleas ancladas de una dirección solamente. Ocasionalmente, pueden requerirse la impulsión de diferentes poleas ancladas con la misma banda, y a veces, cambiar la dirección de movimiento. Para estos efectos, los fabricantes de banda han desarrollado la banda de DOBLE ÁNGULO o HEX, la cual permite la transferencia de movimiento a varias poleas acanaladas sin el empleo de engranajes ni de bandas retorcidas, tales como lo muestra la Fig. 4-3. Estas bandas de dos caras pueden emplearse también en aplicaciones del tipo embrague, en las cuales se utiliza una polea anclada restiradora pivotante para inducir el coeficiente de fricción requerido en la banda. Estas bandas tienen tamaños similares a los de las bandas estándar (y el doble de altura) y se designan con las letras AA, BB, CC, y DD.

En los casos donde se emplean conjuntos de bandas en V formados por tres o más bandas, se producen problemas debido a las diferencias de tensión entre las bandas y debido a los latigazos de las bandas. Estos problemas son esencialmente importantes cuando los centros de las poleas acanaladas se encuentran a cierta distancia. Para superar estos problemas, se emplea un recubrimiento o respaldo de tela para conectar las bandas independientes. Estos sistemas se designan como BANDAS AGRUPADAS. El mencionado respaldo se aplica en

el proceso de fabricación de las bandas y, de hecho se transforma en una parte integrante de las mismas. Esto confiere a la banda característica de resistencia uniforme.

Las bandas agrupadas se suministran en una serie de tipos que se han hecho populares. Entre ellos se incluyen los tipos de tamaño Standard (A, B, C Y D), el tipo de alta capacidad (3,5, y 8 V), y también un tipo especial con nervadura angosta que utiliza poleas acanaladas con una configuración en V o surco estrechos, tales como lo muestra la Fig. 4-4. Estas bandas se identifican como J, L y M, y cada letra designa un tamaño de surco específico.

La mayor parte de las bandas en V que se emplean en plantas industriales son del tipo sin fin, y fabricadas con longitudes predeterminadas. Es también posible comprar un tramo de banda y efectuar los empalmes que usted necesite. También existen dos tipos de banda ajustable o eslabonada, que se suministran en los tamaños A, B y C. Dos ventajas de este tipo de banda consisten en que ellas pueden ser empleadas en aplicaciones en las cuales las poleas canaladas tienen sus centros fijos y no pueden tensar la banda, o que ellas pueden ser usadas cuando la tracción esta situada entre los alojamientos de cojinetes y bastidores soportantes, lo cual redundo en que el reemplazo de las bandas sea una tarea difícil.

**Bandas de Sincronización.** Las bandas de sincronización que se muestran en la Fig. 4-5 tienen cada vez mayores aplicaciones en las plantas industriales. Se incluyen entre sus usos las transmisiones que requieren una sincronización específica entre piezas que tienen movimientos relacionados entre sí, y otras que requieren una transferencia efectiva de potencia. Para este efecto, las transmisiones con banda de sincronización están construidas sobre la base de un principio de agarre dentado, de una manera muy similar a la de los dientes de un engranaje. Los dientes moldeados de la banda están diseñados para engancharse positivamente en los surcos de una manera suave y rotatoria. A diferencia de

casi todos los demás tipos de banda, su resistencia no proviene de su espesor, ni tampoco la fuerza de la transmisión, proviene de la fricción de contacto.

La construcción de estas bandas es similar a la de las bandas en V, y ellas poseen una componente tensora de cuerdas y una parte flexible de neopreno o de materiales similares recubierta con una tela. En este caso, la tela es de nylon. La línea de paso en una banda de sincronización se encuentra en la línea del cordado, mientras que en las bandas en V están en el punto neutro.

**Bandas Planas.** Las transmisiones de banda plana no se usan muy frecuentemente en las plantas industriales hoy en día. Estas han sido reemplazadas, en casi todos los casos, por transmisiones de bandas en V. Sin embargo, la industria impresora y textil emplea un gran número de transmisiones de banda plana. Además, las transmisiones de banda plana se utilizan también en muchas prensas para chapa metálica como así mismo en maquinaria más antigua.

**Poleas Acanaladas para Bandas en V.** Si bien existen solo dos tipos importantes de bandas en V que se utilizan comúnmente, hay en cambio, tres tipos de poleas acanaladas para banda en V que se emplea en conjunto con ellas. Evidentemente, las poleas acanaladas para bandas Standard y de ALTA CAPACIDAD son dos de estos tres tipos. El tercer tipo corresponde a la polea acanalada COMBINADA que se emplea tanto con los tipos A y B de bandas Standard. En las plantas industriales se emplean frecuentemente poleas acanaladas combinadas que tienen tanto bandas de transmisión de tipo A como de tipo B, con relaciones de reducción similares. Esto permite el intercambio de las bandas de transmisión y reduce la cantidad de piezas de recambio en el almacén.

**Poleas para bandas de Sincronización.** Las poleas para bandas de sincronización son fabricadas de diversos materiales tales como hierro fundido, plásticos, fibra moldeada, acero, y aluminio. Como ellas tienen superficies planas de contacto para las bandas, las poleas de diámetros menores están generalmente provistas de bridas para evitar que las bandas se deslice fuera de su posición. Las poleas mayores no requieren dichas bridas puesto que, en su caso, el área de contacto entre la polea y la banda es mayor. En el caso de bandas instaladas horizontalmente, es indispensable que ambas poleas estén provistas de brida.

**Poleas para bandas planas.** Las poleas para bandas planas no siempre son planas. Generalmente, las poleas impulsoras tienen un pequeño ABOVEDADO (elevación central). Este abovedado puede ser curvado o puede tener un pequeño vértice, dependiendo de la aplicación de la polea. Dicho abovedado tiene dos objetos; el primero es GUIAR (mantener en su posición) la banda para evitar que se deslice fuera de la polea, y el segundo, incrementar la fricción entre la banda y la polea al aumentar la tensión en las fibras de la banda. La cara de las poleas libres o de otras poleas no motrices puede ser plana o abovedada. Es importante recordar que el empleo de una banda plana en conjunto con una polea abovedada no es garantía suficiente de que la banda se mantendrá automáticamente en su posición. Es también importante la debida alineación del eje y de la polea. Si el eje no esta debidamente alineado, la banda terminara saliéndose fuera del borde de la polea.

**Poleas acanaladas para velocidad variable.** Las poleas acanaladas para velocidad variable se usan en las aplicaciones que requieren ajuste de velocidad periódica o en las que requieren un preciso control de la velocidad. Estos cambios de velocidad pueden ser menores (solo unas pocas rpm), o bien, o pueden ser mayores (varios cientos de rpm). La magnitud



del cambio de velocidad requerido depende de la transmisión y del tipo de poleas acanaladas de que se dispone.

Las poleas acanaladas de velocidad variable se dividen generales: el tipo de ajuste manual y el tipo accionado por resorte. El rango de los ajustes posibles en caso de las poleas acanaladas ajustables manualmente es menor que el de las accionadas por resorte. El diseño básico y los principios de funcionamiento son el mismo para todos los modelos, si bien sus apariencias y características pueden variar levemente de uno a otro.

**Poleas acanaladas ajustables manualmente.** Las poleas acanaladas ajustables manualmente se emplean en transmisiones que requieren solamente ajustes pequeños u ocasionales en estos casos la velocidad aproximada que se desea se selecciona mediante el empleo de un DP exacto para la polea acanalada. Mediante el empleo de una polea acanalada motriz ajustable, se puede lograr pequeños ajuste, de la velocidad de la transmisión con el objeto de obtener una velocidad determinada después de que la transmisión se encuentre funcionando. En general, las poleas acanaladas ajustables manualmente pueden lograr variaciones de velocidad de aproximadamente 200 – 300 rpm. un tipo variado de polea acanalada ajustable para uso con una sola banda, tiene ambas bridas ajustables. Al ser ambas bridas ajustables, la banda permanece siempre centrada sobre la polea acanalada impulsora, eliminándose de esta manera el desgaste disperejo de las caras laterales de la banda. Las poleas acanaladas de surcos múltiples son de construcción similar a las de las poleas acanaladas de uno o dos surcos antes mencionadas. En algunos casos, las poleas acanaladas de surcos múltiples pueden tener una de sus bridas exteriores ajustables y la otra fija. Las bridas interiores se ajustan automáticamente. Cuando sea efectuado un ajuste a la brida móvil, las bridas interiores se desplazan a sus nuevas posiciones a consecuencia de la mayor

o menor presión ejercida por las bandas. Otras poleas acanaladas tienen todas las bridas correspondientes a un mismo lado de las bandas enganchadas a un miembro fijo, y todas las bridas opuestas enganchadas al miembro de ajuste.

**Instalación de bandas en V.** Si bien estas instrucciones se identifican como instrucciones para bandas en V, ellas son generales y se aplican a cualquier tipo de bandas. Los fabricantes de bandas tienen también instrucciones específicas que se aplican a sus tipos particulares de banda. Deben seguirse esas instrucciones en el caso en que difieran de las de este texto.

1. Asegúrese de que todos los suministros de potencia se encuentran desconectados y de que los interruptores se encuentran debidamente rotulados.
  - a. Inspeccione las poleas acanaladas para asegurarse que se encuentran limpias y libres de ralladoras o rebabas, así como también revisar el desgaste de los surcos.
2. Asegúrese de que usted está empleando la banda adecuada para la polea acanalada, y se trate de una transmisión con bandas múltiples, que las diferentes bandas del conjunto son de las dimensiones correctas.
3. Afloje los tensores de modo que las bandas puedan ser puestas en los surcos sin forzarlas.
4. Ajuste los tensores hasta que las bandas no tengan holgura.
5. Verifique la alineación de la banda y de la polea acanalada.
6. Ajuste las bandas hasta obtener la tensión debida.

