



DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.

CALCULO Y SELECCION DE MOTORES ELECTRICOS

I N T R O D U C C I O N

ING. VICTOR PEREZ AMADOR
DICIEMBRE, 1984

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

1. INTRODUCCION

1.1. Nomenclatura y definiciones

MOTOR ELECTRICO. Es un dispositivo que transforma energía eléctrica en trabajo mecánico mediante la interacción de dos campos magnéticos.

POTENCIA. Usualmente la energía transformada se evalúa en cada unidad de tiempo y recibe el nombre de potencia. Desde este punto de vista, se dice que un motor transforma potencia eléctrica en potencia mecánica.

La potencia eléctrica se suministra al motor por medio de una tensión y una corriente. Se presentan tres casos usuales:

Potencia de C.D.	$P = V I$
Potencia de C.A. monofásica	$P = V I \cos \theta$
Potencia de C.A. trifásica	$P = \sqrt{3} V I \cos \theta$

La potencia mecánica en el caso de los motores convencionales, se obtiene con el movimiento rotatorio de una flecha. Sus componentes son el par motor y la velocidad angular

$$P_m = T \omega$$

En el sistema internacional de unidades, el par se expresa en Newton-Metro y la velocidad angular en Radianes/segundo, en cuyo caso la potencia mecánica se da en Watt.

Existe, no obstante, un sistema práctico, todavía muy utilizado, en el que el par se expresa en Kg-M, la velocidad en RPM (revoluciones por minuto, representadas por la letra N) y la potencia mecánica en HP ("Horse Power" ó caballos de potencia) en cuyo caso la fórmula correspondiente es:

$$HP = \frac{T N}{726}$$

ESTATOR. Conjunto de elementos estáticos del motor. Incluye la base o soporte, la coraza, que en su interior soporta las piezas polares y los interpolos en el caso de motores de C.D., o la armadura en el caso de motores de C.A. Sobre sus extremos se apoyan las tapas, mismas que en su centro tienen los cojinetes que son los elementos de contacto con las partes móviles.

ROTOR. Conjunto de elementos rotatorios del motor. Incluye la flecha, que soporta en su centro los órganos, de conversión de energía, se apoya en los cojinetes y sirve de elemento transmisor de energía (o potencia) hacia el exterior de la máquina, y los órganos de conversión ya mencionados, que son la armadura para motores de C.D. o las piezas polares (electroimanes o polos inducidos) para máquinas de C.A.

ARMADURA. Conjunto de elementos que incluyen un embobinado en el cual se inducen las fuerzas contra electromotrices, y circulan las corrientes componentes de la potencia de entrada. En la armadura se induce uno de los campos magnéticos que producen la conversión de energía.

PIEZAS POLARES. Núcleos magnéticos que tienen a su alrededor una bobina de C.D., en un extremo se apoyan en la coraza o en la flecha según se trate de máquinas de C.D. o de C.A., y en el otro extremo soportan las zapatas o ampliaciones polares. Funcionan por el principio del electroimán y producen el campo inductor, que es el otro campo magnético que contribuye a la conversión de energía.

JAULA DE ARDILLA. Circuito eléctrico propio de los motores de inducción que reemplaza al sistema polar de electroimanes.

1.2 Principio de operación

El principio de operación de los motores eléctricos puede describirse en términos generales, como la interacción entre dos campos magnéticos, uno de los cuales se origina en el estator y el otro en el rotor.

En la figura 1 se pueden observar las condiciones planteadas. El campo de rotor tiende a alinearse con el campo de estator, originando así un par

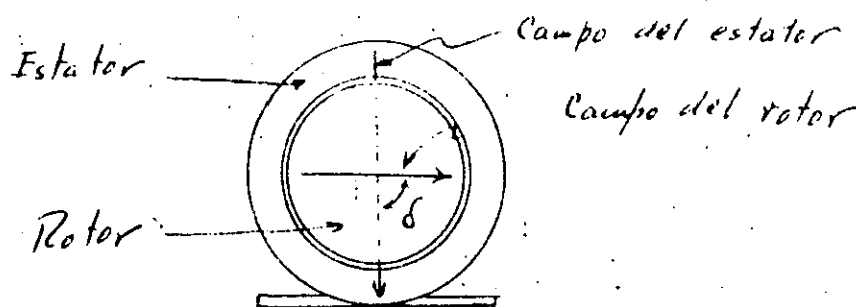


Figura 1. Principio de funcionamiento de los motores eléctricos.

motor, que produce en el rotor, una velocidad angular en el sentido horario.

El comportamiento de estos campos es diferente para cada tipo de máquina, pero se puede reducir a los tres casos fundamentales que se describen a continuación:

- a) Motores de C.D. El campo de estator es fijo en posición y constante en magnitud, siendo inducido por el embobinado de excitación. El campo de rotor tiende a girar junto con éste, provocando una disminución del ángulo δ entre los dos campos, pero apenas se ha producido una variación muy pequeña, el ángulo δ se corrige por medio de un sistema de conmutación y escobillas, manteniéndose así alrededor de un valor de 90° eléctricos, mientras el rotor continúa girando a una cierta velocidad. Este campo se origina en el embobinado de armadura y se le conoce comúnmente como reacción de armadura.

Dado que su oscilación alrededor de un ángulo δ de 90° es muy pequeña, la reacción de armadura se puede considerar como fija en posición, independientemente del estado de reposo o de giro del rotor.

- b) Motores síncronos. El campo de estator gira en el interior del mismo, a la velocidad de sincronismo que le corresponda según la frecuencia del sistema y el número de polos, siendo de magnitud constante. En máquinas de C.A., éste es el campo de armadura.

El campo en el rotor se produce mediante las bobinas de excitación, que se alimentan con C.D., a través de anillos rozantes y escobillas. Cada polo magnético de rotor es atraído por un polo opuesto de armadura, arrastrando así al rotor a la velocidad síncrona. El ángulo en esta máquina depende del grado de carga con que esté operando y se le conoce como ángulo par.

La máquina síncrona requiere por tanto de una alimentación de C.A. (potencia de entrada) y otra de C.D. (excitación).

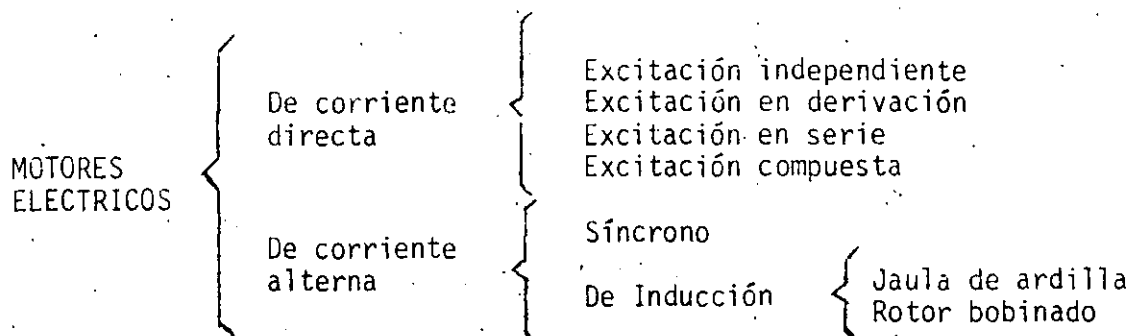
- c) Motores de inducción. El estator es idéntico al de la máquina síncrona. El campo de rotor, en cambio, se produce por un fenómeno de inducción, y no requiere, alimentación de C.D.

Para producir la inducción es necesario un deslizamiento y la velocidad de ésta máquina es ligeramente inferior a la correspondiente velocidad síncrona.

El deslizamiento cambia según el grado de carga del motor.

El motor de inducción requiere solamente una alimentación, que es la del estator.

2: CLASIFICACION





DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.

CALCULO Y SELECCION DE MOTORES ELECTRICOS

MOTOR DE CORRIENTE DIRECTA
TEORIA BASICA

ING. VICTOR PEREZ ANADOR
DICIEMBRE, 1984

MOTOR DE CORRIENTE DIRECTA

TEORIA BASICA

INTRODUCCION

Uno de los primeros problemas con que se enfrenta el motor de corriente directa, es el hecho de que las corrientes continuas y los campos magnéticos que inducen, se pueden considerar como fenómenos estacionarios, y por tanto no resultarían adecuados en un proceso de conversión de energía, para producir un movimiento prolongado.

Es necesario alternar la corriente para obtener un campo magnético dinámico, y ésto se logra por medio del elemento que lleva el nombre de conmutador. Una máquina de corriente directa, invariablemente requiere del conjunto conmutador-escobillas, lo que hace necesario adoptar el siguiente arreglo:

ROTOR. En el conjunto giratorio se encuentra la armadura de la máquina, en la que se inducen fuerzas electromotrices alternas, y circulan corrientes igualmente alternas. Conecta hacia el exterior por medio del conmutador y las escobillas, cuya misión es rectificar las fuerzas electromotrices cuando la máquina trabaja como generador o alternar las corrientes cuando trabaja como motor.

Para lograr esto es indispensable el movimiento sincronizado del emboinado de armadura y del conmutador, razón por la que estos elementos van montados rígidamente en el conjunto rotor.

ESTATOR. Desde el punto de vista funcional, identificamos el estator, con el sistema polar de la máquina. En el interior de la coraza se fijan las piezas polares (siempre un número par), las cuales soportan a su alrededor las bobinas de excitación, y en su extremo interno están las zapatas o

ampliaciones polares, cuyo objeto es producir una distribución amplia del flujo magnético que debe cruzar el entrehierro y distribuirse en el núcleo de armadura.

Para comenzar a estructurar la teoría básica de la máquina de C.D., analizaremos en primer lugar, dos grandes conjuntos que desempeñan un papel fundamental en la conversión de energía, y son:

- a) Circuito magnético, que comprende las bobinas de excitación y los núcleos y entrehierros a través de los cuales pasan las líneas magnéticas.
- b) Circuito eléctrico, que comprende el embobinado de armadura, el conmutador y las escobillas, o sea la trayectoria de las corrientes motrices.

EL CIRCUITO MAGNETICO

Llamaremos circuito magnético, al conjunto de elementos por los que atraviesan las líneas magnéticas del campo inductor, incluyendo la fuente o fuentes de fuerza magnetomotriz que dan origen a las líneas mencionadas.

Aunque una de las características de las líneas magnéticas es que son líneas cerradas (o sea que no tienen principio ni fin), vamos a suponer un punto de origen, a fin de poder recorrer el circuito magnético. Si éste es la pieza polar norte, entonces las líneas pasan por los siguientes elementos:

- Pieza polar norte
- Zapata polar norte
- Entrehierro
- Dientes y ranuras
- Núcleo de armadura
- Dientes y ranuras
- Entrehierro
- Zapata polar sur
- Pieza polar sur
- Yugo o coraza

Y finalmente se cierra el circuito en la pieza polar norte de origen.

Alrededor de las piezas polares norte y sur se encuentran las bobinas de excitación.

En la figura 1 podemos observar el circuito magnético de una máquina de cuatro polos, en donde se van alternando un norte y un sur. Es interesante observar que el campo tiende a atravesar el entrehierro en forma radial,

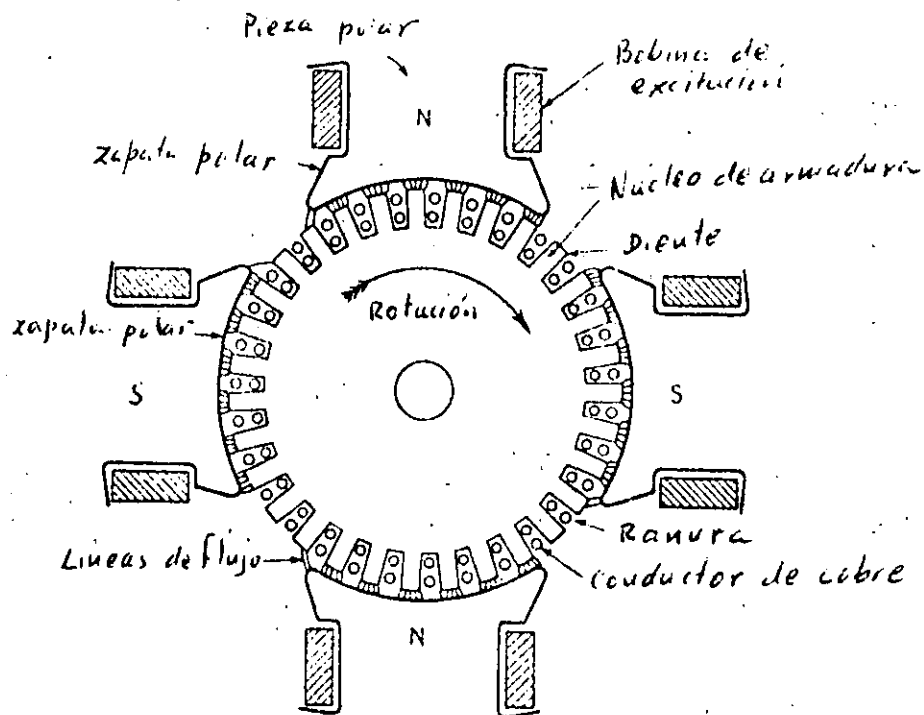


Figura 1. Circuito magnético de una máquina de cuatro polos.

salvo los pequeños efectos de borde, y se concentra sobre los dientes de armadura.

Si el flujo polar aumenta, llega un momento en que se saturan los dientes, que son los elementos más angostos del circuito magnético.

Aparecerán entonces líneas que atraviesen el entrehierro por la región de las ranuras, venciendo una reluctancia mayor que la inicial, y reflejándose esta situación en la corriente de excitación. Las demás piezas que van entrando progresivamente en estado de saturación, son: Piezas po-

lares, yugo y núcleo de armandura. El entrehierro en cambio no se satura. Estas condiciones nos permiten establecer el flujo disponible en el circuito magnético, para los diferentes grados de excitación, lo que graficando, recibe el nombre de curva de magnetización.