7. Después de varios días de funcionamiento de las bandas vuelva a reajustar los tensores.

Además, deben observarse ciertas precauciones de seguridad toda vez que se trabaje cerca de transmisiones de bandas en V. Una pequeña lista de dichas precauciones de seguridad incluye los siguientes puntos de observación:

1. No utilice prendas de ropa suelta. (corbatas, batas, bufandas etc.)
2. Después de efectuar el mantenimiento de la transmisión, vuelva a colocar en su sitio las protecciones.
3. Compruebe siempre el desgaste de las bandas en V.
4. Instale las bandas debidamente.
5. No emplee bandas viejas que hayan estado almacenadas durante largos periodos de tiempo.
6. Almacene las bandas en un lugar fresco, oscuro, y seco.
7. Almacene las bandas disponiéndolas horizontalmente o sobre un soporte curvado, pero nunca las cuelgue de un solo clavo o espiga.

### **2.3.2 Transmisiones de Cadena.**

Aquí se verá en detalle los tipos más comunes de transmisiones de cadenas empleados en la industria. Entre ellas se incluye las cadenas de rodillos de una rama y de varias ramas, las cadenas sin rodillos, las cadenas silenciosas, las cadenas de doble paso, y las cadenas de fundición. También se explican las diversas clases de ruedas dentadas empleadas en las aplicaciones de transmisiones de cadena. Es importante que usted llegue a comprender por

que ciertas cadenas se emplean en conjunto con ciertas ruedas dentadas, y cuales son las cadenas y ruedas dentadas que pueden intercambiarse entre sí. Así mismo se verán los conocimientos básicos de mantenimiento y selección adecuado de las transmisiones de cadena de su planta.

¿Por que se utilizan transmisiones de cadena? Las transmisiones de cadena, al revés de lo que ocurre con las transmisiones de banda en V, no emplean la fricción para efectuar la transmisión de movimiento. El medio que emplean para la transmisión de movimiento es, en cambio, la acción directa, similar al contacto de un diente de un engranaje. Debido a esta transferencia de movimiento por acción directa, la eficiencia de las transmisiones de cadena es de aproximadamente un 98%. La cadena hace las veces de conexión entre la rueda dentada impulsora y la rueda dentada impulsada, permitiendo así que ambas se encuentren separadas por una cierta distancia. Si bien es cierto que la cadena es flexible, solo pueden ser empleadas para transmitir movimiento en línea recta entre las ruedas dentadas (sprockets). La cadena no puede efectuar cuartos de vuelta ni invertirse par formar un ocho. tal como la correa en V puede hacerlo. Sin embargo, las cadenas tienen varias características ventajosas que no poseen las bandas en V.

Una de estas ventajas es el amplio rango de potencias de transmisión de que puede disponerse con el empleo de cadenas compactas simples de una sola rama. Se puede lograr una potencia adicional si se emplean dos o tres ramas de cadenas, tales como sea necesario. Asimismo, la cadena puede ser impulsada desde ambos extremos, sin necesidad de invertirla. Además de lo anterior, el paso de cadena contribuye a su propio tensamiento en el lado suelto o lado de holgura de la transmisión. Esto hace innecesario el ajuste que se requiere en una transmisión de bandas en V para mantener el debido contacto de fricción. Sin embargo, las

cadenas de transmisión también se alargan, con el resultado de que ocasionalmente los tensores deben ser ajustados, o bien, que uno o dos eslabones deben ser removidos de la cadena. Otra característica importante es que las cadenas de transmisión pueden ser colocadas en cualquier parte de una maquinaria motriz sin tener mayores problemas de montaje o desmontaje. Esto se logra debido al diseño eslabonado, que le permite a usted colocar el tramo de cadena en su posición y acoplar sus extremos a continuación.

**Catarina Motriz.** En general, la rueda dentada impulsora es la más pequeña de las dos ruedas dentadas y es la que gira con un mayor número de RPM.

**Catarina conducida.** En general, la rueda dentada impulsada es la mayor de las dos ruedas dentadas y la que gira con un menor número de RPM.

**Paso de la cadena.** Es la distancia (en pulgadas) medida desde el centro de uno de los pasadores de conexión hasta el centro de la siguiente. En las cadenas que tienen eslabones de bloque sólido, el paso de la cadena se mide entre los espacios alternados.

**Distancia entre centros.** La distancia entre centros es la distancia en pulgadas entre los centros de los ejes impulsor e impulsado.

**Longitud de la cadena.** La longitud de la cadena es la distancia entre la línea central del pasador de conexión en un extremo del tramo hasta el correspondiente agujero de conexión que se encuentra en el extremo opuesto del tramo. Las cadenas pueden medirse en pies y pulgadas, o bien en pasos.

**Capacidad nominal de la cadena.** La capacidad nominal de la cadena, o carga de trabajo recomendada, es la carga en libras que la cadena puede aceptar satisfactoriamente durante

varios periodos de tiempo. La mayor parte de los fabricantes expresan la capacidad nominal de sus cadenas en carga de trabajo máxima o media.

**Resistencia final.** Es la resistencia de la cadena inmediatamente antes de su ruptura. Esta magnitud **no es** un factor decisivo en la selección de la cadena. Sin embargo, ella le indica a usted la capacidad de golpe de carga que la cadena tiene.

**Diámetro de paso.** Es el diámetro de un círculo teórico descrito por la línea central de la cadena cuando ella pasa sobre la rueda dentada (sproket) el D. P. De una rueda dentada llega normalmente por debajo de la punta del diente o del diámetro exterior (D. E. ) de la rueda dentada.

En el caso de transmisiones que tienen dientes mas cortos (tal como en el caso de las cadenas silenciosas), el diámetro de paso puede ser mayor que el diámetro del círculo que pasa por el extremo de los dientes.

**Transmisiones de cadena de rodillos.** Las transmisiones de cadena de rodillo son las mas comúnmente empleadas en la industria. Algunas de sus aplicaciones incluyen las transmisiones de trasportadores, las transmisiones de maquinaria, las transmisiones de sincronización, y algunas aplicaciones de montacargas. En el caso de los montacargas, las cadenas de rodillo se emplean a veces para levantar y bajar las orquillas. Otros ejemplos de uso de transmisiones de cadena en instalaciones industriales incluyen las barredoras mecánicas o aspiradoras, como así mismo la mayor parte de las maquina fotocopiadoras.

Debido a su empleo extensivo en toda la industria, se han desarrollado estándar para las cadenas de rodillo. Esta estandarización permite que las cadenas fabricadas por una compañía puedan ser intercambiadas sin mayores problemas por las que son fabricadas pro

otra compañía siempre que lleven un número de identificación similar. Frecuentemente, la preferencia en el empleo sobre otros está determinada por la experiencia personal del ingeniero de la planta, del personal de mantenimiento, o del fabricante que suministra la máquina.

La cadena de rodillos tiene esa designación debido a que los rodillos que hacen contacto con los dientes de la rueda dentada giran en torno a unos casquillos. Esta acción giratoria permite que el rodillo tenga un contacto rodante, y no tanto deslizante, con los dientes de la rueda dentada, disminuyéndose así el desgaste de la cadena. La acción deslizante interna tiene lugar entre el rodillo y el casquillo.

La mayor parte de las transmisiones de cadena de rodillo utilizan una sola rama de cadena. Las transmisiones de cadena de rodillos de alta potencia emplean frecuentemente varias ramas de cadena. Las cadenas múltiples de rodillos tienen los mismos tamaños que las cadenas simples de rodillo, pero sus anchuras son correspondientemente mayores. El paso, el ancho del rodillo, y el diámetro del rodillo son iguales. Las cadenas de rodillos son de una construcción simple que incluye placas conectadas por pasadores y rodillos que se encuentran entre las placas laterales. Las PLACAS LATERALES son de dos clases, según ellas pertenezcan a un ESLABÓN DE PASADORES o a un ESLABÓN DE RODILLOS. Los eslabones de pasadores van colocados por fuera de los eslabones de rodillos y conectan a estos últimos entre sí. Debido a esta combinación alternada de eslabones de pasadores y de rodillos, las cadenas se ordenan normalmente de modo que tengan un número par de pasos. Si no pudieran emplearse además con una cantidad de un par de pasos, pueden emplearse un eslabón de conexión compensador (que a veces se llama medio eslabón) con el objeto de agregar un paso.

Casi todos los fabricantes producen cadenas de transmisión de rodillos tanto del tipo estandarizado como del tipo no estandarizado. Las de este último grupo son cadenas especializadas cuyas capacidades son similares a las de las cadenas que cumplen las normas ASA, pero tienen algunas de sus dimensiones características diferentes, tales como el paso, la anchura de los rodillos, y otras. En general, estas cadenas se fabrican para aplicaciones especiales. Además de lo anterior, las cadenas que cumplen las normas se suministran en diversos materiales. Dichos materiales incluyen aceros y otros materiales de aleación, y cadenas prelubricadas.

Las cadenas sin rodillos se encuentran entre las diversas modificaciones existentes de las cadenas de rodillos estándar. Dicho tipo de cadenas se emplean frecuentemente como cadena como cadena de elevación en pequeñas grúas de brazo giratorios o en otros dispositivos pequeños de izamiento. También se emplean cadenas sin rodillos en aplicaciones en las cuales existen atmósferas arenosas o abrasivas que provocan importante desgaste de las superficies de contacto entre los casquillos y los rodillos. Sin embargo, las cadenas sin rodillos provocan un desgaste mayor de las superficies de contacto entre la cadena y los dientes de la rueda dentada o catarina. Pero este problema puede considerarse si se le compara con el desgaste de la cadena y con los demás problemas que se producirán empleando una cadena de rodillos.

**Cadenas de Doble Paso.** Ciertas transmisiones utilizan cadenas de rodillos de doble paso en lugar de la cadena de rodillos de paso simple. Las diferencias entre ambas son menores, con excepción de que la longitud de los pasos está duplicada. La cadena con el número ASA estándar 2040 tiene un paso de una pulgada. El "2" indica que se trata de una cadena cuya longitud de paso es igual al doble de la que corresponde a la cadena estándar #40 (de paso



igual a ½ pulgada). Todas las demás características de la cadena, tales como la anchura y el diámetro de los rodillos y el espesor de las placas laterales, no cambian. Este tipo de cadenas se emplean en aplicaciones de servicio liviano con velocidades bajas o moderadas y con grandes distancias entre los centros de las ruedas dentadas. La resistencia proviene más bien de las barras laterales y de los pasadores, que de la cantidad de los mismos incluidos en la cadena.

Las cadenas de doble paso se suministran también con el diseño sin rodillos. Además, algunas cadenas tienen rodillos de tamaños extra grandes que sobrepasan la altura de las placas laterales. Estos tipos, sin embargo, se emplean más frecuente en transportadores que en transmisiones.

**Cadenas de Placa.** No se emplean normalmente como cadenas de transmisión. Sólo se mencionan aquí por su similitud con las cadenas de rodillos. Las cadenas de placa se emplean frecuentemente en dispositivos de elevación tales como montacargas o como articulaciones tensoras en dispositivos de transmisión de movimiento. Una pequeña modificación de la cadena de placas es la denominada cadena para llaves de tuercas. Ambas son muy semejantes entre sí excepto que en la cadena para llaves de tuercas los pasadores conectores sobresalen de los lados de las cadenas. En la mayor parte de los casos, estas cadenas se emplean en las prensas de rodillos o en las llaves de tuerca utilizadas por los instaladores de tuberías y por plomeros.

**Cadenas de Transmisión Silenciosas.** Las cadenas silenciosas se parecen a las cadenas de placa en la apariencia del tipo entramado que se observan cuando están montadas. Sin embargo, la similitud llega solamente hasta ahí.

Las transmisiones de cadena silenciosa se han utilizado durante muchos años en aplicaciones industriales tales como las transmisiones de bomba, ventiladores, sopladores, y otras maquinarias pesadas. Debido al engranaje por acción directa del diente de la cadena de la catarina, este tipo de cadena se utiliza frecuentemente para transmisiones de cadena sincronizadora. Las cadenas silenciosas se suministran con pasos comprendidos entre 3/16 pulgada y 2 pulgadas, y con anchuras variables aproximadamente entre un 1/4 "hasta 20 pulgadas" el diseño de los pasadores conectores y los métodos de instalación varían de un fabricante a otro tales como las cadenas de rodillos, las cadenas silenciosas tienen un eslabón maestro o de conexión que permite la fácil instalación y remoción de la cadena.

La mayor parte de las cadenas silenciosas están fabricadas con aceros con alto contenido de carbón o con aceros aleados, todos ellos tratados térmicamente. Algunas cadenas se suministran, además, no corrosivos (inoxidables). Casi todas las cadenas corresponden a uno los siguientes tipos: simple, sin superficies de seguimiento, con una guía interior (simple o múltiple), o con una brida de seguimiento, exterior o lateral. Además de lo anterior, algunos fabricantes producen una cadena reversible que tiene perfil dentado sobre sus dos caras de contacto. Esto permite invertir la impulsión de la rueda dentada empleando la misma cadena y sin que esta deje transmitir potencia a las demás ruedas dentadas.

**Cadenas de transmisiones de acero.** Las cadenas de acero no están estandarizadas en grupos como las cadenas de transmisión de rodillos. Normalmente se emplean en transmisiones de servicio pesado de alta potencia nominal y de baja velocidad de la cadena o bajo número de rpm de la rueda dentada; aplicaciones de este tipo incluyen las transmisiones para tambores o bancos de gran tamaño, y las transmisiones para transportadores de servicio pesado. Las cadenas se dividen en dos clases generales con placas laterales RECTAS y las

cadenas con placas laterales CON INFLEXIÓN. Cada una de estas categorías debe ser subdividida en tipos de cadena con rodillos y sin rodillos. Las cargas de trabajo de las cadenas varían a partir de unas 1,000 libras hasta llegar a valores tan altos como las 20,000 libras.

Los tipos de cadena de rodillo usados más frecuentemente son los que tienen placas laterales con inflexión, y por esta razón, las describiremos aquí con más detalle que los otros tipos. Los de aquel tipo de cadenas de transmisión varían entre 1-1/2 pulgadas y 7 pulgadas. Este es un gran rango de variación si se le compara con el correspondiente a las cadenas de transmisión de rodillos o silenciosas que fueron discutidas previamente. Sin embargo, y debido a los mayores pasos, las cadenas tienen placas laterales de espesor y altura mayores, y rodillos de mayor anchura y diámetro. Estos son los factores que confieren a estas cadenas sus altas potencias nominales.

En cuanto a su construcción, la cadena de rodillos con placas laterales con inflexión es similar a la cadena de rodillos. Los rodillos están fijos sobre unos casquillos que mantienen juntas las placas laterales en la parte más angosta de la cadena. Los pasadores de la cadena pasan a través de los casquillos y conectan entre sí las partes más separadas de las placas laterales. Los pasadores pueden ser remachados o fijos mediante chavetas de dos patas para ir formando así el tramo de cadena. Este tipo de construcción con placas laterales con inflexión, permite que la cadena pueda ser suministrada en múltiplos cualesquiera de un paso. Por ejemplo, usted puede tener una cadena de 47, 48 o 49 pasos sin necesidad de tener ningún eslabón conector especial.

Cuando se emplean cadenas sin rodillo con placas laterales con inflexión, se acostumbra incrementar el espesor de la pared del casquillo de la cadena. Esto se hace así para

contrarrestar la acción deslizante de la cadena en sus puntos de contacto con la rueda dentada. Los casquillos pueden ser soldados o montados a presión en la garganta mas angosta del eslabón. El procedimiento que se utilice lo determina la compañía que produce la cadena. En algunos casos se emplean simultáneamente el montaje a presión y el soldado como medios para garantizar un empalme firme.

**Cadenas de transmisión de fundición.** Las cadenas de fundición para equipos de transmisión se emplean en muchas plantas industriales. Sin embargo, sus aplicaciones no se encuentran tanto en los campos de la alta velocidad o del control de precisión, sino que mas frecuentemente, en situaciones en que las condiciones operacionales anormales incluyen las atmósferas químicas corrosivas, el polvo, el agua, (tanto cuando se trata de neblina o de inmersión en agua), y el calor. Las propiedades que permiten el funcionamiento satisfactorio de estas cadenas bajo condiciones adversas, se derivan directamente del material de que están hechas.

Básicamente, la mayor parte de las cadeneas están hechas de hierro maleable. Con el objeto de mejorar su resistencia y sus características en cuanto al transporte de carga, los fabricantes emplean diversos procesamientos para elevar la calidad del hierro maleable y transformarlo en un producto de alta resistencia. Estas cadenas de alta resistencia consiguen también una superficie más durable o más resistente a las condiciones atmosféricas. Los eslabones de la cadena se sujetan mediante remaches o pasadores de acero tratados térmicamente. En algunas aplicaciones, los pasadores son de latón o de otros metales no corrosivos.

La mayor parte de los fabricantes de cadenas suministran productores similares que pueden ser utilizados en forma intercambiable. Sin embargo, deben tomarse todas las precauciones para garantizar que todas las dimensiones de las diferentes cadenas sean lo suficientemente similares. Se producirán diversos problemas si no se tiene el suficiente cuidado al respecto.

Las cadenas de transmisión fundidas se producen con una gran variedad de longitudes de paso que aproximadamente varían entre 1-1/2 pulgada a 4 pulgadas. Ocasionalmente, usted podrá encontrar cadenas con pasos de hasta 6 pulgadas. Sin embargo, estos tamaños mayores no son usados frecuentemente en las transmisiones. La carga de trabajo de la cadena varía entre las 500 y las 5,000 libras.

**Ruedas dentadas.** Existen unas pocas características comunes a todas las ruedas dentadas, ya sea que éstas estén fabricadas de acero, de acero fundido, de hierro fundido, o que se empleen en transmisiones de cadena de precisión o del tipo de fundición. Las ruedas dentadas más grandes tienen generalmente agujeros de aliviamiento con el objeto de reducir el peso de la rueda dentada. Si bien estas ruedas dentadas no son en realidad del tipo con brazos, pueden ser consideradas como tales porque se les asemejan. Tanto las de masa sólida como las del brazo pueden ser de construcción partida, tales como la señala la ilustración. Este tipo de construcción partida facilita la instalación de la rueda dentada en áreas que serían inaccesibles de otro modo.

Una variante del tipo con masa sólida tiene la dentadura compuesta de segmentos que se atornillan a la masa. Sin embargo, este tipo de ruedas dentadas no se usa frecuentemente en transmisiones, y sólo se menciona aquí con el objeto de que usted sepa que tal tipo puede ser suministrado.

Los dientes de la mayor parte de las ruedas dentadas fabricadas de acero son endurecidos después del torneado para conferirles una vida útil más prolongada al desgaste. Los dientes (o toda la corona exterior) de las ruedas dentadas de hierro fundido se funden en un molde especial para **TEMPLADO SUPERFICIAL** (acero frío). De esta manera se obtiene una superficie de desgaste dura sobre toda la superficie del diente.

Debido a las restricciones de espacio existentes a veces para la instalación o montaje de las cadenas de transmisión de rodillos, los enchufes de las ruedas dentadas son fabricados según diseños muy diferentes.

Se puede observar que las ruedas dentadas del tipo A son planas y no tienen ningún tipo de enchufe. Las ruedas dentadas del tipo A van montadas generalmente en bridas o enchufes del propio dispositivo que están impulsando. Esto se logra mediante una serie de agujeros (sencillos o provistos de rosca hembra). Las ruedas dentadas del tipo A se utilizan también en embragues de fricción con transmisión de cadena.