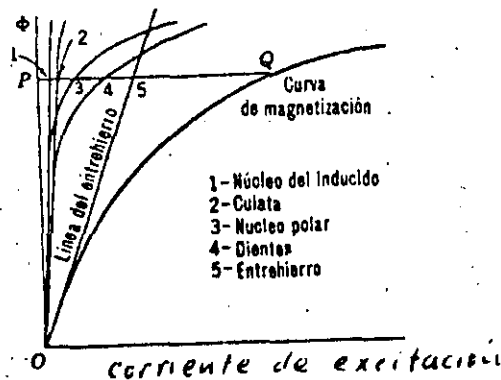


Figura 2. Componentes de la curva de magnetización

Completando otros efectos del circuito magnético, es importante recordar que en las máquinas de C.D., las piezas polares se contruyen siempre de imán permanente, lo que mantiene un flujo remanente cuando la máquina está en condiciones de reposo.

Al entrar la máquina en operación, la fuerza magnetomotriz originada por la corriente de excitación, refuerza al magnetismo remanente, llevándolo a las regiones superiores de la curva de magnetización. Cualquier disminución de la corriente de excitación, una vez que ha alcanzado valores elevados, hará que la desmagnetización del circuito se efectúe por una trayectoria distinta de la ascendente, debida a la histéresis.

En la figura 3 se puede apreciar la curva de magnetización en sus trayectorias ascendente y descendente, llegando entre estas dos a la región de saturación. Ambas trayectorias encierran un área de histéresis, dentro de la cual opera normalmente la máquina.

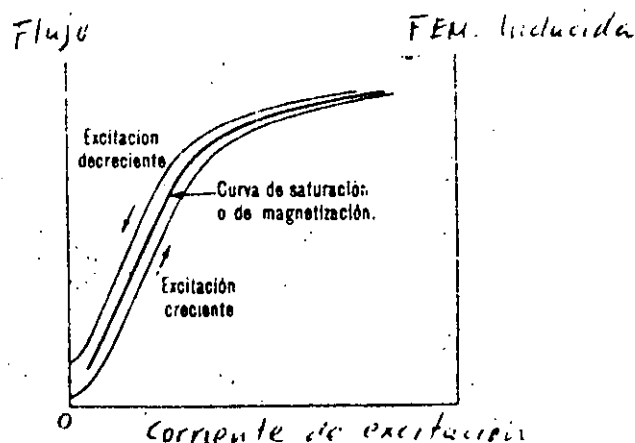


Figura 3. Consideración del magnetismo remanente y del fenómeno de histéresis.

Análisis de la curva de magnetización. El crecimiento de la curva de magnetización es fundamental para deducir posteriormente la curva de saturación, y a partir de ésta, el comportamiento de las máquinas de C.D.

Se puede asegurar, sin temor a equivocación, que el circuito magnético de la máquina nunca va a responder dos veces en forma idéntica a una corriente de excitación, pues como se ha visto en la figura 3, el flujo magnetizante se localiza dentro de un área y no en una gráfica lineal. No obstante, se puede trazar dentro del área una línea definida que nos represente el comportamiento promedio del circuito magnético, tal como aparece en la misma figura 3.

La Ecuación de Froelich. Desde un punto de vista práctico, no es indispensable que la curva de magnetización que acabamos de describir trazada dentro del área de histéresis, siga exactamente el comportamiento promedio entre la trayectoria ascendente y la descendente. De todas maneras, cualquier región dentro del área nos reportaría el comportamien

to aproximado del circuito magnético. Esto nos permite aprovechar la ecuación de Froelich, que tiene la ventaja de ser una función muy sencilla, y su gráfica pasa en su mayor parte dentro del área de histéresis, como se muestra en la figura 4.

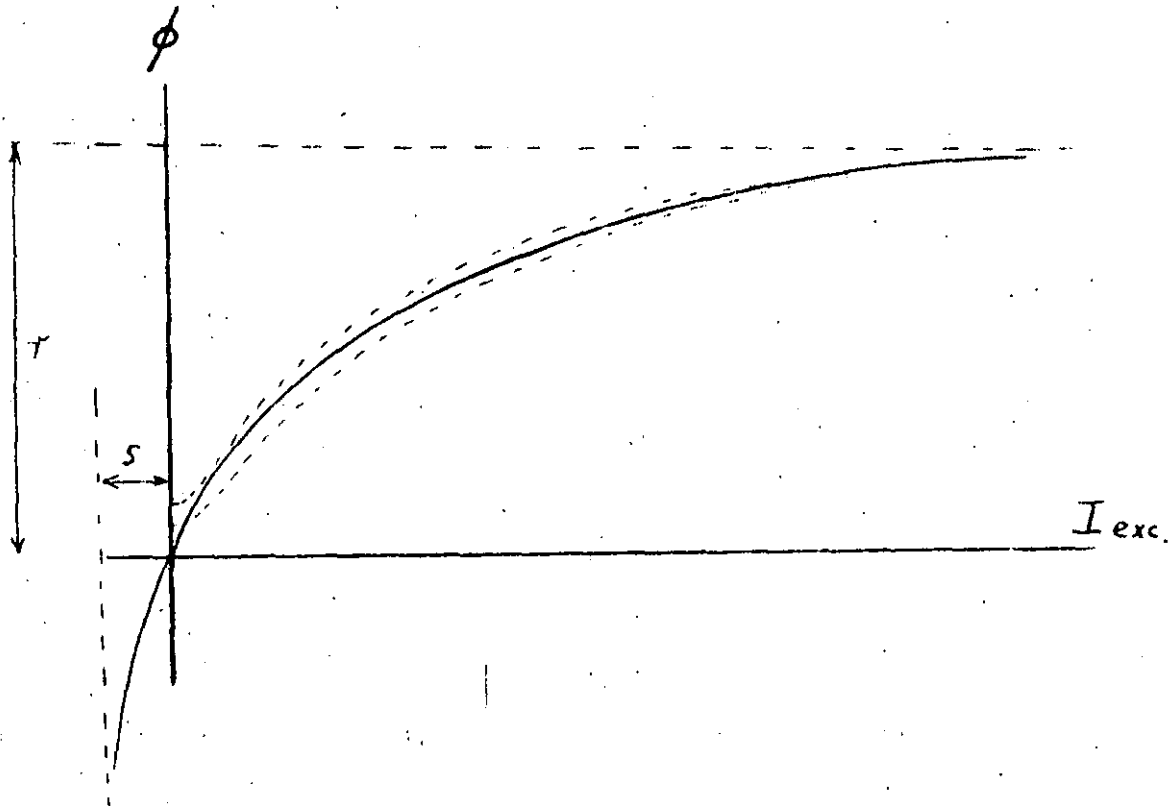


Figura 4. Gráfica de la Ecuación de Froelich.

Hay regiones en que la función de Froelich se acerca a la trayectoria ascendente, y regiones en que se acerca a la descendente. Para excitaciones muy pequeñas, o nulas, no tiene validez, pues no tiene en cuenta el magnetismo remanente. Cuando se deba analizar el comportamiento del circuito magnético con excitación nula, será necesario introducir una corrección por magnetismo remanente.

Análisis de la Ecuación de Froelich. La ecuación que hemos estado mencionando, es:

$$\phi = \frac{r}{S+1} \frac{I_{ex}}{I_{ex}}$$

en donde ϕ representa el flujo magnético, e I_{ex} , la corriente de excita-

ción.

r y s son dos parámetros (constantes), que se interpretan gráficamente como asíntotas horizontal y vertical, como se puede apreciar en la figura 4.

Recordando la forma completa del área de histéresis, ésta es simétrica respecto del origen, localizándose en el 1º y 3er. cuadrantes, sin embargo, la función de Froelich solamente se aproxima a la curva de magnetización en la región del 1er. cuadrante.

La función de Froelich tiene las ventajas de su sencillez, y de reportarnos un comportamiento bastante aproximado al real, al mismo tiempo que presenta las desventajas de no tener en cuenta el magnetismo remanente y de operar exclusivamente en el 1er. cuadrante.

Tipos de excitación. La fuente de energía magnética, como ya se ha mencionado es una fuerza magnetomotriz. Ahora bien, recordamos que una fuerza magnetomotriz es el producto de la corriente de excitación por el número de vueltas del devanado.

$$F_{mm} = N I_{ex}$$

Asociando a este concepto el hecho de que la energía necesaria para excitar la máquina es muy pequeña (alrededor de un 3% de la capacidad de la máquina) se han desarrollado dos tipos de bobinas de excitación:

a) Bobina de excitación por voltaje. Es de alambre delgado y un número grande de vueltas. Su resistencia es elevada y con auxilio de un reóstato limitador, se conecta a una tensión del mismo orden que el voltaje de armadura. Puede conectarse en circuito paralelo con la misma armadura. En el primer caso se le llama excitación independiente, y en el segundo excitación en derivación.

La fuerza magnetomotriz se obtiene por un número elevado de vueltas y una corriente de excitación pequeña.

b) Bobina de excitación por corriente. Es de conductores muy gruesos

y un número pequeño de vueltas. La tensión en sus extremos es muy pequeña, y comparada con el voltaje de la máquina resulta despreciable, en cambio la corriente de excitación es del mismo orden que la corriente de armadura por lo que se conecta en serie con ella, y se le indentifica como excitación en serie.

La fuerza magnetomotriz se obtiene por un número reducido de vueltas y una corriente de excitación de intensidad elevada.

Excitación con doble embobinado. Existe también una forma de excitar las máquinas, con un embobinado tipo derivación, devanado sobre la pieza polar, y por encima de éste, otro embobinado auxiliar tipo serie. Conectando el devanado tipo derivación en paralelo con la armadura, y el serie en serie con la armadura, se tiene la excitación compuesta.

Es importante recalcar que en máquinas con excitación compuesta, el embobinado serie es solamente un embobinado auxiliar, que refuerza o debilita al embobinado en derivación, pero no tiene el suficiente número de vueltas para producir por sí solo la fuerza magnetomotriz que requerirá una máquina serie.

EL CIRCUITO ELECTRICO

Entenderemos por circuito eléctrico, el conjunto de trayectorias que sigue la corriente motriz al penetrar por las escobillas hasta el embobinado de armadura.

Para un aprovechamiento óptimo de todos los elementos de la máquina, los embobinados se han diseñado de tal manera que cumplan con las siguientes características:

a) Las corrientes se deben repartir uniformemente por todas las ranuras que queden frente a cada cara de las zapatas polares.

b) Las corrientes deben adoptar un mismo sentido en todas las ranuras comprendidas frente a un mismo polo.

c) En las terminales de circuito se deben aprovechar todas las fuerzas

electromotrices (o contraelectromotrices) inducidas frente a todas las zapatas polares.

d) El circuito eléctrico (entendido como trayectorias de corriente) debe ser estacionario, independientemente del estado de reposo o movimiento de la armadura.

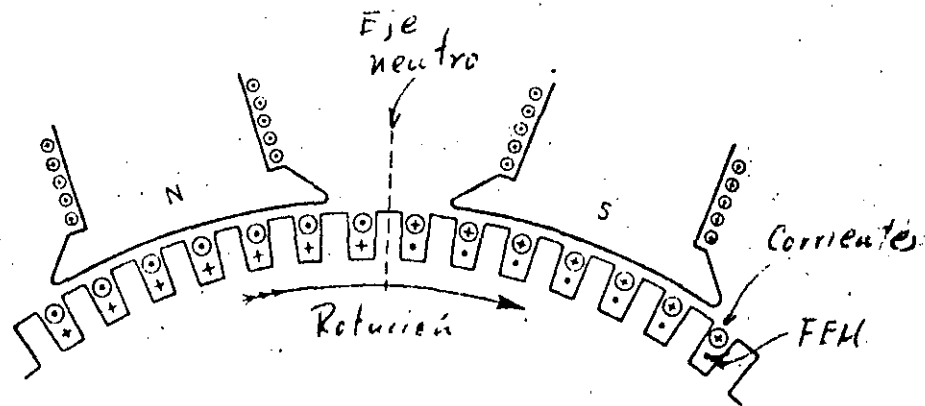


Figura 5. Distribución de corrientes motrices y fuerzas electromotrices en un motor de C.D.

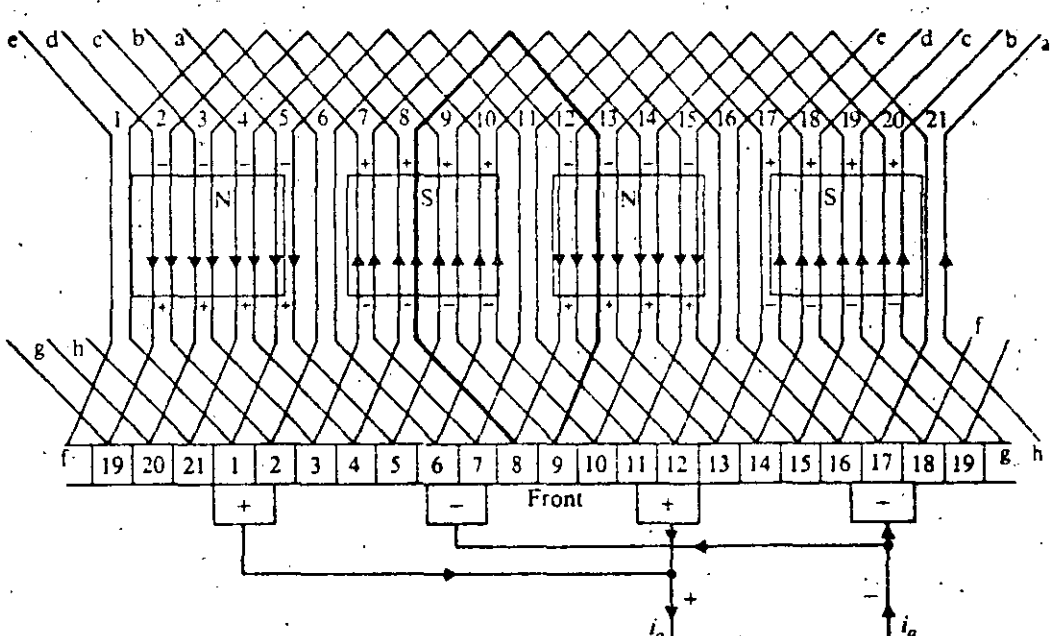
La distribución de corrientes y las fuerzas electromotrices inducidas se pueden apreciar en la figura 5. El hecho de que las trayectorias sean estacionarias no está tan claro, y es que en realidad y estrictamente hablando, no lo son, puesto que si la armadura se mueve de acuerdo al sentido de rotación indicado, los conductores portadores de corriente que se encuentran alojados en las ranuras, necesariamente se moverán también.