Los enchufes de las ruedas dentadas del tipo B van embutidas a ras por un lado y se prolongan levemente por sobre el otro. La prolongación del enchufe por un lado permite montar la rueda dentada de modo que quede muy cerca de la máquina en la cual va montada. Esto elimina el efecto de grandes cargas en cantiliver sobre los cojinetes del equipo. Las ruedas dentadas del tipo B se emplean generalmente como ruedas dentadas impulsoras, o de menor diámetro, de la transmisión.

Los enchufes del tipo C se extienden hacia fuera de ambas caras de la rueda. Generalmente se emplean como ruedas dentadas impulsoras, en cuyo caso el diámetro de paso es mayor y el eje tiene que soportar más peso. En todo los casos, la selección del

enchufe queda determinada por la magnitud de la carga. Naturalmente, si la carga es mayor, mayor deberá ser el enchufe de la rueda dentada.

Ocasionalmente se emplea un cuarto tipo de rueda dentada que se conoce como tipo D. Básicamente, consiste en el empleo de un enchufe sólida o partida sobre el cual se a montado una rueda montada de tipo A. Las rueda dentada del tipo A es partida y va atornillada al enchufe, pudiendo removerse por secciones.

Según cual sea la aplicación de que se trate, los enchufes B, C, y D, se suministran provistas de un agujero taladrado simple, o bien, de tornillos de fijación y/o cuñeros. En el caso de ruedas dentadas que vayan a emplearse como ruedas dentadas libres o en dispositivos para tensar la cadena, el agujero debe ser liso la fijación de la rueda dentada se obtiene entonces mediante placas de bloqueo u otros dispositivos. En la mayor parte de los casos, las ruedas dentadas se utilizan en transmisiones y por lo tanto, deben de estar provistas de un asiento para cuña y de uno o dos tornillos de fijación.

Las ruedas dentadas de transmisión tienen muy frecuentemente CUÑEROS AHUSADOS. Al martillar la cuña para fijar en su posición, se consigue un efecto de acañamiento. No se proporciona tornillos de fijación con ese tipo de cuña. La cuña puede tener una cabeza en su extremo mayor con el objeto de facilitar su remoción después de haberla insertado. Cuando se emplean cuñas, se utilizan enchufes de mayor diámetros con el objeto de conferirles la resistencia adicional necesaria para la debida transmisión de la fuerza motriz. Ciertos enchufes puede tener casquillos cónicos en lugar de agujeros rectos y cuñeros.

En las transmisiones que emplean cadenas de doble paso se utilizan dos tipos ruedas dentadas. Estas ruedas dentadas se suministran generalmente en placa sólida y pueden ser de SERVICIO SIMPLE O DE SERVICIO DOBLE. La rueda dentada de servicio simple

engrana la cadena de cada uno de sus puntos. La rueda dentada de servicio doble tienen un número de impar de dientes espaciados a distancias iguales a la mitad de paso. En cada vuelta, un diente diferente engranara la cadena. Se duplica así la vida útil de los dientes de la rueda dentada. Casi todos los dientes de las ruedas dentadas para cadena pueden también invertirse en cortos periodos de tiempo si esto fuera necesario en emergencias.

Se señaló anteriormente, que la cadena de transmisión no son tan flexibles como las correas de transmisión en V. Por esta razón, deben tomarse ciertas precauciones durante la instalación de dichas cadenas. De hecho, la instalación de cadenas de transmisión no es un procedimiento muy complicado siempre que se observe las siguientes etapas simples:

1. Los ejes impulsores e impulsado deben de estar nivelados y alineados paralelamente. Esta alineación puede lograrse por diversos medios tales como la medición como Vernier o calibradores o mediante una barra espaciadora.
2. La alineación de las ruedas dentadas deberá también verificarse con una canto recto colocado sobre la cara de la rueda dentada.
3. Instale la cadena de modo que quede un poco bombeada en el lado flojo y que el lado impulsor quede tensado. (el abombamiento de la cadena debe ser aproximadamente  $\frac{1}{4}$  de pulgada por cada 10 pulgadas de distancia entre los centros de la rueda dentadas.)
4. Instale las protecciones de la cadena para garantizar la seguridad del todo personal de la planta.
5. Asegúrese de que la cadena recibirá la lubricación debida.
6. Verifique periódicamente las señales de desgaste de la cadena de transmisión y el estado de los aceites lubricantes.



7. Emplee exclusivamente practicas de trabajo seguras al instalar la cadena de transmisión. En dichas practicas no debe incluirse solamente las técnicas adecuadas de trabajo, sino que también el empleo en la debida forma de las herramientas y equipos mecánicos.

### **2.3.3 Reductores de Velocidad**

En esta parte se describen los reductores de velocidad más comunes, que incluyen reductores de ejes paralelos y en línea. También se explican los reductores de engranajes de ejes de ángulo recto y verticales.

#### **¿Por qué usar Reductores de Velocidad?**

Los reductores de velocidad generalmente se utilizan en plantas industriales para reducir la velocidad entre un motor y la parte impulsada por el mismo. Esta reducción de velocidad en el reductor puede ser parcial o completa. Cuando la reducción es parcial, se emplea otro medio para reducir la velocidad, frecuentemente transmisiones de banda en V o transmisiones de cadena. Cuando el reductor realiza la reducción completa, el eje de entrada del reductor va acoplado al motor impulsor y el eje de salida va acoplado directamente a la máquina impulsada.

Los reductores utilizados en plantas industriales varían en su tamaño, de reductores de potencia menor de un caballo, de reducción sencilla, a reductores de reducción múltiple que pesan de cien caballos de fuerza. Generalmente es el fabricante del equipo, que suministra la máquina, el que determina el tamaño, tipo de selección del reductor utilizados con un componente específico de equipo. Si una planta compra un reductor, la selección del

reductor normalmente está a cargo del ingeniero de la planta. También es posible consultar al departamento de mantenimiento para determinar si se desea un reductor específico.

### **2.3.3.1 Reductor Concéntrico-Colineal “sin engranes” de Sumitomo**

#### **Reductores de Ejes Concéntricos o bien Colineal**

Los reductores de Ejes Concéntricos son uno de los tipos más comunes utilizados en la industria. También se les llama reductores en línea, motores de engranaje y motorreductores.

Los reductores concéntricos pueden ser impulsados por un motor, o por otros medios. Si se trata de un reductor concéntrico, el motor puede estar montado en la misma base que el reductor, o montado en una base atornillada al reductor mismo. Además, algunos motores tienen montaje Integral, con el alojamiento del reductor concéntrico (es decir, forman parte del alojamiento).

Básicamente, los alojamientos de reductores son de hierro fundido, acero fundido o acero soldado, según el fabricante. Cada tipo de alojamiento tiene sus propias ventajas específicas. Los ejes (entrada y salida) del reductor normalmente van montados en una línea centro común, pero son de construcción partida. El eje partido es necesario para permitir las dos velocidades diferentes de los ejes. La transferencia de fuerza y reducción de engranajes ulterior entre los ejes partidos se obtienen mediante el uso de ejes intermedios o ejes locos. Generalmente su montaje es descentrado (a un lado o hacia abajo) con relación a los ejes de entrada y de salida. En el caso de una unidad de reducción sencilla, los ejes de entrada y de salida se colocan en la misma línea vertical, pero con un eje longitudinal horizontal diferente.

La mayoría de los reductores de ejes concéntricos se pueden instalar en unidades estándar, de reducción sencilla hasta reducción cuádruple. Todos los reductores concéntricos cuentan

con bloques o patas de montaje en el fondo o base del reductor. Estas patas permiten el montaje del reductor sobre una máquina u otra estructura. Es posible montar los reductores con los ejes en posición horizontal (derechos o girados) o lateral en un muro. También se los puede montar con el eje vertical a través de sus montajes normales de patas. Además, se fabrican soportes con formas especiales para la mayoría de los reductores, que permiten montarlos con el eje vertical sobre una superficie horizontal.

Los montajes verticales deben realizarse con cuidado como consecuencia de los requerimientos especiales de los obturadores de aceite. Con los ejes en una posición horizontal, el nivel del aceite no es lo suficientemente alto como para que se produzcan fugas, y los sellos de aceite suministrados son adecuados.

El principio del REDUCTOR CYCLO fue desarrollado y promovido por el Sr. Lorenz Baren de Alemania, comenzando la producción comercial inicial en 1931 por Cyclo Getriebebau Lorenz Baren K.G. en Munich. Bajo un acuerdo de licencia de Cyclo Getriebebau, Sumitomo condujo extensas investigaciones teóricas y de laboratorio para mejorar el Reductor Cyclo creado en Alemania. Como consecuencia de esto, en 1939 estaba comercialmente disponible una unidad compacta y liviana con tamaños desde 1/16 HP hasta 300 HP con la marca REDUCTOR CYCLO DE SUMITOMO.

Desde el inicio de la producción en 1939 y hasta la fecha, se han fabricado y comercializado una cantidad total de 5'000,000 de unidades Reductores Cyclo de Sumitomo en todas las ramas de la industria.

Sumitomo es fabricante y proveedor líder de equipos de engranes para transmisiones en Japón, equipado con las instalaciones de producción más modernas, incluyendo máquinas de procesamiento automatizado y un laboratorio de investigación bien equipado. Si bien la producción actual del Reductor Cyclo es mayor que 20,000 unidades por mes, se espera que esta producción aumente muchas veces dentro de los próximos años. La investigación constante tiene lugar simultáneamente con el desarrollo de materiales y técnicas de producción para mayores mejoras del Reductor Cyclo.