Lo que en realidad sucede es que en cuanto la última ranura norte cruce por el plano neutro, se produce una conmutación en el contacto con las es cobillas, y la corriente en esta ranura cambia de saliente a entrante, y la impresión que da en conjunto es que todas las corrientes salientes frente al polo norte brincan a la ranura anterior, lo mismo que todas las corrientes en trantes frente al polo sur.

De esta manera, las corrientes siguen actuando durante otro pequeño recorrido, hasta que se produzca una nueva conmutación. La realidad es, enton-

—

• •



51

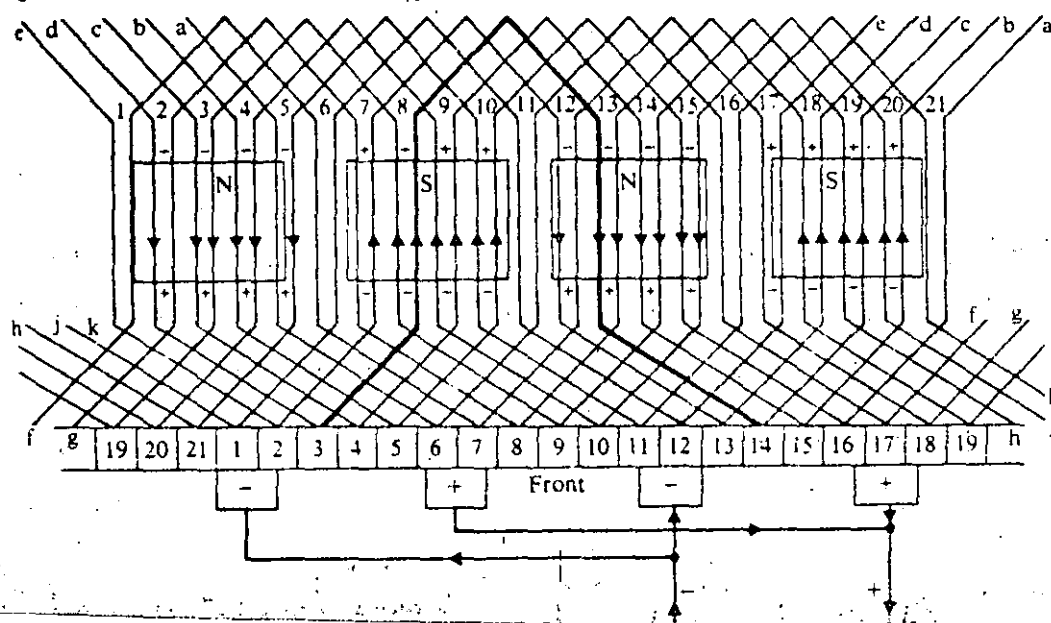
Si imaginamos las piezas polares por debajo del plano de dibujo, el flujo magnético sale del papel frente a los polos norte y penetra frente a los polos sur. Suponiendo que tanto el embobinado se mueve hacia la derecha, frente a las caras polares se inducen las fuerzas electromotrices marcadas en la figura.

Recorriendo el circuito, y sumando las fuerzas electromotrices que quedan en serie, encontramos en el conmutador, dos regiones de máximo potencial (delgas 1-2 y 11-12) y otras dos de mínimo potencial (delgas 6-7 y 16-17-18). Colocando en estos puntos las escobillas, se pueden conectar entre sí las dos positivas obteniendo un positivo común, y similarmente las dos negativas.

Las nuevas interconexiones externas, permiten definir para este ejemplo, cuatro trayectorias de corriente, de manera que se han formado cuatro circuitos en paralelo.

En general para una máquina de "n" polos se formarán "n" circuitos en paralelo, obteniéndose una máquina de bajo voltaje y alta capacidad de corriente.

En la figura 7 se muestra un esquema desarrollado de un embobinado ondulado. Entre las delgas 3 y 14 se ha reforzado el trazo de una bobina, lo que permite apreciar su forma y diferenciarla de la bobina imbricada. Siguiendo la trayectoria de varias bobinas consecutivas, se forma una figura similar a una onda, y de ahí el nombre de embobinado ondulado.



Siguiendo los mismos pasos para analizar el comportamiento de este embobinado, encontraremos que también hay dos regiones en el conmutador, de máximo potencial, y otras dos de mínimo potencial, en donde se colocan las escobillas.

Las corrientes en cambio, siguen un comportamiento diferente. Las delgas 1 y 12 que están interconectadas exteriormente por el puente de las escobillas, también están punteadas en el interior del embobinado, por una bobina en la que no se inducen fuerzas electromotrices, de manera que desde el punto de vista de análisis de redes, las delgas 1 y 12 y las dos escobillas negativas son un mismo nodo. Algo similar ocurre con las delgas 6 y 17 y las dos escobillas positivas.

Realmente, el embobinado ondulado solamente requiere de dos escobillas, y si se colocan más, es solamente para mejor distribución de las corrientes conmutantes, y menor fatiga en los elementos de conmutación.

En el embobinado ondulado se forman solamente dos trayectorias de corriente, y solamente dos circuitos en paralelo. En cambio, todas las fuerzas electromotrices en cada circuito, quedan en serie. Esta máquina es de alto voltaje y baja capacidad.

Embobinados compuestos. Con los embobinados simples que acabamos de describir, se pueden efectuar diversas combinaciones para obtener embobinados compuestos.

Si un embobinado simple se conecta solamente a las delgas impares del conmutador, las pares han quedado vacías (y sus correspondientes lugares en las ranuras). En los lugares vacíos se puede acomodar otro embobinado idéntico, con escobillas que como mínimo tengan el ancho de dos delgas, con lo cual los dos embobinados han quedado en paralelo, duplicándose el número de circuitos paralelos.

Igualmente se puede hacer con tres o cuatro embobinados. Comúnmente se conocen como embobinados simplex, duplex, triplex, cuatruplex, etc.

La combinación de embobinados imbricados con embobinados ondulados da

una forma curiosa en las terminales de bobina que se conoce como "anca de rana".

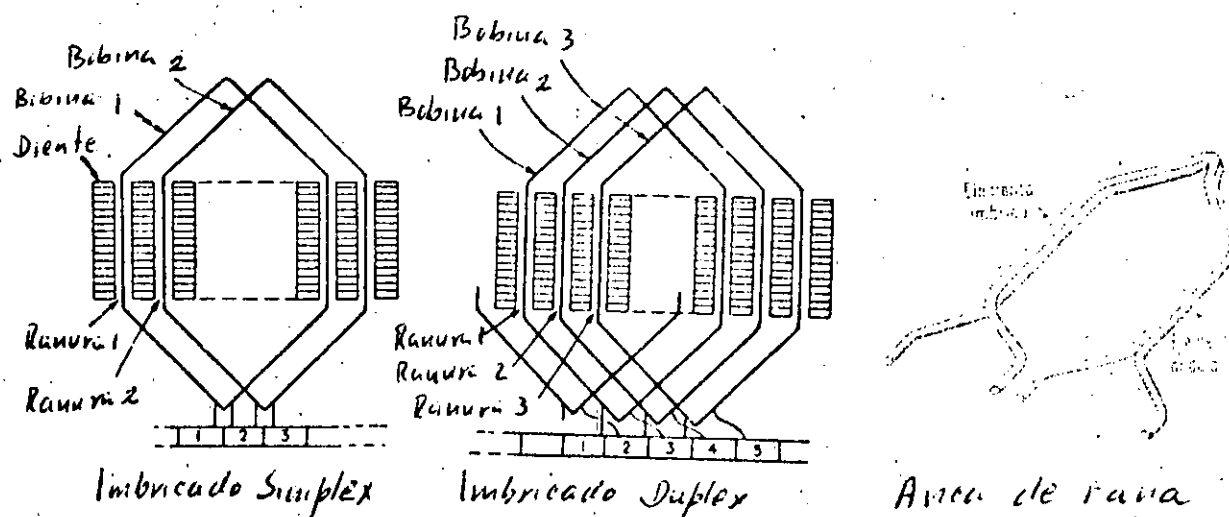


Figura 8. Algunos embobinados compuestos

Fuerza electromotriz en las terminales de un embobinado. La fuerza electromotriz inducida en un conductor que cruza un campo magnético está dada por la fórmula:

$$e = \int (B \times dl) \cdot v$$

que es una expresión vectorial. Para la máquina de C.D., en donde la densidad de campo, la longitud de los conductores y la velocidad tangencial de la armadura son mutuamente perpendiculares, la forma vectorial se reduce al producto algebraico:

$$e = B \ell v$$

La densidad de campo se puede expresar en función del flujo por polo " ϕ ":

$$B = \frac{\phi}{A_p}$$

El área de la cara polar A_p se calcula en función del radio del entrehierro R , la longitud de las ranuras ℓ y el número de polos P

$$A_p = \frac{2\pi R \ell}{P}$$

La velocidad tangencial de armadura en función de la velocidad angular y el radio del entrehierro es

$$v = \omega R$$

Sustituyendo en la fórmula de fuerza electromotriz inducida, queda:

$$e = \frac{\phi \ell \omega R}{2\pi R \ell / P}$$

o sea:
$$e = \frac{P \phi \omega}{2\pi}$$

que es la fuerza electromotriz inducida en un solo conductor alojado en cualquiera de las ranuras. Si en todas las ranuras hay un total de " Z " conductores, y el embobinado tiene " A " circuitos paralelos, la fuerza electromotriz total entre escobillas será:

$$E = \frac{P \phi Z \omega}{2\pi A}$$

en donde:

E = FEM en volts

P = Número de polos de la máquina

ϕ = Flujo por polo en WB/m

Z = Número total de conductores en las ranuras

ω = Velocidad angular en Rad/seg

A = Número de circuitos paralelos

Nota: Algunos autores prefieren las unidades prácticas de velocidad angular, que son Revolución por Minuto. Representando la velocidad en éstas unidades por la letra N , la fórmula quedaría

$$E = \frac{P \phi Z N}{60 A}$$

Para una máquina construída, la velocidad y el flujo son cantidades variables de acuerdo a las condiciones de operación, y el resto de lo que aparece en la fórmula, lo llamaremos constantes de construcción, mismas que se pueden agrupar en una sola constante, o sea:

$$\frac{P Z}{2 \pi A} = K'$$

De manera que la fuerza electromotriz entre escobillas se reduce a:

$$E = K' \omega \phi$$

o sea que, la fuerza electromotriz es proporcional a la velocidad de armadura y el flujo polar.

Curva de saturación en vacío: Desde un punto de vista totalmente práctico, si se tiene una máquina en la que se desea verificar el valor de la fuerza electromotriz que se induce en su armadura, había necesidad de efectuarle una prueba, haciéndola trabajar como generador.

Haciendo girar la máquina a una cierta velocidad (de preferencia la nominal), y estableciendo una corriente de excitación, se debe inducir la fuerza electromotriz en su armadura. Para determinar la velocidad en su armadura. Para determinar la velocidad de giro, se puede apoyar un tacómetro en la flecha. La fuerza electromotriz se puede medir en las terminales de la máquina, por medio de un voltímetro, pero para que éste voltaje en el exterior de la máquina sea igual a la fuerza electromotriz es necesario eliminar las pérdidas resistivas, lo que se logra simplemente evitando la circulación de corriente, es decir, efectuando la prueba en vacío.

Sin embargo, queda una cantidad que no se puede medir en estas circunstancias de prueba, que es el flujo polar.

Una variable estrechamente relacionada con el flujo polar es la corriente de excitación, la cual si se puede medir en el exterior de la má-

quina por medio de un amperímetro.

Si cambiamos el flujo de la fórmula de fuerza electromotriz inducida, por la corriente de excitación, lógicamente estaríamos introduciendo nuevas condiciones de proporcionalidad, lo que nos haría cambiar la constante K' , obteniendo:

$$E = K I_{ex}$$

Ahora bien, si recordamos la curva de magnetización, es necesario tener presente que el flujo no es linealmente proporcional a la corriente de excitación, de manera que mientras en las fórmulas anteriores K' es una constante, K en cambio debe ser una función de la corriente de excitación.

$$K' = \text{constante}$$

$$K = f(I_{ex})$$

El resultado es que la gráfica de fuerza electromotriz " E " respecto de la corriente de excitación " I_{ex} " no es una recta, si no una curva en la que se manifiesta la saturación del núcleo, y por esta razón se llama Curva de Saturación en Vacío.

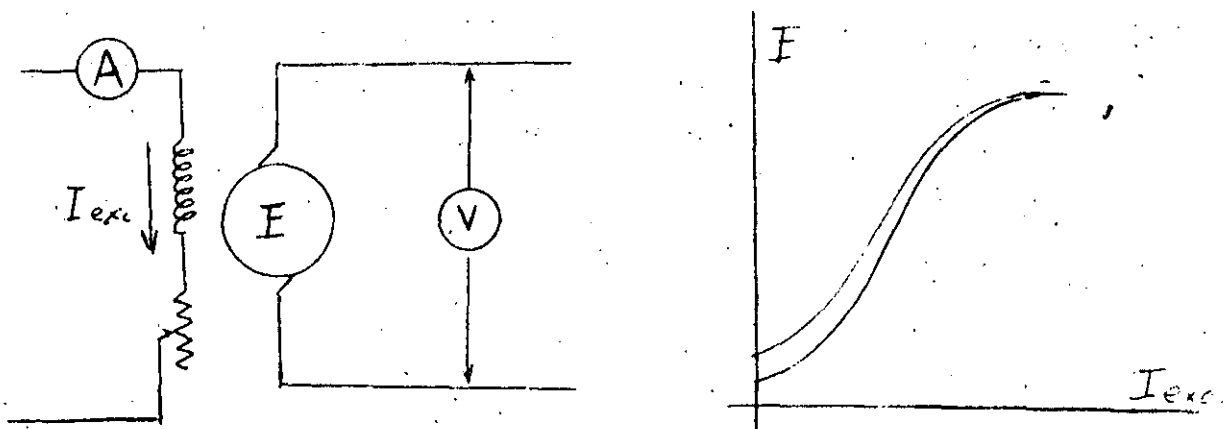


Figura 9. Circuito de prueba y resultado de la curva de saturación en vacío.