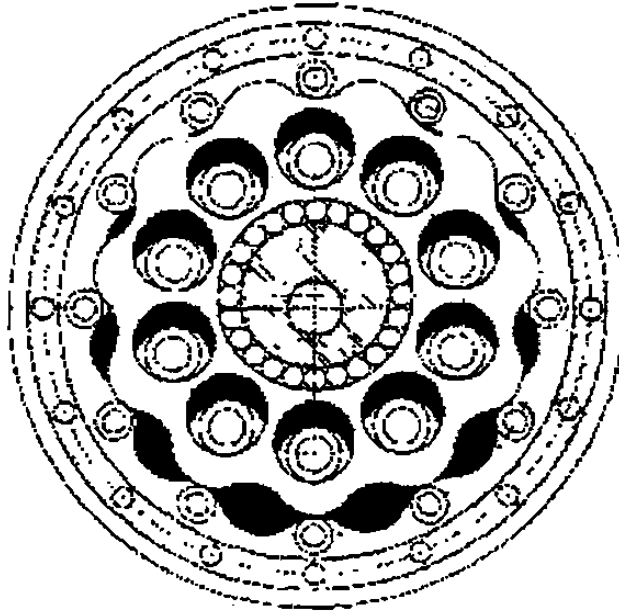
Si bien el Reductor Cyclo de Sumitomo y el Reductor Cyclo alemán están basados en el mismo principio común, por razones de diferencia en ideas de diseño y métodos de fabricación, no pueden intercambiarse las piezas.

### **Información General**

**El nombre CICLO.** Se deriva de la palabra griega KYKLOS que significa círculo y se refiere al disco SM-CYCLO cuyo perfil externo describe una curva cicloidal.

#### Más de 60 años Desarrollando el Producto

El principio único de operación del SM-CYCLO fue inventado por el ingeniero alemán, Lorenz Baren en 1931. Su ingenioso diseño ha continuado su desarrollo progresivo hasta la fecha. Mas de 6,000,000 unidades vendidas Los reductores de velocidad SM-CYCLO se emplean cotidianamente en industrias en todo el mundo reemplazando las unidades convencionales como la helicoidal, el tornillo sin fin, el engrane cónico y el cilíndrico de dientes rectos.



### **Muchas Opciones...**

para la transmisión de energía mecánica y eléctrica se encuentran en el rango de productos SM-CYCLO. La solución viable es SM-CYCLO.

#### Experiencia en la Transmisión de Energía

Además de amplios conocimientos de aplicación, contamos con 60 años de experiencia en la transmisión avanzada de energía.

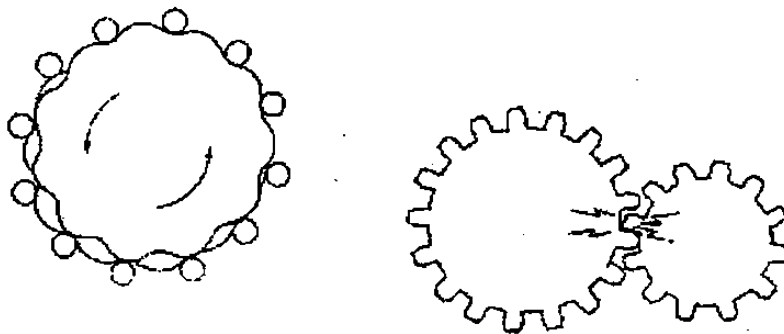
#### Soporte Técnico para el Producto en Todo el Mundo

Nuestros centros de producción y distribución en todo el mundo brindan un soporte técnico rápido y competente además de ofrecer asistencia en el diseño, selección de aplicaciones, instalación y servicio post-venta.

## **Características y Beneficios**

### Extraordinaria confiabilidad – 2 años de garantía

Los reductores de velocidad CICLO son reconocidos por su excelente confiabilidad y larga vida útil – 20 años de servicio libre de problemas no es una condición inusual. Esta confiabilidad se debe en parte a los estrictos controles de calidad en las especificaciones de material y a los cuidadosos procedimientos de ensamble. Pero también se debe a la ausencia total de fricción de deslizamiento. *Los reductores de velocidad SM-CYCLO y motores de engranes correctamente dimensionados y seleccionados están cubiertos por una garantía por dos años.*

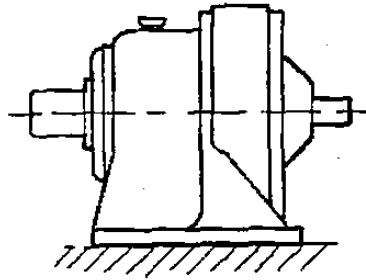


### **Capacidad de Sobrecarga de Choque del 500%**

**El sistema SM-CYCLO tiene muchos puntos de contacto simultáneos lo que garantiza que las cargas de choque se distribuyan entre aproximadamente dos terceras partes de los dientes cicloidales, de manera que puede soportar cargas de choque intermitentes y momentáneos de hasta 500% sobre el momento de torsión nominal.**

### Tamaño Compacto

Existen relaciones de reducción de 6:1 hasta 119:1 para el de fase única. Las fases triples de reducción ofrecen relaciones de casi 1,000,000:1.



### **Economía**

Costo inicial competitivo, alta confiabilidad, larga vida útil y mantenimiento mínimo le dan la ventaja de economía superior a los reductores de velocidad SM-CYCLO al compararlos con las cajas de engranes tradicionales.

### Ideal para Aplicaciones de Ciclado Frecuente

Debido a la baja inercia, el reductor de velocidad SM-CYCLO, cuando se dimensiona correctamente, es ideal para trabajos de paro-y-arranque y reversas frecuentes.

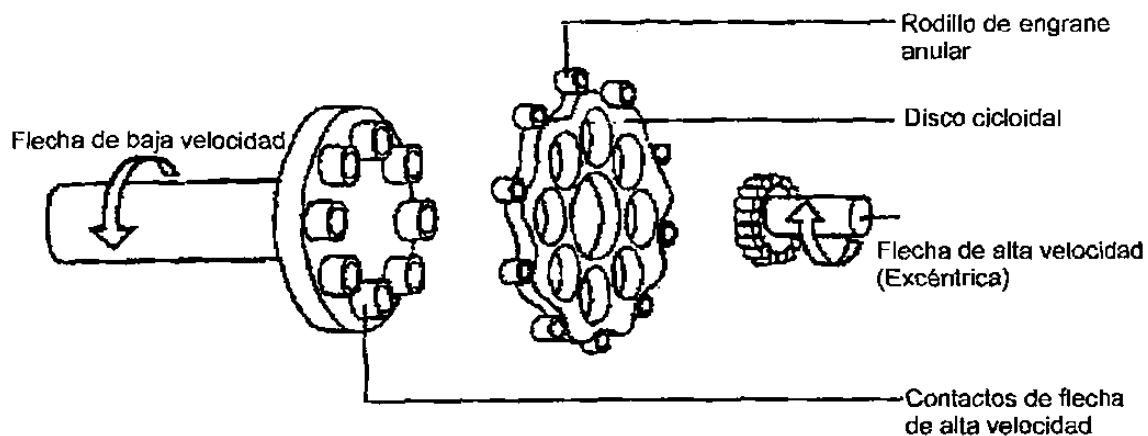
### Bajo Nivel de Ruido

Comparado con el contacto deslizante de dientes de los engranes convencionales, el contacto corrido del sistema SM-CYCLO brinda un bajo nivel de ruido.

## Principio de Operación

El sistema de reducción de velocidad del SM-CYCLO se basa en un principio ingeniosamente sencillo brindando muchos beneficios al diseñador y usuario de motores de transmisión de energía. Básicamente, el reductor de velocidad consta de sólo tres partes principales movibles:

- flecha de entrada de alta velocidad con leva excéntrica y rodamiento de rodillos integrados
- discos cicloidales
- conjunto de flecha de baja velocidad



Conforme gira la leva excéntrica, gira los discos cicloidales alrededor de la circunferencia interna del engrane anular estacionario. La acción resultante es similar a la de una rueda girando alrededor el interior de un anillo. Conforme se desplaza la rueda (disco cicloidal) en sentido de las manecillas del reloj alrededor del anillo (caja del engrane anular), la rueda misma gira lentamente sobre su propio flecha en sentido contrario a las manecillas del reloj. En el sistema SM-CYCLO el perfil cicloidal alrededor de la orilla externa del disco encaja progresivamente con los rodillos de la caja fija del engrane anular para producir una rotación



inversa a velocidad reducida. Para cada revolución completa de la flecha de alta velocidad, el disco cicloidal gira un paso cicloidal de dientes en dirección opuesta. En general, el disco tiene un diente cicloidal menos que los contactos de la caja fija del engrane anular, dando por resultado que las relaciones de reducción sean numéricamente iguales al número de dientes cicloidales del disco. (NOTA: En algunas relaciones, el disco cicloidal tiene dos dientes menos que el número de contactos de la caja del engrane anular.)

La rotación reducida de los discos cicloidales se transmite a la flecha de baja velocidad por medio de los contactos de la flecha de baja velocidad y los rodillos que encajan en los agujeros ubicados alrededor del centro de cada disco.

Normalmente se usa un sistema de dos discos con doble leva excéntrica que incrementa la capacidad de torsión y brinda una transmisión excepcionalmente suave y libre de vibraciones.

## **Información Básica y Recomendaciones**

### Construcción Resistente

Las cajas del SM-CYCLO están hechas de hierro fundido gris GG20, salvo para los dos tamaños más pequeños que los el 4075 y 4085 que están hechos de aluminio, y las cajas de los tamaños 4205-4265 son de hierro dúctil. Todos los componentes de transmisión de energía están hechos de acero endurecido, templado y molido. Las unidades estándar cuentan con sellos para el aceite de la flecha de Caucho Nitrílico (NBR, DIN 3760). El acabado exterior del motor de engranes, un esmalte a base de agua, corresponde al verde oscuro Pantone 567C y resiste los ácidos suaves y álcalis, además de ser resistente a la luz e

impermeable. Las unidades lubricadas de aceite (tamaños 4130 al 4275) incluyen un indicador del nivel de aceite, filtro de aceite y tapón de ventilación de aire.