En la figura 9 también se puede apreciar que existe un pequeño voltaje debido al magnetismo remanente, y si la prueba se efectúa con corriente de excitación ascendente hasta un cierto valor máximo, y luego se prolonga con corriente descendente queda manifiesto en la gráfica el fenómeno de histéresis.

Expresión analítica de la curva. Para el análisis de comportamiento de la máquina es indispensable conocer previamente su curva de saturación en vacío.

Debido a la histéresis del núcleo, no se puede establecer una ecuación precisa que nos de invariablemente un valor de voltaje inducido para cada corriente de excitación, lo mismo que comentamos anteriormente al exponer la curva de magnetización.

Sin embargo, resulta sumamente práctico establecer una ecuación aproximada, similar a la establecida para la curva de magnetización.

Teniendo en cuenta la ecuación de la fuerza electromotriz inducida y la función de Froelich, que se repiten a continuación:

$$E = K' \omega \phi$$

$$\phi = \frac{v I_{ex}}{S + I_{ex}}$$

Sustituyendo la segunda en la primera, se tiene:

$$E = \frac{K' r \omega I_{ex}}{S + I_{ex}}$$

Definiendo ahora nuevas constantes:

$$K' r = a$$

$$S = b$$

Obtenemos finalmente:

$$E = \frac{a \omega I_{ex}}{b + I_{ex}}$$

que es la función de Froelich para la fuerza electromotriz inducida. Igualmente que decíamos para la curva de magnetización:

Es una ecuación aproximada

Tiene la gran ventaja de su sencillez

No incluye voltaje remanente a excitación nula.

Las corrientes de armadura. La circulación de corrientes en el embobinado de armadura origina dos efectos, de los cuales uno es benéfico y otro perjudicial, y que son:

- a) Par electromagnético. La presencia de corrientes en medio del campo inductor produce un par mecánico de origen electromagnético, y que es la clave del fenómeno de conversión de energía.
- b) Reacción de armadura. Las corrientes que recorren el embobinado de armadura producen en su eje magnético un campo que se conoce como reacción de armadura. Su posición es transversal con relación al campo inductor, y produce una distorsión de éste último.

El par electromagnético. Consideremos un conductor en forma individual alojado en cualquier ranura frente a una zapata polar, y por tanto, inmerso en el campo inductor. Si por el conductor circula una corriente "i", es afectado por una fuerza cuyo valor es:

$$F = \int i \, d\ell \times B$$

que es una expresión vectorial, pero como hemos comentado, en la máquina las ranuras y el campo son perpendiculares, por lo que la fórmula se reduce a su expresión algebraica más sencilla.

$$F = i\ell B$$

Esta fuerza es tangencial respecto al movimiento de la armadura, y por lo tanto tiene un par con respecto a su eje de rotación.

$$t = FR = i\ell BR$$

Si I_a es la corriente de armadura en el exterior de la máquina, y el embobinado tiene A circuitos paralelos,

$$i = \frac{I_a}{A}$$

La densidad de campo, vimos en el párrafo de fuerza electromotriz, que vale

$$B = \frac{\phi}{A_p}$$

en donde

$$A_p = \frac{2\pi R \ell}{P}$$

Sustituyendo en la fórmula de par, queda:

$$t = \frac{I_a \phi R}{A \frac{2\pi R \ell}{P}}$$

o sea

$$t = \frac{P \phi I_a}{2\pi A}$$

que es el par producido por un sólo conductor. Si en todas las ranuras hay un total de Z conductores el par resultante será:

$$T_e = \frac{P \phi Z I_a}{2\pi A}$$

Ahora bien, de la fórmula de fuerza electromotriz

$$E = \frac{P \phi Z \omega}{2\pi A}$$

tenemos que

$$\frac{P \phi Z}{2\pi A} = \frac{E}{\omega}$$

por lo que el par electromagnético queda:

$$T_e = \frac{E I_a}{\omega}$$

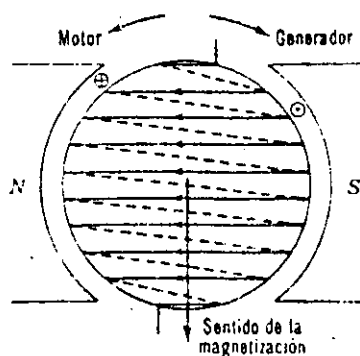
Quitando el denominador obtenemos:

$$T_e \omega = E I_a$$

En esta ecuación observamos en el primer miembro dos variables mecánicas, que son el par y la velocidad angular, y en el segundo miembro, dos variables eléctricas que son la fuerza electromotriz y la corriente de armadura. Esta es por tanto la ecuación básica de conversión de energía.

En esta ecuación se ve la ventaja de respetar el Sistema Internacional de Unidades, puesto que si expresamos el par en Newton-Metro y la velocidad en radianes/segundo, la potencia mecánica resulta en Watts, y en el lado eléctrico, si se da la fuerza electromotriz en Volts y la corriente de armadura en Amperes, la potencia eléctrica también resulta en Watts, y la ecuación no requiere ninguna constante para conversión de unidades.

La reacción de armadura. Por otra parte, la circulación de corriente alrededor del núcleo de armadura, independientemente de las trayectorias reales, producen un efecto como el de la bobina, que muestra la figura 10, generalmente un campo magnético que según la misma figura, se dirige hacia abajo, mientras el campo inductor es hacia la derecha.



La reacción de armadura se combina con el campo inductor, distorsionándose y dando un campo resultante como el que muestra la figura 11, desplazando el eje neutro. Esto produce un desequilibrio en la operación de la máquina, pues mientras las corrientes dependen de la posición de las escobillas, y seguirán como muestra la figura, las fuerzas electromotrices se inducen según el flujo resultante, y sufrirán el mismo desplazamiento que el eje neutro.

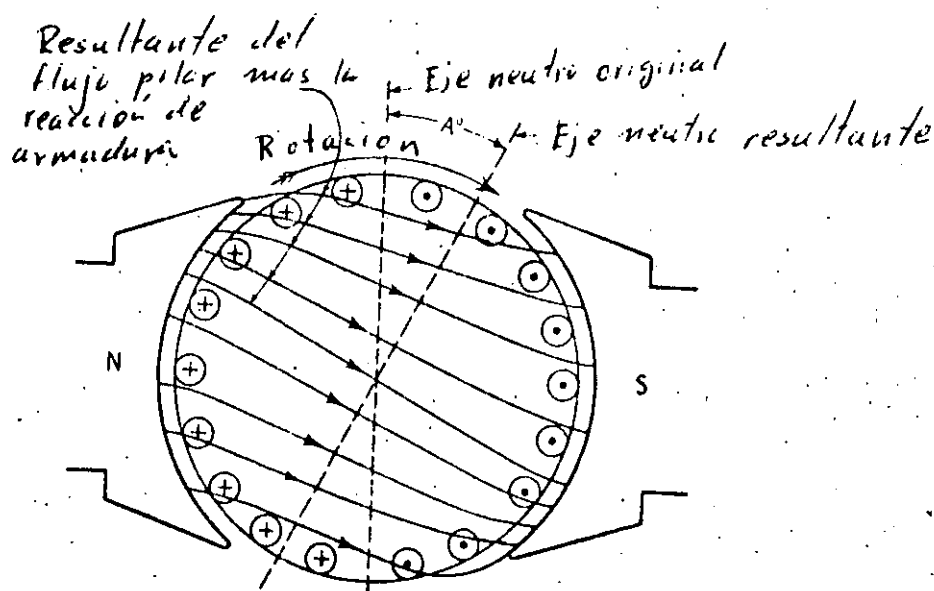


Figura 11. Flujo resultante

Al no coincidir en posición las fuerzas electromotrices y las corrientes, disminuye la efectividad del fenómeno de conversión, la eficiencia de la máquina y se produce disporroteo en las escobillas. Para evitar esto, es necesario compensar la distorsión producida por la reacción:

Para ello existen varios métodos:

- a) Desplazamiento de las escobillas
- b) Polos de conmutación
- c) Interpolos
- d) Devanados de compensación

Desplazamiento de escobillas. Consiste en girar el porta escobillas

un cierto ángulo, parecido al de desplazamiento del eje neutro. Tiene la desventaja de que la magnitud de desplazamiento depende de la corriente de armadura, y por tanto la nueva posición de las escobillas solamente sería efectiva para un régimen de carga fija y un sólo sentido de rotación.

Polos de conmutación. Consiste en modificar el entrehierro, o la extensión de las zapatas polares, para reforzar el flujo en las regiones en donde tiende a debilitarse. Este método presenta los mismos inconvenientes que el de desplazamiento de las escobillas.

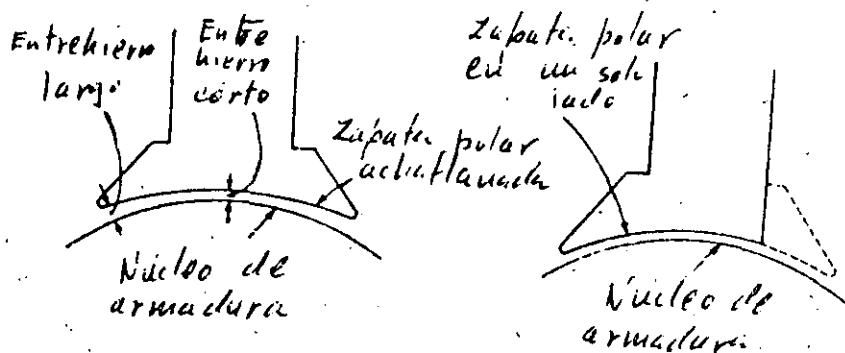


Figura 12. Polos de conmutación

Interpolos. Consiste en la adición de pequeñas piezas polares en el espacio entre los polos principales. Su enbobinado se diseña para que con la misma corriente de armadura se produzca una fuerza magnetomotriz igual a la de reacción, y se conecta en serie con la armadura, de tal manera que las fuerzas magnetomotrices se anulen.

Este método produce una compensación adecuada para cualquier régimen de carga y sentido de rotación, por lo que es muy utilizado en la actualidad.

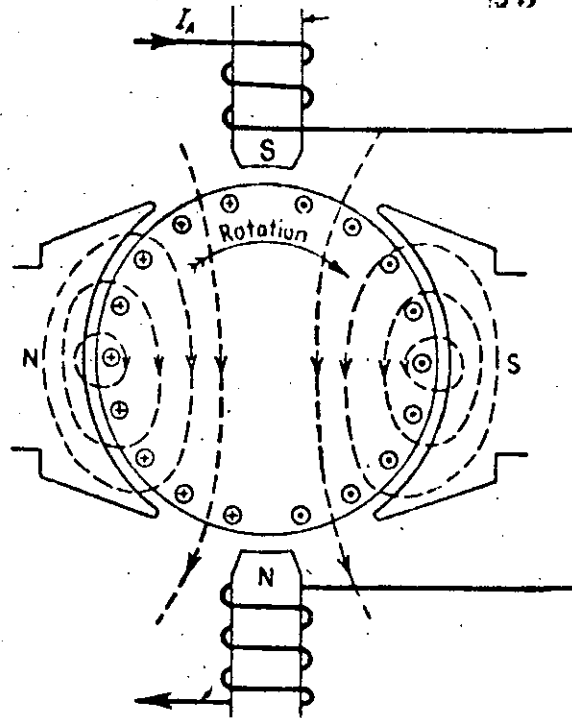


Figura 13 Compensación por interpolos

Devanados de compensación. Consiste en ranurar las zapatas polares y acomodar en ellas un devanado cuyo efecto es equivalente al de los interpolos, con las mismas ventajas, y al igual que en los interpolos, sin desventaja de consideración.

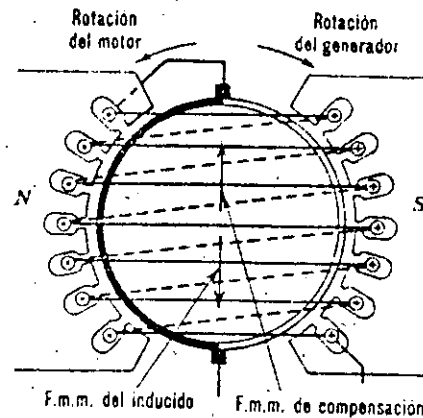


Figura 14 Devanados de compensación

PERDIDAS DE EFICIENCIA

Durante el fenómeno de conversión de energía, se producen en la máquina ciertas pérdidas que motivan que no toda la energía que entra en una forma, salga íntegramente en la otra para su aprovechamiento.

Las pérdidas se pueden agrupar de la manera siguiente:

1. Pérdidas eléctricas
 - a) En la resistencia de armadura
 - b) En el circuito de campo derivado
 - d) En el campo serie
2. Pérdidas magnéticas
 - a) Histéresis
 - b) Corrientes parásitas
3. Pérdidas mecánicas
 - a) Fricción
 - b) Ventilación

Pérdidas eléctricas. En vista de que los embobinados están hechos de un material conductor (generalmente cobre) que tiene cierta resistividad, hay ciertas resistencias internas de la máquina en las que se producen pérdidas de voltaje y de potencia; estas últimas se disipan en forma de calor.

Pérdidas en la resistencia de armadura. Los elementos que intervienen en la resistencia de armadura varían según el puente de vista para el que se tengan en cuenta. Para el análisis de comportamiento de la máquina, usando mediciones que se toman desde el exterior de ella, la resistencia de armadura está compuesta por:

Resistencia del embobinado

Resistencia de las delgas

Resistencia de la superficie de contacto conmutador-escobillas

Resistencia de las escobillas

Resistencia de los interpolos y/o embobinados de compensación

No obstante que intervienen todos estos elementos, vamos a considerar la resistencia de armadura como un parámetro concentrado, a fin de simplificar la simbología y los diagramas.

En la figura 15 representamos dos elementos dentro del símbolo de armadura, que son su resistencia interna y la fuerza electromotriz (o contra electromotriz en el caso del motor).