#### Potencia de Servicio del Motor

Los reductores de velocidad SM-CYCLO estándar están diseñados y construidos para brindar un servicio prolongado, libre de mantenimiento, durante 8 horas diarias bajo condiciones de carga uniforme. Cuando el uso implica condiciones más severas, las potencias de servicio de catálogo se deben dividir entre el adecuado factor de servicio, o bien la carga real se debe multiplicar por dicho factor.

#### Sobrecargas Excepcionales

Si se selecciona correctamente, el reductor de velocidad SM-CYCLO manejará sobrecargas intermitentes de choque de hasta un 500%. Aún para usos de trabajo pesado, las unidades están garantizadas por 2 años a partir de la fecha de envío, sujetas a nuestros términos y condiciones estándar de venta.

#### Dirección de la Rotación del Flecha

Para las unidades de reducción simple y triple, la flecha de baja velocidad gira en dirección opuesta a la flecha de alta velocidad.

Para las unidades de reducción doble, los flechas de baja y alta velocidad giran en la misma dirección. En todos los tipos de reducción, las flechas de alta y baja velocidad son coaxiales.

### Eficiencia

La torsión de salida y la potencia marcadas en nuestras fórmulas de selección se calculó tomando en cuenta las siguientes eficiencias: 95% para unidades de reducción sencilla, y 85% para las de reducción doble, con la excepción de relaciones muy altas en los casos en los que la fase de entrada puede estar operando muy por debajo de su capacidad nominal. En estos casos, se recomienda una potencia mínima de entrada en la tabla y esta potencia quedará limitada por la cifra de torsión nominal de salida, no por la potencia de entrada; es decir, no se debe aplicar la potencia total de catálogo.

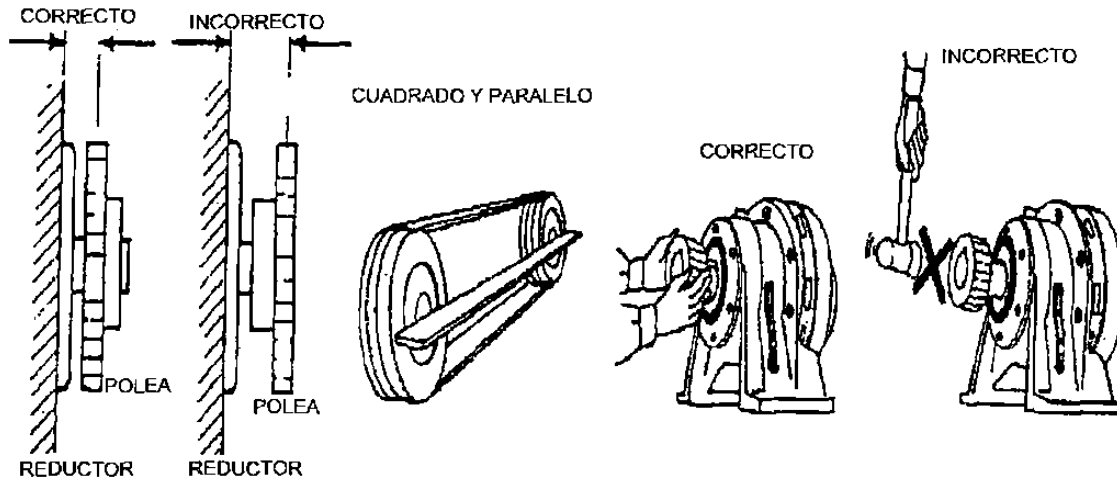
### Temperatura Ambiente

Los reductores de velocidad SM-CYCLO pueden trabajar en un rango de temperatura ambiente desde -10 grados Centígrados hasta +50 grados Centígrados. Para temperaturas ambiente mayores o menores, favor de contactar a **SUMITOMO Machinery of America.**,

### Conexión de Flechas

Las poleas, ruedas dentadas y piñones se deben montar lo más cerca posible al cojinete de la flecha, evitando colocar el punto efectivo de carga radial más allá del punto medio de la flecha protuberante con el fin de evitar una carga innecesaria sobre el cojinete y la distorsión de la flecha. Las bandas y cadenas no deben apretarse de más. Una instalación cuidadosa y precisa es esencial para obtener los mejores resultados y una operación libre de problemas. Durante la instalación, se deben verificar los flechas para asegurar que estén paralelos y nivelados. La precisión de la alineación después del montaje se puede verificar con un cordón o un nivel apoyado en las caras de la rueda dentada o los cubos de las poleas.

Los acoplamientos deben ser correctamente alineados a los límites especificados por el fabricante y verificados cuidadosamente antes del arranque inicial. El diámetro de la perforación del acoplamiento y la tolerancia deben ser apropiados para el diámetro de la flecha de la caja de engranes y la tolerancia para obtener el ajuste deseado.



### Control de Carga del Flecha

Cuando la energía se transmite a través de engranes cilíndricos de dientes rectos, bandas, poleas o cadenas, se aplican fuerzas radiales a las flechas. Las capacidades de carga radial se calculan a partir del centrado de carga y se comparan con la carga radial permitida.

### Instalación

Se debe instalar y operar los MOTORES SM-CYCLO de acuerdo con los códigos locales y nacionales de seguridad vigentes. Siempre se debe contar con los protectores adecuados para las flechas giratorias.

### Consideraciones para el Montaje

Se deben montar las unidades lubricadas con aceite horizontales y verticales sobre planos exactos, cuando sea posible. Cuando son montadas sobre superficies inclinadas, se requieren modificaciones menores ya que el montaje inclinado puede bajar el nivel de aceite. Sin embargo, si se sobre-llena la unidad con aceite, puede provocarse una fuga por el ventilador de aire, lo que causaría un espumado y agitado y, consecuentemente, el sobrecalentamiento. Favor de comunicarse con SUMITOMO Machinery Corporation of America.

### Información de Lubricación

Las unidades SM-CYCLO más pequeñas hasta el tamaño 4125 y algunas unidades de reducción múltiple se lubrican con grasa.

Todas las unidades de mayor tamaño son lubricadas con aceite.

### Unidades Lubricadas con Grasa

Todas las unidades lubricadas con grasa son engrasadas desde la fábrica y están listas para usarse.

#### a) Engrasado de por Vida

Las unidades SM-CYCLO hasta el tamaño 4125 están engrasadas de por vida y son apropiadas para cualquier posición de montaje. Se llenan de grasa SHELL ALVANIA #2 y no requieren de mantenimiento por 20,000 horas de operación o de 4 a 5 años.

#### b) Otros Tipo de Engrasado

Las unidades engrasadas mayores que la 4125, normalmente vienen con grasa SHELL ALBANIA #2. Estas unidades cuentan con boquillas de grasa y tapones de ventilación que permiten el engrasado periódico.

### Unidades Lubricadas con Aceite

Las unidades lubricadas con aceite se deben llenar al nivel correcto de aceite antes de su operación. El aceite a usar debe tener la viscosidad apropiada de acuerdo a la temperatura ambiente de instalación. Para una lista de tipos de aceites y grados de viscosidad recomendados, consulte nuestro Manual de Operación y Mantenimiento.

<b>REDUCTORES Y MOTORREDUCTORES SM-CYCLO</b>	
<b>CARACTERÍSTICAS Y BENEFICIOS</b>	
<b>CARACTERÍSTICAS</b>	<b>BENEFICIOS</b>
Indicador de nivel estándar en unidades lubricadas con aceite.	Medio positivo de indicación de aceite
Sin dientes que pueden romperse y evitar la rotación.	Servicio confiable; sin fallos catastróficos
Lubricación a salpique cuando se llena con aceite; grasa dosificada cuando se lubrica con grasa	Medio positivo de aceite o prevención de fugas garantizada debido al empaque de grasa.
La capacidad térmica excede la capacidad mecánica	Sin limitaciones de capacidad térmica
Los accesorios de engrase se proporcionan normalmente.	No se requiere el desarmado para engrasar los rodamientos
Se recomiendan los cambios de aceite a intervalos liberales, según las condiciones de servicio.	Requiere un bajo mantenimiento.
No se necesitan herramientas especiales, indicadores ni el adiestramiento del personal de mantenimiento para realizar el servicio. Construcción sencilla.	Tiempo improductivo mínimo por servicio y reparaciones
Periodo completamente garantizado; no está limitado por las horas de funcionamiento	Garantía de dos años
Dos tercios de los dientes en contacto total en todo momento.	500% de capacidad de sobrecarga
El más compacto de todos los reductores; hasta 87:1 en una etapa	Es el conjunto de mayor potencia disponible.
Alta eficiencia: 92% de eficiencia promedio, relación de 6:1 a 87:1	Mínima pérdida de par debido a fricción.
Contacto rodante en lugar del chirrido y la	Funcionamiento suave y silencioso.

fricción por deslizamiento de los engranajes convencionales.	Funcionamiento sin vibraciones y larga vida útil
Todas las etapas de reducción funcionan a velocidades bajas; solo el eje del motor gira a alta velocidad.	
Sin tren de engranajes	Diseño de inercia baja; no hay masas de engranajes para arrancar y detener.
Diseño modular para múltiples unidades de reducción	Elevadas relaciones de reducción disponibles en un amplio rango de combinaciones. Se <i>mantiene</i> un diseño compacto y eficiente.
Componentes de alta calidad	Servicio sin problemas, garantizado durante dos años completos.
Rodamiento de níquel cromo 52100- acero 57-63rc	Discos cicloidales
Acero forjado 1045	Eje de salida
Rodamiento de níquel cromo 52100- acero 60rc	Rodillos
Hierro fundido SAE grado 20a 30	Alojamiento para las coronas dentadas
Hierro fundido SAE grado 20a 30	Alojamiento de salida
Labio doble, cargado por resorte (-10a +250°F)	Sellos de aceite

### 2.3.3.2 Reductores de Flechas Paralelas

Después de los reductores en línea, el segundo tipo de reductores utilizados en la industria, en orden de importancia, es el de reductores DE EJES PARALELOS. Estos reductores generalmente se construyen en un alojamiento en forma de caja. Los alojamientos son de hierro fundido, acero fundido y acero soldado, tal como los reductores concéntricos. Frecuentemente, los fabricantes que producen alojamientos fundidos también producen alojamientos de acero soldado para modelos especiales que no forman parte de su gama estándar.

Los reductores de EJES PARALELOS son de distintos tamaños y formas. Por su diseño de tipo abierto, generalmente tienen engranes más grandes y por lo tanto, tienen mayor capacidad en cuanto a la potencia y al par, y una variedad más amplia de relaciones de reducción, que los reductores del tipo concéntrico más compactos. Por este motivo, los reductores de ejes paralelos son más versátiles en su uso.

Los reductores de ejes paralelos se utilizan para el manejo de materiales a granel, transportadores y otros equipos. Además, los reductores se utilizan frecuentemente en grandes hornos secadores de la industria del cemento, de abonos y otras materias primas, que requieren el secado o la limpieza en tambor de los productos. Los reductores de ejes paralelos pueden tener reducciones sencillas, dobles o triples, con relaciones de transmisión de hasta 300:1. Las velocidades de entrada o motrices varían entre varios cientos y varios miles de RPM. Cuando un motor de 3600 RPM impulsa un reductor con una relación de 40:1, la velocidad del eje de salida es de 90 RPM. Las unidades de ejes paralelos están destinadas a funcionar como reductores de velocidad, y pocas veces se utilizan como incrementadores de velocidad.

La mayoría de los reductores de ejes paralelos tienen engranes helicoidales sencillos, aunque en algunos casos se utilizan engranes rectos. Para reducir el empuje del eje generado por los engranes helicoidales dobles. Estos están cortados como para que los ángulos de los dientes formen una configuración en v, sin que los dientes se encuentren en el centro. Además, algunos fabricantes de reductores utilizan engranes bihelicoidales en los que los dientes del engrane se encuentran en el centro.

La mayoría de los fabricantes tratan de mantener todos los ejes de engranes en el mismo eje longitudinal. Este eje longitudinal también es el punto en el que se parte la caja de engranes, y facilita el maquinado, sirviendo al mismo tiempo de punto de referencia para la caja de engranes. Sin embargo, en varios tipos cuádruples, uno de los ejes se coloca debajo de la línea central para permitir una relación de reducción adicional sin extensión del largo de la caja.



La mayoría de los reductores, vistos en la planta tienen un flujo de potencia con una configuración en “Z”. El eje de entrada está en un extremo y un lado del reductor y el eje de salida en el extremo y el lado opuestos. En una planta hay muchas variantes de este tipo de reductor. Por ejemplo, el flujo de energía puede tener forma de “U2 con los ejes de entrada y de salida del mismo lado, o bien forma de “T”, con el eje de entrada en el centro de un lado y los dos ejes de salida en el otro lado y en extremos opuestos.

Los cojinetes de los reductores de ejes paralelos, al igual que en el caso de los reductores de ejes concéntricos, pueden ser cojinetes de bolas de una o dos hileras, o bien cojinetes de rodillos cónicos. Los cojinetes generalmente se mantienen en su posición por una combinación de salientes de retención, anillos sujetadores y placas de fijación. Pueden estar en el alojamiento de engranes y en los ejes. Aunque los cojinetes antifricción son los más utilizados, por su rendimiento probado y su vida de servicio prolongada, algunas unidades más antiguas que siguen en servicio tal vez están equipadas con cojinetes colados o guarnecidos con metal blanco.

La lubricación utilizada comúnmente en los reductores de ejes paralelos es la del tipo de salpicadura, pero con limitaciones. En la mayoría de los casos, las RPM lentas de algunas unidades no proporcionan aceite suficiente en todos los puntos de lubricación. Normalmente se los complementa con sistemas de lubricación a presión.

También surgen otros problemas cuando se utiliza lubricación de salpicadura en los reductores de engranes paralelos. Uno de estos problemas resulta de los distintos diámetros de los engranes. Si sólo se utilizara el engrane más grande para hacer salir aceite del depósito, sería muy poco el aceite que llegaría a los ejes de entrada de alta velocidad cuando la unidad fuera puesta en marcha por primera vez. Por consiguiente, los dientes de engrane se

desgastarían mucho y se picarían después de un período breve de funcionamiento. Para superar este inconveniente, la mayoría de los fabricantes suministran sistemas de lubricación a presión, o más frecuentemente, una serie de depósitos secundarios o presas de aceite para retenerlos a distintos niveles dentro de la caja de engrane. Esto garantiza la lubricación constante de todos los engranes, sea cual fuere su posición dentro de la caja, su velocidad, o su altura relativa. Además, los cojinetes que sustentan al eje también tienen a veces pequeños depósitos de retención que mantienen el nivel adecuado de aceite en el cojinete. Esto garantiza un suministro de aceite para los cojinetes en todo momento. Al introducirse más aceite salpicado a los cojinetes, el exceso rebasa el depósito y vuelve al depósito principal de aceite.

Otro problema de lubricación se produce a menudo cuando los reductores de ejes paralelos se acercan a su NIVEL TÉRMICO NOMINAL. Cuando se genera calor excesivo dentro del reductor, hay que recurrir a algún medio para enfriar la unidad, y frecuentemente, para enfriar también el aceite lubricante. Para enfriar la unidad, la mayoría de los fabricantes monta un ventilador en el eje de alta velocidad de la unidad para que haga atravesar aire por la unidad. Esto elimina el calor por el método de convención y es muy eficaz. En casos en los que el nivel térmico nominal supera la capacidad de enfriamiento del ventilador, el enfriamiento del aceite lubricante ayudada a enfriar los engranes y otras piezas. En estos usos, el aceite circula por acción de un sistema a presión. El aceite sale del depósito (de ubicación interna o externa en el reductor), circula a través del intercambiador de calor, y luego llega a los engranes. En temperaturas frías, se utiliza un sistema a presión con unidades calefactoras en lugar de unidades enfriadoras. Estas aumentan la temperatura del aceite y contribuyen a calentar el reductor.

Los engranes helicoidales son variantes de engranes cilíndricos. De hecho, se parecen a un engrane cilíndrico en el cual los dientes estuviesen dispuestos en un ángulo que se denomina **ÁNGULO TIPO HÉLICE**. El ángulo de la hélice varía entre los 7 y los 23 grados, dependiendo del fabricante y de la aplicación de que se trate, y los engranes pueden tener ángulos de la hélice con rotación a la derecha o con rotación a la izquierda. Los engranes que tiene sólo un ángulo de hélice se denominan engranes helicoidales simples, y los que tienen dos hélices se denominan engranes helicoidales dobles.

El uso de la palabra “normal” significará que la medición ha sido hecho en una dirección perpendicular al eje del diente, mientras que el uso de la palabra “lineal” significará que la medición ha sido hecha en la dirección de rotación.

**PASO CIRCULAR LINEAL:** Es la distancia entre el borde (o el centro) de uno de los dientes, hasta el borde (o centro) del diente siguiente, (medida sobre la misma línea).

**ESPEJOR LINEAL DEL DIENTE:** El espesor lineal del diente es el espesor del diente a la altura de la circunferencia del círculo primitivo.

**ANGULO DE PRESION LINEAL:** El ángulo de presión lineal de un diente es el ángulo en que se ejerce la presión de un diente cuando engrana con los dientes del otro engrane.

**LAS MEDICIONES NORMALES del ESPESOR DEL DIENTE, PASO CIRCULAR, ANGULO DE PRESIÓN,** corresponderán a las mediciones tomadas en los engranes cilíndricos.

**Engranes de Dentadura Sencilla o Doble.** Los engranes helicoidales de dentadura sencilla pueden emplearse con ejes paralelos o perpendiculares. Si uno de los engranes helicoidales empleados tiene hélice de rotación a la mano derecha, el otro deberá tener hélice

de rotación a la mano izquierda puesto que, de lo contrario, no sería posible que ambos engranaran. La superficie angular del diente garantiza que varios dientes del piñón y del engrane impulsado estén en contacto simultáneamente, lo cual permite el funcionamiento suave y parejo de los engranes.

Debido a este tipo de contacto y transferencia de movimiento suaves, estos engranes se emplean más frecuentemente en aplicaciones que requieren altas velocidades. Sin embargo, debido al contacto angular de los dientes, los engranes helicoidales de dentadura sencilla generan un empuje lateral sobre los baleros de los ejes, el cual no se produce en los engranes cilíndricos. Por lo tanto, los baleros deben ser diseñados de modo que acepten la carga del mencionado empuje.

Para compensar el empuje generado por los engranes helicoidales de la dentadura sencilla se emplean a menudo engranes helicoidales de dentadura doble. El diseño de dichos engranes puede ser del tipo en el cual los dientes de ambas hileras coinciden en un punto o tienen sus extremos desplazados entre sí. Los engranes de doble hilera de dientes se emplean en aplicaciones que requieren alta velocidad con el resultado de que se produce un empuje pequeño o nulo sobre los cojinetes de apoyo de los ejes.

El espaciamiento entre las dos hileras de dientes del engrane puede ser angosto o ancho según sean la aplicación de que se trate y la cantidad de potencia que debe ser transmitida. Como se necesita una holgura para poder hacer llegar la fresadora con que se cortan los dientes hasta el centro del engrane, los fabricantes dejan generalmente un espacio intermedio mínimo entre ambas hileras.