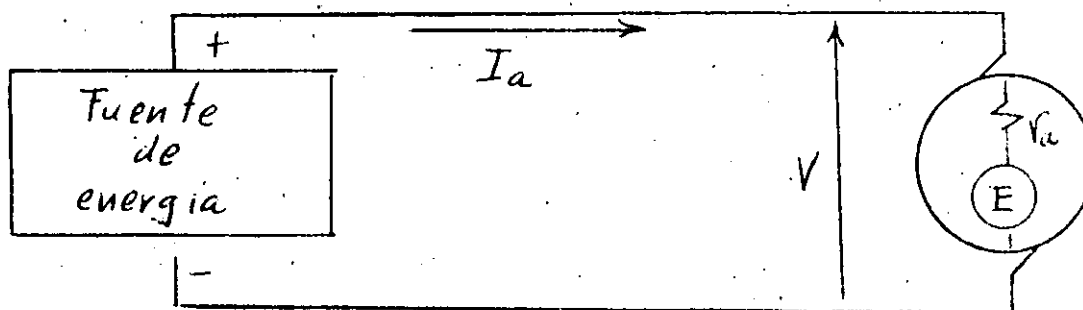


Figura 15 Diagrama de la máquina operando como motor

En la figura 15 tenemos ilustrada la armadura de la máquina, trabajando como motor. Analizando esta malla tenemos:

Ecuación de voltajes: $V = E + r_a I_a$

Ecuación de potencias: $P_e = EI_a + r_a I_a^2$

en donde:

V = Voltaje externo de la máquina

E = Fuerza contraelectromotriz

I_a = Corriente de armadura

P_e = Potencia de entrada

$E I_a = T_e$ = Potencia transformada

$r_a I_a$ = Pérdida de voltaje en armadura

$r_a I_a^2 =$ Pérdida de potencia en armadura

En estas ecuaciones, el signo de los últimos términos ($r_a I_a$ y $r_a I_a^2$) cambia a negativo cuando la máquina trabaja como generador, y en ese caso P_e se convierte en P_s (potencia de salida).

Pérdidas en el circuito de campo derivado. Se dice circuito de campo derivado, porque usualmente se conecta un reóstato en serie con el campo, a fin de limitar la corriente de excitación en derivación, o con excitación independiente.

El reóstato también contribuye a las pérdidas, de manera que éstas son:

$$P_d = (r_d + r_r) I_{ex}^2$$

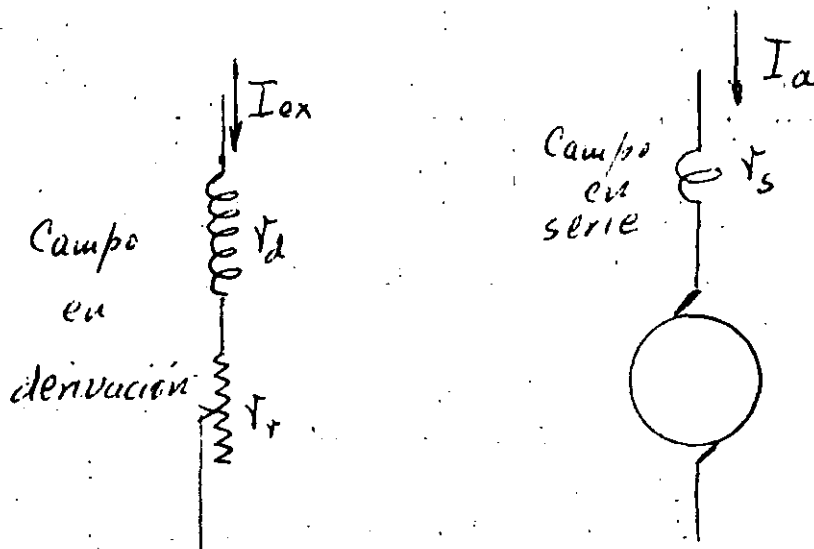


Figura 16 Pérdidas de los campos

En la figura 16 no se aprecia de donde se alimenta el campo en derivación. Si la excitación es en derivación, se conecta a la misma fuente de energía de la armadura; si es independiente se conecta a otra fuente.

Pérdidas en el campo serie. En la misma figura 16 se puede apreciar que las pérdidas en el campo serie son:

$$P_s = r_s I_a$$

Pérdidas magnéticas. Las pérdidas en un circuito magnético se presentan cuando el campo es una función del tiempo o del espacio.

Aparentemente, en la máquina de C.D. existe un campo estacionario en el espacio y en tiempo, pero hay que tener en cuenta que si el núcleo de armadura gira dentro de este campo, entonces el campo resulta una condición variable para el hierro del núcleo (variable en el espacio, puesto que es como si el campo girara dentro de la armadura).

El fenómeno de histéresis se puede interpretar como una oposición al cambio. En la figura 17 vemos como la armadura al girar, trata de "llevarse consigo" parte de la magnetización producidos por el campo inductor.

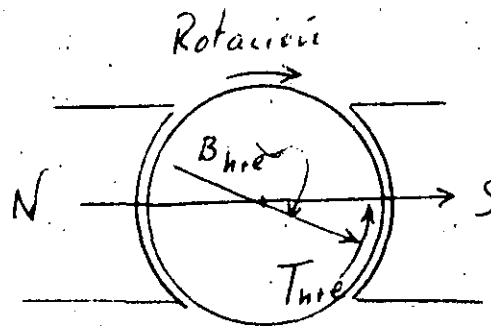


Figura 17 El par oponente de histéresis y corrientes parásitas.

El campo que guarda el núcleo de armadura es atraído por el campo inductor, generando un par T_h que se opone siempre al giro del rotor.

Las corrientes parásitas se inducen en el núcleo, debido a que el hierro además de ser buen conductor magnético, es también conductor eléc-

trico. Desde el punto de vista eléctrico, dentro del cuerpo del núcleo, se forman fibras anulares alrededor del campo inductor, y como éste varía en posición, se inducen pequeñas fuerzas electromotrices en estos circuitos cerrados, originando corrientes de espira que son precisamente las corrientes parásitas, (llamadas en inglés corrientes de eddy, es decir, corrientes de torbellino).

Estas corrientes parásitas general un campo magnético cuyo efecto se suma al de histéresis, produciendo el par total de pérdidas magnéticas que muestra la figura 17 como T_{h+e} .

Las pérdidas magnéticas se pueden calcular por el producto del par T_{h+e} por la velocidad angular

$$P_{h+e} = T_{h+e}$$

Las pérdidas magnéticas se manifiestan en la máquina, como si se tratara de una fricción, y se disipan en forma de calor.

Pérdidas mecánicas. Las pérdidas mecánicas se manifiestan de manera análoga a las magnéticas, por un par que se opone al sentido de giro de la armadura. Este par se debe a:

1. Fricción estática. El coeficiente de fricción estática, usualmente es diferente (mayor) que el dinámico. Se le considera únicamente en el arranque de la máquina.
2. Fricción dinámica. Adquiere un valor constante, una vez que la armadura ha empezado a girar. Teóricamente se le considera como una fricción entre dos superficies secas.
3. Fricción viscosa. Como la fricción es una necesidad de la máquina, es necesario reducirla para prolongar la vida útil de los rodamientos. Cuando se incluye lubricante entre los elementos en fricción el coeficiente se vuelve una función de la velocidad.
4. Ventilación. Muchas máquinas tienen un ventilador montado sobre su flecha, para aumentar la eficiencia del enfriamiento. El movimiento del aire produce otro par más de oposición al giro, que también es función de la velocidad.

En la figura 18 se muestran los componentes 1,2,3 y 4 del par de pérdidas mecánicas, así como el par resultante.

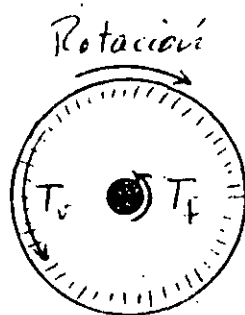


Figura 18 Par de pérdidas mecánicas.

Si llamamos T_{f+v} al par de pérdidas mecánicas (fricción + ventilación) estas se pueden evaluar por la ecuación:

$$P_{f+v} = T_{f+v}$$

Si estas pérdidas se determinan para una velocidad fija son constantes, pero si se desea valorarlas a diferentes velocidades, la función del par usualmente es algo compleja. Para máquinas sin ventilador, y con buenos rodamientos, el par tiene poca variación, y no se comete gran error al considerarlo constante para cualquier velocidad.

Balance de pérdidas mecánicas. Este balance se refiere más bien a los pares mecánicos, independientemente de cual sea su origen. Consideraremos fundamentalmente tres:

Par electromagnético, que como hemos visto, es el que se origina por el fenómeno de conversión de energía

$$T_e = \frac{E I_a}{\omega}$$

Par de pérdidas magneto mecánicas..La manifestación tan similar de las pérdidas magnéticas y mecánicas nos permite agruparlas en un solo par opONENTE al giro T_p .

$$T_p = T_{h+e} + T_{f+v}$$

Par mecánico, que es el par disponible en la flecha de la máquina el cual será aprovechado por el equipo impulsado. Su valor es totalmente determinado por las características y necesidades del equipo impulsado.

Para establecer el balance de pares, basta con recordar que en la armadura del motor se origina un par electromagnético que tiende a entregarlo la máquina por conducto de su flecha, pero antes de salir se pierde una pequeña parte, de modo que el par mecánico disponible es:

$$T_m = T_e - T_p$$

Si la máquina trabaja como generador, el signo del último término de esta ecuación se vuelve positivo.

Eficiencia. La eficiencia de todo equipo se calcula como la potencia de salida entre la potencia de entrada

$$\eta = \frac{P_s}{P_e} \quad \text{por unidad}$$

$$\% \eta = \frac{P_s}{P_e} \times 100 \quad \text{por ciento}$$

en donde la potencia de salida y la de entrada difieren entre sí por las pérdidas

$$P_e = P_s + P_{erds.}$$

$$P_{erds} = \text{Perd. eléct.} + \text{Pérd. mag.} + \text{Pérd. mec.}$$

RESUMEN

Para analizar posteriormente el comportamiento de los motores de C.D. es indispensable recordar cuatro puntos de nuestra teoría básica, que son:

1. Conocimiento de la curva de saturación en vacío, ya sea en su forma gráfica o por su ecuación analítica (Función de Froelich)
2. En la resistencia de armadura se produce una pérdida de la energía motriz. La forma más simple de expresarla es como una pérdida de voltaje, pero a partir de ella se puede calcular la pérdida de potencia.
3. La fórmula básica de conversión nos relaciona el par electromagnético y la velocidad angular, con la fuerza electromotriz y la corriente de armadura.
4. Entre el par electromagnético y el par mecánico hay una diferencia, debido al par por pérdidas magnetomecánicas.

$$1. E = \frac{a \omega I_{ex}}{b + I_{ex}}$$

$$2. V = E + r_a I_a \quad (\text{para el caso motor})$$

$$3. T_e \omega = E I_a$$

$$4. T_m = T_e - T_p \quad (\text{para el caso motor})$$

REFERENCIAS

Langsdorf A.S. Principios de máquinas de corriente continua.

Mc Graw Hill, México 1977.

Siskind CH. S. Electrical Machines. Mc Graw Hill International 1959.

Slemon G.R. y Straughen A. Electric Mechines, Addison-Wesley Publishing Co, E.U. 1980.

Matsch L.W. Máquinas Electromagnéticas y Electromecánicas. Rep. y Serv. de Ingeniería, México 1974.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

CALCULO Y SELECCION DE MOTORES ELECTRICOS

CARACTERISTICAS DE LOS MOTORES

**ING. LUIS A. PADILLA GONZALEZ
DICIEMBRE, 1984**

GENERALIDADES.

En casi todas las ramas de la Industria podemos encontrar aplicaciones tanto para motores de corriente alterna como para motores de corriente directa. Puede decirse que estos dos tipos de máquinas tienden a complementarse y no a competir entre si.

Los motores de corriente directa fueron los primeros dispositivos -- para la conversión de energía electromecánica, principalmente en tranvías donde la tracción eléctrica reemplazó a la tracción animal.

La invención del motor de inducción inclinó desde luego la balanza - hacia una mayor utilización de la corriente alterna; sin embargo, las estadísticas recientes demuestran que, contrario a las predicciones, el uso de motores de corriente directa tiende a aumentar en vez de - disminuir.

CARACTERISTICAS.

En las condiciones usuales donde la alimentación general de una Industria es a base de corriente alterna, las principales razones para - especificar un motor de corriente directa son:

- Su facilidad para controlar la velocidad.
- El control del par motor.
- La posibilidad de obtener un posicionamiento preciso.

En efecto, los motores de corriente directa son extremadamente flexi - bles en sus características de operación, pudiendo obtenerse con ellos una gran variedad de curvas par-velocidad, ya que estos motores poseen una característica que ningún motor de corriente alterna ha logrado - igualar: la facilidad para ajustar su velocidad dentro de una gama sumamente amplia, que puede ser controlada con gran precisión.

En adición los motores de corriente directa tienen mayor eficiencia que los de alterna en aquellas aplicaciones que involucren aceleración y desaceleración frecuente de cargas con inercia elevada.

En contraste, el motor de corriente directa presenta varias desventa - jas que no pueden pasar desapercibidas:

- Su tamaño y su costo son mayores que los de un motor equi - valente de corriente alterna.
- Normalmente requieren equipo adicional de rectificación.
- Su construcción es más compleja y precisan por lo tanto de mayor mantenimiento.

TIPOS DE MOTORES.

2

Para estudiar las características de operación, es conveniente hacer una separación entre los cuatro tipos fundamentales de motores de corriente directa, atendiendo a la forma en que se obtiene el flujo magnético de los polos principales, lo cual los clasificaría como sigue:

- Motores con excitación en serie.
- Motores con excitación en derivación
- Motores con excitación compuesta
- Motores de imán permanente.

MOTORES CON EXCITACION EN SERIE.

Este es el tipo de motor más sencillo. En este caso la bobina que produce el flujo se encuentra conectada en serie con la armadura y como el flujo es a su vez una función de la corriente y del número de espiras del campo, a mayor corriente de armadura se obtendrá un mayor flujo y esto resultará en una característica de velocidad de elevada regulación, es decir, la velocidad se reducirá a medida que el par aumenta.

Este tipo de características se adapta perfectamente a determinadas máquinas impulsadas como es el caso de locomotoras y vehículos eléctricos, donde además se tiene un acoplamiento permanente y no existe el riesgo de que el motor se quede sin carga y se exceda su velocidad crítica.

MOTORES CON EXCITACION EN DERIVACION.

Este motor tiene normalmente el campo conectado en paralelo con la armadura. En muchas aplicaciones el campo se conecta de hecho a una fuente separada de potencial constante, no obstante lo cual el motor se sigue considerando dentro de esta clasificación debido a que sus características de operación siguen siendo básicamente las mismas.

Si consideramos la ecuación básica:

$$V_a = I_a R_a + E_a$$

En la cual V_a es el voltaje aplicado a la armadura, I_a es la corriente de armadura, R_a es la resistencia de la armadura y E_a es la fuerza electromotriz generada. Si se incrementa I_a , $I_a R_a$ aumentará en la misma proporción y como V_a es constante, el valor de E_a deberá reducirse para seguir manteniendo la igualdad.

Como la fuerza electromotriz E_a es proporcional al flujo y a la velocidad; si el flujo se mantiene constante, la velocidad deberá disminuir para que disminuya E_a , con lo cual obtendríamos una curva de velocidad descendente con la carga.

Ahora bien, la corriente que circula por la armadura y que aumenta en proporción del par demandado por la carga, produce un flujo magnético propio que se opone al de los polos principales. Esta disminución del flujo neto tiende a incrementar la velocidad, de tal modo que si su efecto sobrepasa al producido por la caída de potencial $I_a R_a$, el motor tendría una característica de velocidad ascendente que sería inestable y podría conducir a que el motor se desboque.

Por esta razón los motores con excitación en derivación se usan en sistemas de voltaje constante, donde se requiere una velocidad prácticamente invariable y el motor puede mantenerse dentro de la región de operación estable:

MOTORES CON EXCITACION COMPUESTA.

Por lo general los motores con excitación compuesta tienen su campo distribuido 50 % en serie y 50 % en derivación. Este tipo de motores reducen su velocidad al aumentar la carga y el campo en derivación tiene la intensidad suficiente para evitar que el motor se desboque al quitar la carga.

La proporción de los campos serie y derivación pueden variarse desde luego y esto determinará las características del motor. Si el campo serie solo representa un 10 ó 20 % del total, el motor se conduce como un motor en derivación estabilizado, ya que los ampere - vueltas del campo serie sirven para compensar el efecto de la reacción de armadura y evitar que el motor pueda aumentar su velocidad con valores elevados de carga.

MOTORES DE IMAN PERMANENTE.

Estos motores obtienen el flujo necesario para su operación de imanes hechos de algún material como el ALNICO que puede retener un cierto nivel de magnetización.

Las características de estos motores varían un poco de las convencionales y su funcionamiento está sujeto a ciertas limitaciones que deben tomarse en consideración para una aplicación correcta.

Las ventajas de un motor de imán permanente son:

- 1.- Poca variación de sus características con la temperatura.
- 2.- Poca efecto de la reacción de armadura lo cual resulta en mayor par por ampere en condiciones de sobrecarga.

- 3.- La velocidad no puede incrementarse con la carga.
- 4.- Facilidad de conexión, solamente dos terminales de la armadura.
- 5.- Mayor simplicidad del control ya que no requiere relevadores de protección contra pérdida de campo.

Las principales desventajas son:

- 1.- Si se sujeta al motor a corrientes que excedan el valor de diseño el campo se debilita y tiene que ser nuevamente magnetizado.
- 2.- El costo de un motor de imán permanente es mayor que el de un motor convencional de igual potencia, aunque en algunos casos el costo total de instalación puede resultar menor.

CARACTERISTICAS PAR-VELOCIDAD.

Las características de par-velocidad de un motor de corriente directa son bastante diferentes de las de un motor de corriente alterna debido a que su operación no es a velocidad constante y debido a las diversas variables que afectan el par.

Si ilustramos en forma conjunta las curvas correspondientes a los cuatro tipos de motores mencionados y las referimos todas a un punto común de par nominal y velocidad base, podremos apreciar mejor las diferencias entre los distintos tipos de motores.

Puede apreciarse de inmediato que la velocidad de un motor en derivación es prácticamente constante en toda la gama de pares de operación normalmente utilizados.

Teóricamente no existe un límite para el par que un motor de corriente directa puede desarrollar, dicho par es proporcional al producto del flujo por la corriente de armadura, por lo que el límite real queda determinado por la conmutación, o sea la máxima corriente que las escobillas puedan manejar sin dañarse. Este límite puede establecerse para el motor en derivación en un 200% de la corriente nominal.

Lo anterior nos podría sugerir que un motor en derivación puede desarrollar un par en el arranque del 200% del nominal, lo cual nuevamente es cierto en teoría pero difícil de alcanzar en la práctica por las limitaciones impuestas por el control.

Si observamos ahora la curva correspondiente al motor serie, vemos que a una carga menor que la nominal la velocidad aumentará rápidamente, lo cual puede destruir el motor si no se le protege adecuadamente.

Por lo que hace a la curva correspondiente al motor con excitación compuesta, puede verse que su comportamiento es intermedio entre los dos anteriores. Este motor posee algo de la capacidad de desarrollar un alto par de arranque como el motor serie y algo de las características de velocidad constante del motor en derivación.

El motor de imán permanente por su parte tiene una característica par-velocidad que es casi una línea recta en la que la velocidad siempre disminuye al aumentar la carga. Este tipo de motor es completamente estable hasta que se alcanza la desmagnetización de las piezas polares.

ARRANQUE DE MOTORES DE CORRIENTE DIRECTA.

Cuando el motor opera cerca de su velocidad nominal, la armadura genera una fuerza contra-electromotriz que limita el valor de la corriente de armadura, pero como dicha fuerza contra-electromotriz es proporcional a la velocidad, su valor es cero en el arranque y lo único que limita la corriente es la resistencia óhmica del devanado de la armadura que tiene un valor muy reducido. Si se aplicase el voltaje completo a la armadura el valor de la corriente sería demasiado elevado, pudiendo producirse un arqueado en el conmutador; en adición el par desarrollado por el motor sería excesivo y podría dañar mecánicamente a la máquina impulsada.

Por consiguiente es necesario limitar la corriente de esta armadura en el arranque a no más de 200% del valor nominal.

En motores pequeños que mueven cargas de inercia reducida es permisible arrancar en forma directa, ya que el motor es capaz de acelerar rápidamente la carga sin que se produzcan daños al motor o a la carga. El límite práctico para realizar el arranque directo está dado por la tabla siguiente:

<u>Velocidad Base</u>	<u>Pot. Máxima HP.</u>
3500 RPM o menos	0.5
1750 RPM o menos	2
1150 RPM o menos	3
850 RPM o menos	5

En los casos en que el control no permita variar el voltaje de alimentación a la armadura los motores se arrancan insertando suficiente resistencia en serie con ésta, para limitar la corriente a un valor permisible.

En un motor serie la resistencia deberá insertarse en serie con la armadura y el campo.

Cuando el control permite ajustar el voltaje de alimentación de la armadura independientemente del voltaje del campo en derivación, no es necesario insertar resistencia en serie ya que el valor de la corriente de arranque se limita directamente al reducir la tensión aplicada a la armadura.

En un motor serie conectado a una alimentación de tensión constante, es posible intercalar un control tipo "chopper" que ajusta el valor medio de la tensión aplicada al subdividirla en pequeños segmentos que producen el mismo efecto que el de una fuente de voltaje variable.

CONTROL DE VELOCIDAD.

La gran flexibilidad posible para controlar la velocidad es una de las ventajas primordiales del motor de corriente directa. La gama de variación de velocidad es sumamente amplia y el número de pasos dentro de esta gama, puede considerarse infinito.

La velocidad de un motor de corriente directa está dada por la expresión.

$$n = \frac{V_a - I_a R_a}{\phi Z'} \text{ rpm}$$

Siendo ϕ el flujo por polo y Z' una constante que depende del número de conductores de la armadura, del número de polos y del tipo de devanado.

De la expresión anterior podemos ver que la velocidad del motor puede alterarse en dos formas:

- Cambiando la corriente de campo
- Cambiando el voltaje de armadura.

Cuando hablamos de velocidad de motores de corriente directa el punto de referencia es como ya se dijo la velocidad base, este valor corresponde a la velocidad que tendría el motor a plena carga, con la corriente nominal de campo y el voltaje nominal aplicado a la armadura.

CONTROL POR MEDIO DEL CAMPO.

La velocidad del motor aumenta en razón inversa de la corriente de campo, suponiendo que el voltaje de armadura permanece constante.

La simple adición de un reóstato en el circuito del devanado de campo permite realizar este ajuste mediante la siguiente secuencia de eventos.

- 1.- Se incrementa la resistencia en el circuito del campo.
- 2.- Se reduce la corriente de campo.
- 3.- Se reduce el flujo magnético.
- 4.- Se reduce la fuerza contra-electromotriz de la armadura.
- 5.- La corriente de la armadura se incrementa.
- 6.- El aumento en la corriente de armadura trae consigo un aumento en el flujo producido por la armadura ocasionando una reducción adicional del flujo total.
- 7.- Se incrementa la velocidad hasta estabilizarse en un valor tal que haga que el valor de la nueva f_{cem} más la caída de tensión $I_a R_a$ se iguale al voltaje aplicado.

Puede apreciarse que el control de campo puede utilizarse para obtener velocidades superiores a la velocidad base, pudiendo obtenerse una gama de aproximadamente 4 a 1. La velocidad máxima obtenible con control de campo, está fijada por las Normas para motores en derivación, en función de la potencia y de la velocidad nominal.

Este último valor está limitado por la construcción mecánica de la armadura, por lo cual mientras menor sea la velocidad base, más amplia será la gama permisible de control.

Como la capacidad del motor en HP permanece prácticamente constante, su capacidad para desarrollar un par en forma continua, disminuirá en la medida en que se incremente la velocidad.

El método de control de campo es el más simple y por lo tanto el más utilizado.

CONTROL DE ARMADURA.

Si la corriente de campo se mantiene sin alteración y el voltaje de armadura se modifica, la velocidad se modificará también de acuerdo con la ecuación mencionada anteriormente. El cambio en la tensión de armadura debe ser hacia abajo del valor nominal por lo que el ajuste de velocidad será también hacia abajo del valor base.

La gama de velocidades disponible por este método de control es más amplio que en el caso anterior: 10 a 1 y su efecto sobre la potencia y el par son opuestos a los observados para el control de campo:

- La capacidad del par permanece constante
- La potencia disponible disminuye en proporción a la disminución de velocidad.

Es conveniente señalar que la velocidad mínima de operación estará dictada por la elevación de temperatura alcanzada por el motor y dependerá en gran parte del sistema de enfriamiento empleado.

CONTROL COMBINADO DE CAMPO Y ARMADURA.

Cuando se requiere una variación de velocidad mayor que la obtenible por los métodos enunciados, estos pueden combinarse para obtener una gama total que es el producto de las dos anteriormente mencionadas o sea 40 a 1.

Supongamos por ejemplo un motor de 10 HP, 240 Volts cuya velocidad base es 500 rpm. La información de este motor indica que su velocidad máxima permisible es de 2000 rpm o sea una proporción de 4 a 1. Si utilizamos también el control de armadura en proporción de 10 a 1 podríamos reducir la velocidad hasta 50 rpm, obteniendo una variación total de 50 a 2000 rpm o sea 40 a 1.

Las mismas reglas de potencia y de par mencionadas anteriormente serían aplicables al control combinado.

REGULACION DE VELOCIDAD.

A primera vista los terminos " control de velocidad " y " regulación de velocidad " pueden parecer similares, sin embargo el control de velocidad es un ajuste que obtiene el operador por medio de un control externo al motor, en tanto que la regulación de velocidad es por definición el cambio de velocidad de un motor debido a sus características intrínsecas, cuando se altera su temperatura de operación o la carga aplicada a la flecha.

La regulación puede expresarse como el porcentaje de caída de velocidad entre la marcha en vacío y a carga plena o el porcentaje de disminución de velocidad a carga plena con el motor frío y con el motor a su temperatura normal de operación.

Debe recordarse que las características intrínsecas que ocasionan el cambio de velocidad del motor, están asociadas principalmente con las resistencias de los devanados y con el efecto de la carga aplicada y de la temperatura, en el flujo magnético producido.

REGULACION DEBIDA A LA CARGA.

A diferencia de un motor de corriente alterna, uno de corriente directa puede tener una característica par-velocidad que presente inestabilidad. Se dice que un motor de C.D. es inestable cuando no es factible obtener un equilibrio de velocidad o de corriente de armadura para determinadas condiciones de operación o bien cuando a una carga igual o menor que la nominal, la velocidad o la corriente de armadura alcanzan valores excesivamente elevados.

Se dice también que un motor es inestable cuando la velocidad se incrementa al aumentar la carga aplicada.

Por el contrario, si la velocidad decrece con un aumento de carga, se dice que el motor es estable.

Los motores en derivación que son los de mayor uso, tienen limitada por norma su regulación de velocidad desde marcha en vacío hasta carga plena y temperatura normal de operación a los valores indicados en la tabla siguiente:

POTENCIA	DE VELOCIDAD BASE HASTA 199% DE LA MISMA.	DE VELOCIDAD BASE HASTA 200 a 299% DE ESTA.	DE VELOCIDAD BASE HASTA 300 a 400% DE ESTA.
Menos de 3HP	20%	25%	30%
de 3 a 7.5HP	15%	20%	25%
Más de 7.5 HP.	10%	15%	20%

Los motores serie tienen una característica par-velocidad extremadamente descendente y por lo tanto su regulación muy amplia que se adapta perfectamente a determinadas aplicaciones, con las precauciones ya mencionadas de que la carga se mantenga siempre acoplada al motor, ya sea directamente o por medio de engranes.

Los motores con excitación compuesta pueden tener una curva de regulación similar a la del motor serie o a la del motor en derivación. Su regulación desde marcha en vacío hasta carga plena a temperatura normal varía del 15 al 25%.

REGULACION DEBIDA AL CALENTAMIENTO.

Cuando un motor se pone en marcha todos sus componentes están a la temperatura ambiente por lo cual la resistencia del campo tendrá un cierto valor que se incrementará a medida que el motor adquiere su temperatura normal de operación. Si el campo está conectado a una fuente de voltaje constante, el aumento de resistencia traerá consigo una disminución en el valor de la corriente de campo y la consiguiente reducción en el valor del flujo. Esto ocasionará que el motor adquiera mayor velocidad a medida que la temperatura de sus devanados se eleva.

CAPACIDAD DE SOBRECARGA.

Todos los motores de corriente directa de tipo Industrial, de construcción abierta, deben ser capaces de soportar una carga de 1.15 veces su potencia de placa, a la velocidad nominal.