**Engranes Bihelicoidales.** Los engranes bihelicoidales son muy similares a los engranes helicoidales de doble hilera de dientes. Sin embargo, la construcción de un engrane

bihelicoidal presenta dos diferencias importantes. En primer lugar, los dientes se encuentran en un punto situado en el centro del engrane. Este punto, que es moldeado por la misma fresadora, es suave. Cuando dos engranes de este tipo se encuentran en contacto no se produce interferencia alguna entre los dientes. En segundo lugar, el ángulo de la hélice del diente es muy cercano a los 30 grados con lo que se consigue que haya más dientes en contacto simultáneo.

La gran magnitud del ángulo de la hélice permite también el más suave funcionamiento de los engranes sin que se cree ninguna carga de empuje. Todas las demás características de construcción y diseño de los engranes bihelicoidales son similares a las de los engranes helicoidales dobles. Sin embargo, y debido al contorno continuo de sus dientes, los engranes bihelicoidales NO se recomiendan para aplicaciones que requieren alta velocidad.

**Engranes Cónicos.** Los engranes cónicos se parecen a la vez a los engranes cilíndricos y a los engranes helicoidales. El diseño de sus dientes y las correspondientes definiciones son también similares a los de los engranes previamente analizados. Sin embargo, están diseñados para transmitir potencia en un ángulo de  $90^\circ$ , teniendo sus dientes un perfil relativamente bajo. Esto se logra fresando la cara de los dientes de los engranes en un ángulo que sea compatible para los dientes de ambos.

En el caso de una caja con dos engranes cónicos situados en ángulo recto y de diámetro similares, el ángulo de los dientes resulta bastante elevado. La razón de esto se encuentra en la relación de transmisión relativamente pequeña y en la posición estrecha de ambos engranes. Si se incrementa el diámetro del engrane impulsado, el ángulo entre las caras de los dientes disminuye.

Los engranes CÓNICOS DE DENTADURA ESPIRAL , representan una mejora de los engranes cónicos. Estos engranes son similares a los engranes cónicos de tipo recto, pero el fresado de sus dientes tiene una forma curvada. Esta curva o espiral es comparable a la de los engranes helicoidales de dentadura sencilla y permite una transmisión de potencia más suave y con menor ruido. En ciertas ocasiones, el piñón del engrane cónico de dentadura espiral no puede colocarse sobre la línea central del engrane impulsado. Si el piñón queda situado por debajo de la línea central, el engrane se denomina HIPOIDE.

### **2.3.3.3 Reductores de Ejes en Angulo Recto**

Los reductores de ejes en ANGULO RECTO se pueden considerar como una combinación de reductores concéntricos y de ejes paralelos. Frecuentemente, el reductor de ejes paralelos se utiliza como base de construcción del reductor en ángulo recto. En otros casos, el reductor concéntrico sirve de componente básico, con el agregado de un cabezal de ángulo recto.

Los alojamientos, tal como en el caso de todos los otros reductores, son de hierro o acero fundido, o de acero soldado, según el fabricante y la aplicación. Los engranajes utilizados en los ejes intermedios generalmente son del tipo helicoidal. En los ejes en ángulo recto (frecuentemente en el eje de entrada) los engranajes son normalmente del tipo CÓNICO DE DENTADURA ESPIRAL (con un diseño curvo de dentadura). Se utilizan unos pocos tipos con engranes CÓNICOS EN ANGULO RECTO (con un diseño de dientes rectos). Al igual que los engranes helicoidales, los engranes cónicos de dentadura espiral resultan en un funcionamiento más uniforme y silencioso.

Las transmisiones en ángulo recto normalmente se utilizan cuando las limitaciones de espacio impiden el montaje de un motor en un reductor paralelo concéntrico, que interferiría

con otros equipos. Cuando se utilizan los reductores concéntricos como transmisiones de ángulo recto, se instala un cabezal adicional en el eje de salida. El eje de salida se acorta, y se monta un engrane sobre el mismo. Este engrane de salida engrana con el engrane acuñado al eje en ángulo recto.

Estos engranes adicionales dan reducción adicional de engranes a la unidad. En ciertos casos, hay dos ejes de salida formando una “T”, en lugar de uno.

En los casos en los que el régimen térmico nominal de la unidad es de importancia crítica (tal como en el caso de los reductores de ejes paralelos), se agrega un ventilador de enfriamiento al eje de alta velocidad de entrada. Es posible instalar también enfriadores de aceite y bombas para el aceite en caso de necesidad.

Los cojinetes son del tipo de rodillos cónicos o de bolas. La lubricación es básicamente del tipo de salpicadura, aunque en caso de necesidad se recurre a la lubricación por presión.

### **Reductores de Angulo Recto (horizontal y Vertical)**

Los reductores de EJE VERTICAL, son una modificación de los reductores del tipo de ángulo recto. Sin embargo, en lugar de tener montaje de patas con un eje de salida horizontal, el alojamiento generalmente tiene una base plana y el eje de salida va montado verticalmente (hacia arriba o hacia abajo). Al igual que los reductores de ángulo recto, la unida básica de construcción se asemeja al reductor del tipo de ejes paralelos o al reductor del tipo de ejes concéntricos. En el caso del reductor de ejes concéntricos, el cabezal de salida está en una posición vertical y no horizontal como en el caso del reductor de ángulo recto. No hay nada más que cambie en la unidad. Cuando se utiliza la construcción del tipo de ejes paralelos,

hay que hacer cambios considerables en el alojamiento. En realidad, los ejes verticales se asemejan a un reductor de ejes paralelos o en ángulo recto parados sobre un costado.

Como en los casos anteriores, los engranes del eje pueden ser del tipo helicoidal, cónico de dentadura espiral, o cónico en ángulo recto. Frecuentemente se combinan al utilizarse unidades de reducción múltiple.

Aunque la mayoría de las unidades ilustradas tiene el eje vertical extendido verticalmente a través de la parte superior, no hay motivo por el que no se pueda extender el eje verticalmente a través del fondo del alojamiento. En el caso de reductor de tipo concéntrico, el cabezal se colocaría hacia abajo, mientras que en el caso del reductor del tipo de ejes paralelos, se debería cortar la parte inferior del alojamiento como para permitir el paso del eje a través del fondo. Al igual que con la transmisión en ángulo recto, los ejes verticales pueden extenderse en ambas direcciones formando una configuración en "T".

Lo que se ha dicho sobre lubricación, cojinetes, enfriamiento y otros puntos, en relación a los reductores de ejes paralelos y en ángulo recto, también es cierto para los reductores de eje vertical. Los procedimientos de mantenimiento también son de importancia crítica, por la alineación vertical de los ejes, similar a la alineación paralela de los ejes en los reductores paralelos. A continuación presentamos algunas Ventajas y Beneficios de los Reductores Paramax de Sumitomo

1.- **Ventajas técnicas:** Economía, estandarización en inter cambiabilidad.- Concepto futurista de estandarización de juego de engranes en diseño y fabricación, el reductor Paramax se distingue como productor de alta calidad. La estandarización tan bien proporciona a la economía el valor adicional que representa el poder intercambiar los juegos



de engranes de un tamaño a otro, mayor capacidad de los esfuerzos cortantes, operación silenciosa libre de problemas.

Los engranes helicoidales son fabricados de acero aleado especial, desgasificados al vacío, maquinados utilizando el método de corte en protuberancia para generar un diente con mayor ángulo de presión y mayor ángulo de hélice. Después de maquinados los dientes, son carburizados al vacío, tratados térmicamente a 60 Rc; y acabados en los estándares de calidad AGMA 12. Esto da como resultado una capacidad mayor, una operación mas suave, larga vida libre de problemas de mantenimiento en comparación con los engranes endurecidos tradicionalmente.

Caja de engranes.- son fabricadas de fierro vaciado de alta calidad y están diseñadas no solamente para satisfacer los requerimientos de ingeniería y fabricación más estrictas, sino también desde el punto de vista tocante a la funcionalidad. El resultado es una caja de líneas eficientes, limpias para fácil mantenimiento, construidas para soportar cargas externas.

Flechas.- Fabricadas de acero de alta aleación y tratadas térmicamente bajo condiciones estrictas de control de calidad. Se ejerce especial cuidado durante el proceso de diseño para prevenir cualquier pérdida de resistencia a la fatiga debida a la concentración de esfuerzos.

Baleros.- Las flechas van montadas en baleros cónicos o baleros de rodillos esféricos autoalineables. Los tamaños de estos baleros están seleccionados con adecuado margen de seguridad, de manera que estén protegidos con la suficiente capacidad para absorber las cargas radiales y axiales que pueden ocurrir simultáneamente.

Mangas de desgaste.- Cromadas, para proteger las flechas en la superficie de rozamiento con los sellos.

Sellos.- Las superficies de contacto entre las 2 mitades de la caja y sus cubiertas auxiliares están maquinadas con alta precisión y empacadas para asegurar un sellado hermético. Los reductores horizontales están provistos de sellos de doble labio y ensamble de sello deflector en el interior de la caja.

Lubricación.- Para la mayoría de las aplicaciones, la lubricación por salpicación es estándar para los reductores horizontales. Adicionalmente contienen unas charolas en el interior de las mismas, para asegurar un flujo de aceite a los baleros. Para algunas aplicaciones, la lubricación forzada puede ser requerida, especialmente para los reductores verticales de flechas paralelas.

Enfriamiento.- Normalmente el calor de la transmisión es disipado a través de la superficie de la caja. Dependiendo de la aplicación, una bomba de aceite externa puede ser requerida para adecuarse al sistema de enfriamiento. Además están disponibles los siguientes accesorios:

- Ventilador montado en la flecha de alta velocidad
- Cambiador de calor aceite / agua suministrado en el sistema de lubricación forzada
- Cambiador de calor aceite / agua suministrado en el sistema de lubricación forzada.

**2.- Ventajas Económicas.**- Comparado contra Falk es alrededor de un 35 a 50% en precio, peso y tamaño. Lo que implicaría un costo adicional en cuanto a estructura, mano de obra y maniobrabilidad.