Los motores con clasificación hasta de 0.25 hp/rpm deberán soportar una carga de 1.3 veces la nominal en forma continua si operan a velocidades entre el 150 y el 300 % de la nominal.

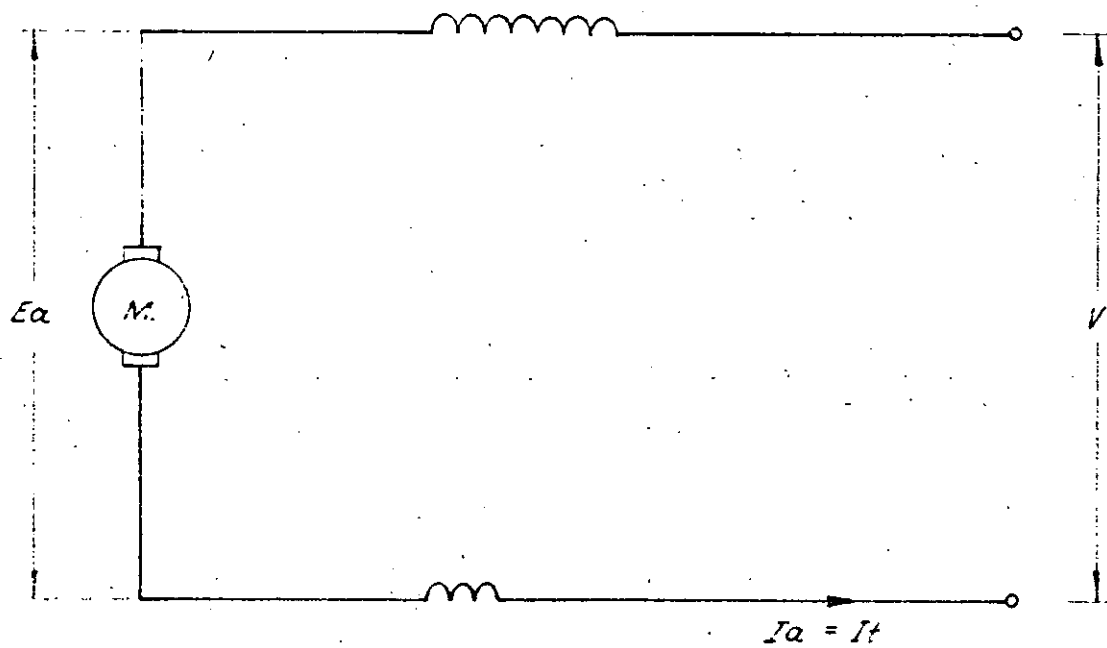
Todos los motores de tipo Industrial deberán tener una capacidad de sobrecarga momentánea del 50% arriba de la potencia nominal.

ELEVACION DE TEMPERATURA.

De acuerdo con las Normas, la elevación de temperatura permisible en las distintas partes de un motor de corriente directa de tipo Industrial, de acuerdo con su construcción, la clase de aislamiento y el método de medición, es la indicada en la tabla siguiente.

	MOTORES ABIERTOS.	MOTORES CERRADOS CON O SIN VENTILACION.		
CLASE DE AISLAMIENTO	130	130	155	180
<u>ELEVACION DE TEMPERA</u> <u>TURA (°C).</u>				
1.- Devanado de la armadura por resistencia.	90	100	130	155
2.- Devanados de campo por resistencia.	90	100	130	155
3.- Conmutador por termómetro.	75	85	105	125

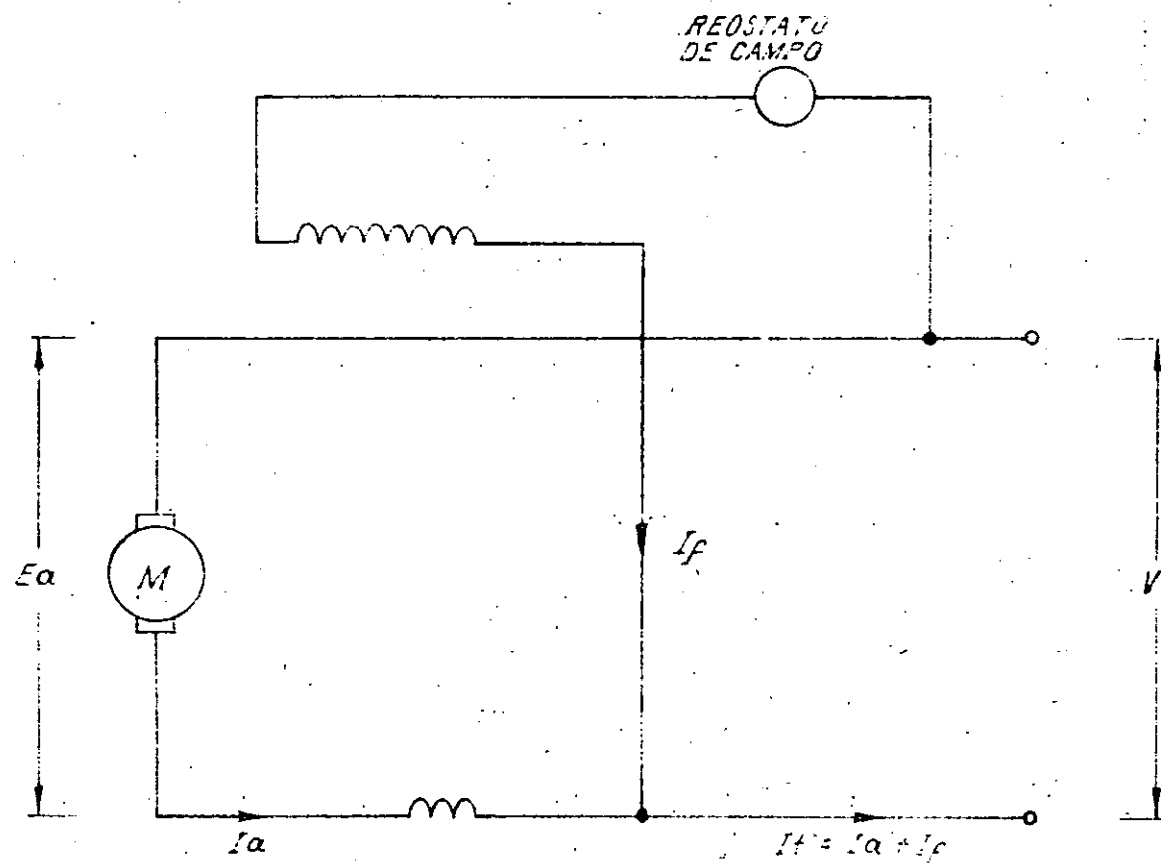
Las cifras indicadas en la tabla anterior se refieren a motores para carga continua. En el caso de motores para régimen intermitente, la elevación de temperatura permisible podrá ser mayor si el motor está clasificado para un tiempo de operación menor de 30 minutos.



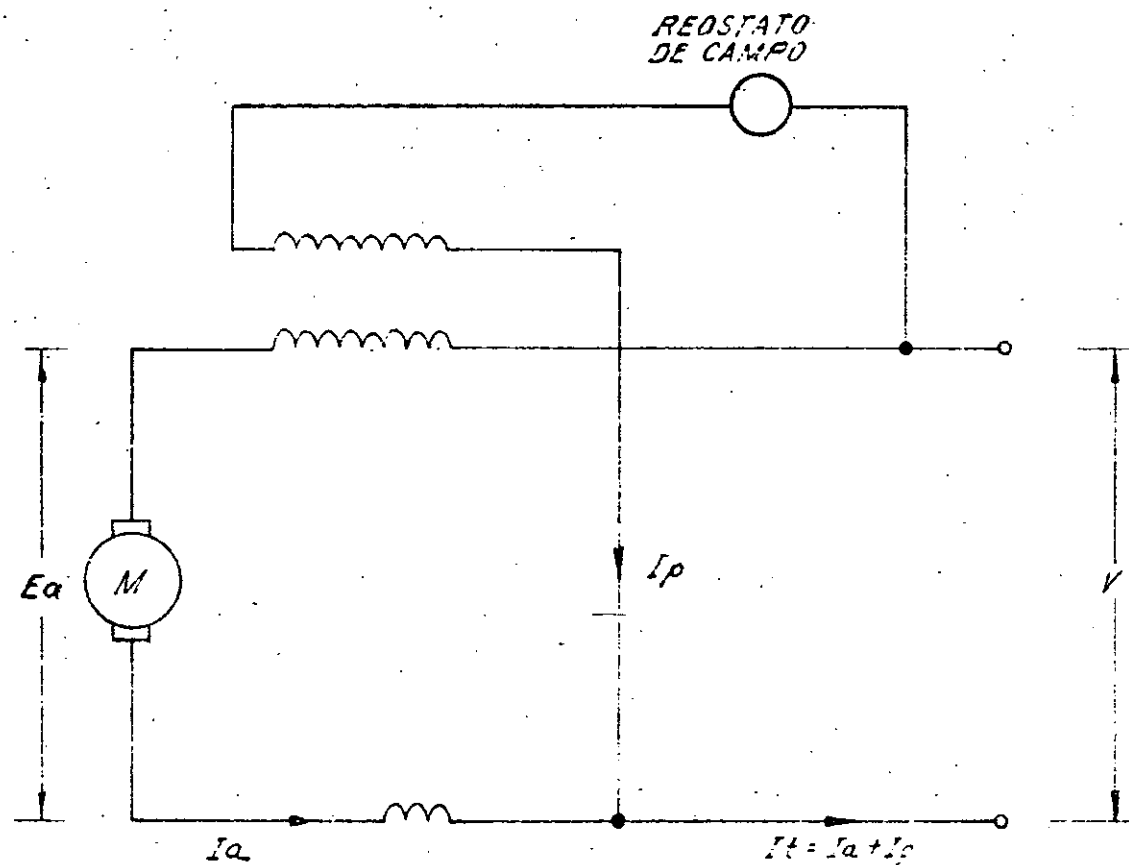
MOTOR SERIE

FIG. 1

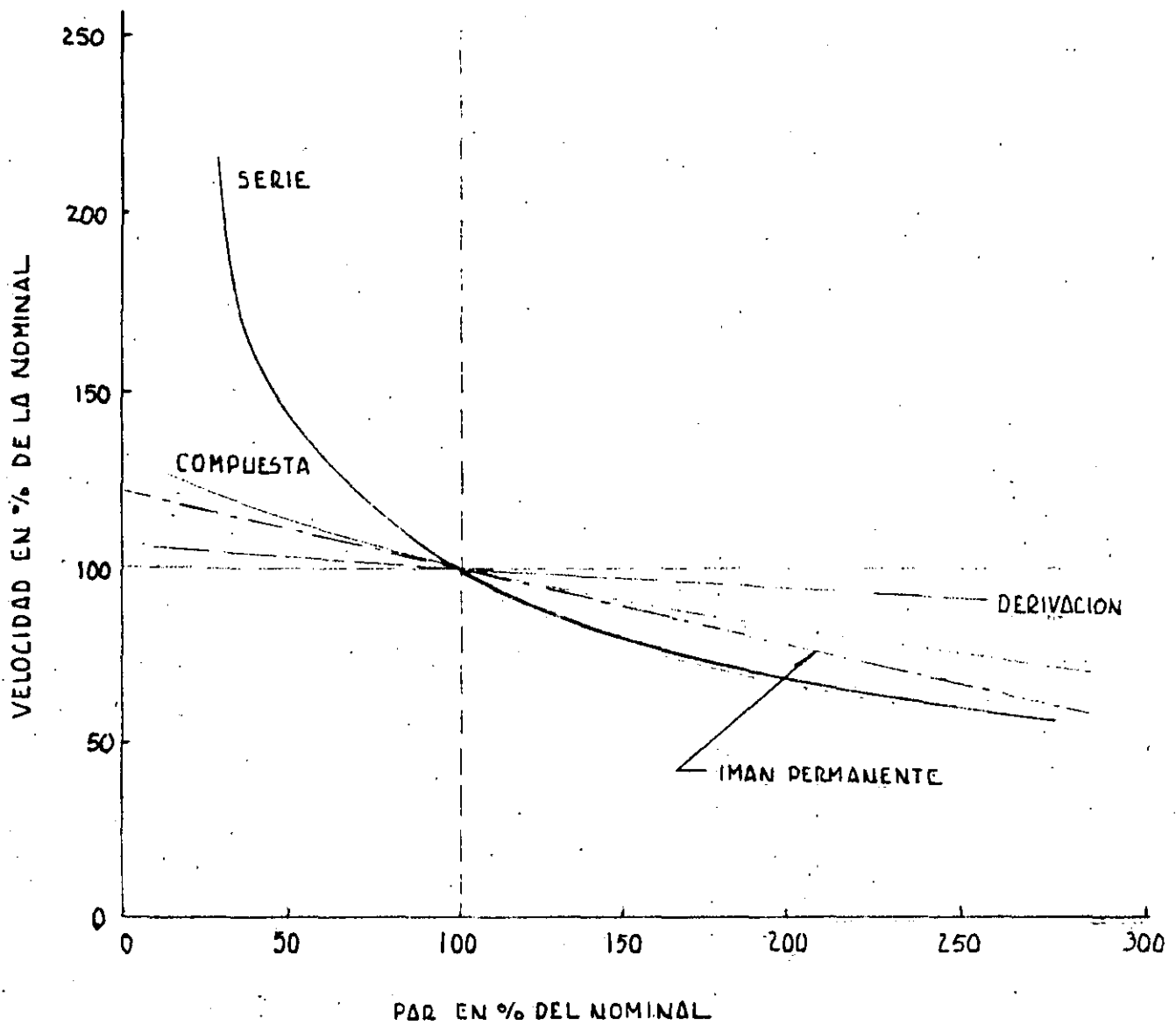
FIG. 2
-12



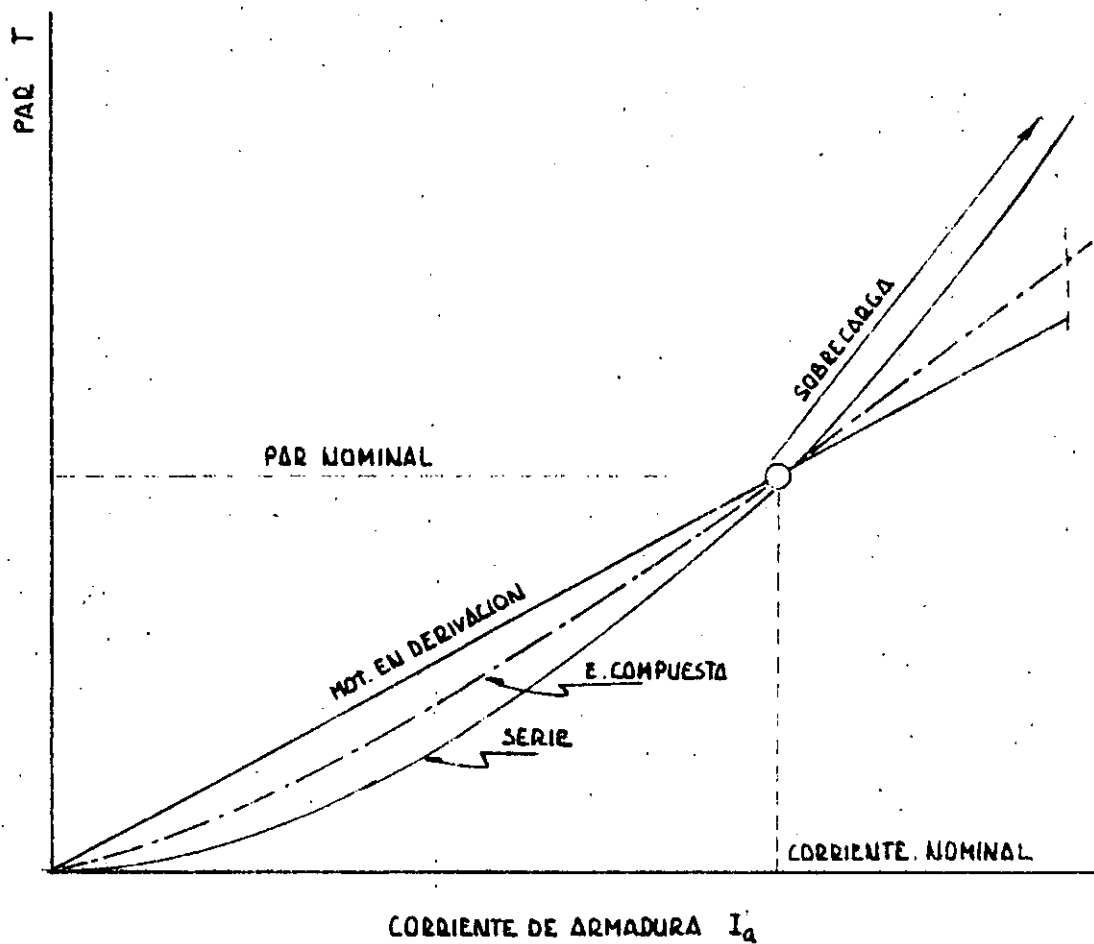
MOTOR EN SERIACION



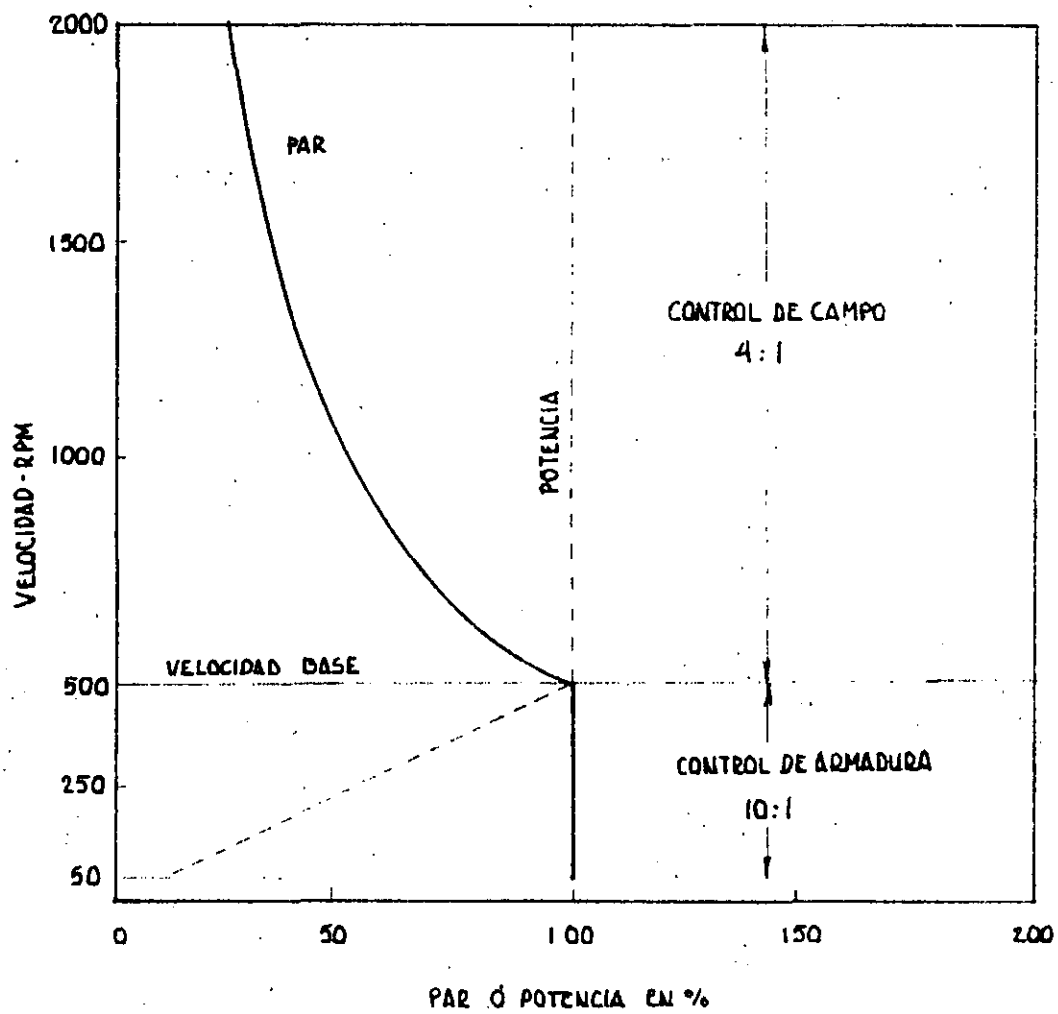
MOTOR CON E. COMPUESTA



CURVAS PAR-VELOCIDAD - MOTORES CD

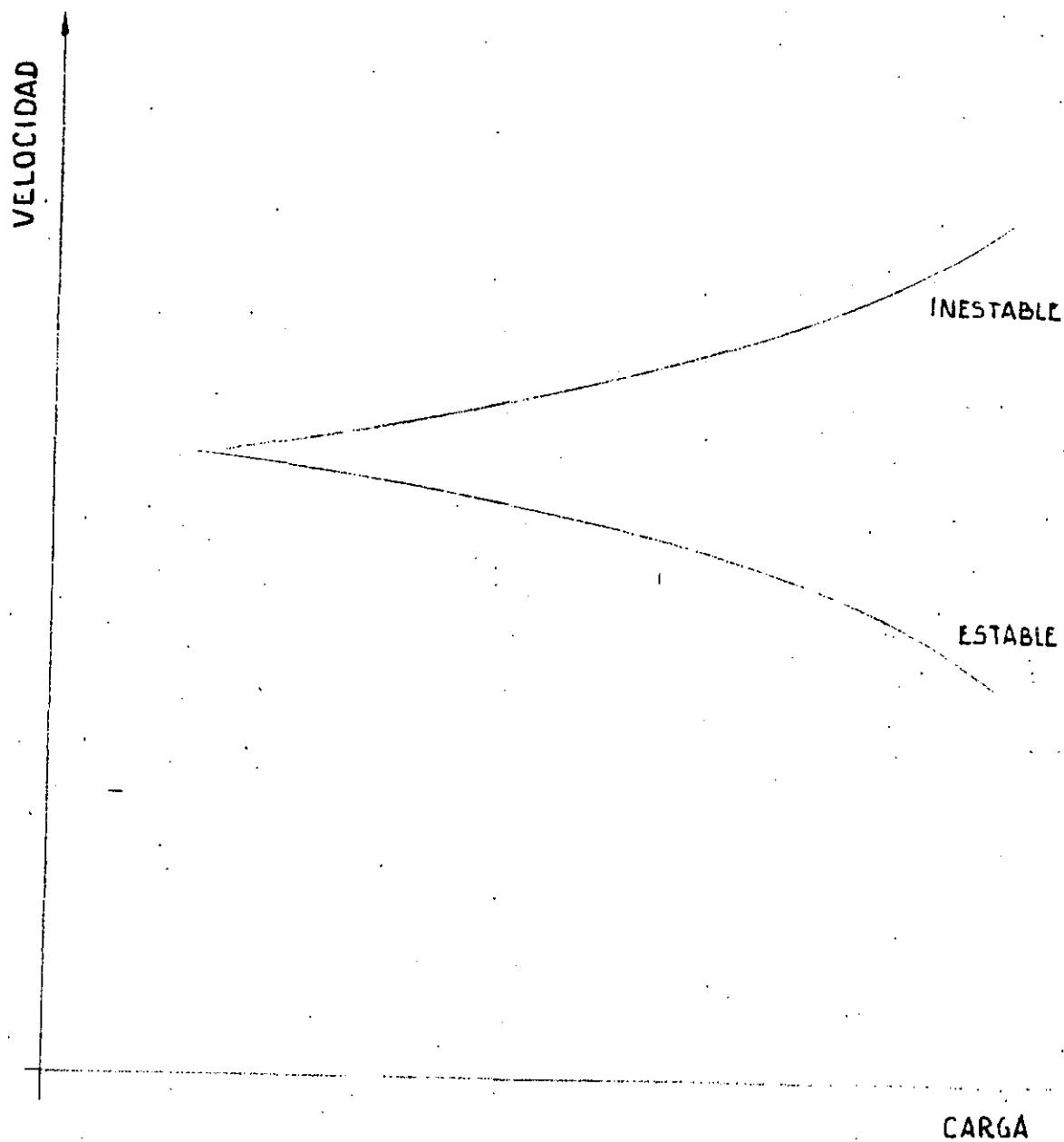


CURVAS DE PAR VS CORRIENTE DE
ARMADURA



CONTROL DE LA VELOCIDAD

FIG. 6



CARACTERISTICAS
VELOCIDAD - CARGA



DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.

CÁLCULO Y SELECCIÓN DE MOTORES ELÉCTRICOS

TEORÍA BÁSICA DE LOS MOTORES
SÍNCRONOS

ING. HUGO A. GRAJALES ROMÁN
DICIEMBRE, 1984

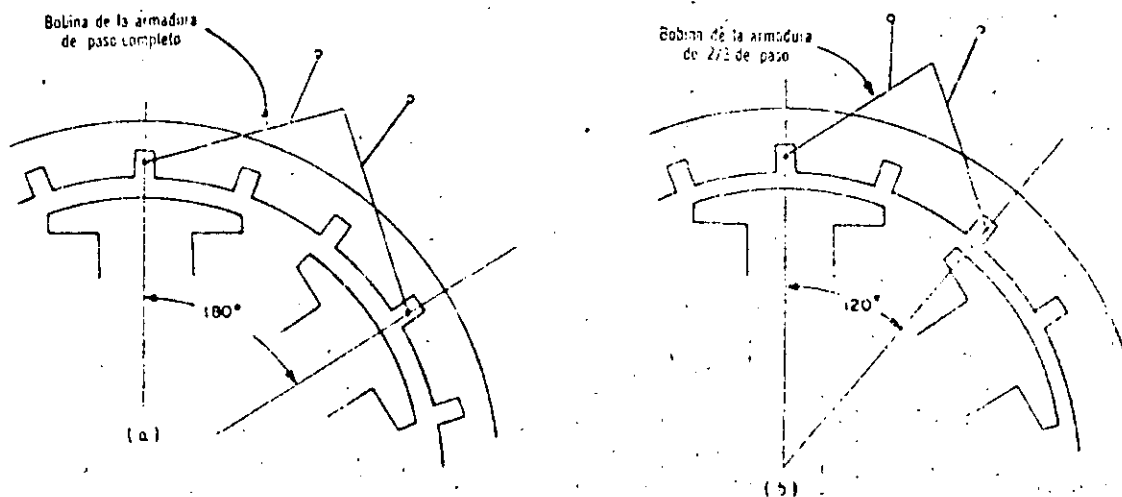


fig.3

Bobinas de armadura en máquinas multipolares

(a) Paso completo. (b) Paso fraccional de $2/3$.

La armadura en la Fig. 2 tiene tres ranuras por polo que corresponde a una armadura por fase y polo para un embobinado trifásico. Las tres bobinas que se muestran pertenecen a una fase que arbitrariamente se designa como la fase a, de aquí la designación de letras a_1 , a_2 y a_3 . Estas tres bobinas pueden conectarse en serie para formar un embobinado de circuito único, o pueden conectarse en paralelo con el resultado de un embobinado de tres circuitos. Una vista desarrollada de la conexión del circuito único se muestra en la Fig. 2 (b) y una vista lateral de los lados de la bobina en las ranuras se muestra en la Fig. 2 (c). Solamente los más sencillos de una variedad de embobinados de armadura usados en máquinas trifásicas son tratados. Sin embargo, los principios que enmarcan las características de estos embobinados simples

son básicos, que con modificaciones menores, se emplean arreglos más complejos.

Un embobinado trifásico resulta de la suma de otros dos conjuntos de bobinas de armadura desplazados 120° y 240° medidos eléctricamente, de la primera fase para producir un sistema de tres voltajes iguales en magnitud y desplazados entre sí por 120° . Un embobinado trifásico de paso completo se muestra en la Fig. 4 (a), (b) y (c) en donde la fase b se desplaza de la fase a por dos ranuras en la dirección de la rotación, con la fase c igualmente desplazada de la fase b. Debido a que cada ranura corresponde a 60° medidos eléctricamente, los embobinados están desplazados de tal manera que los voltajes de la fase b y la fase c atrasados del voltaje de la fase a por 120° y 240° respectivamente, como se muestra el diagrama de fasores en la Fig. 4 (d).

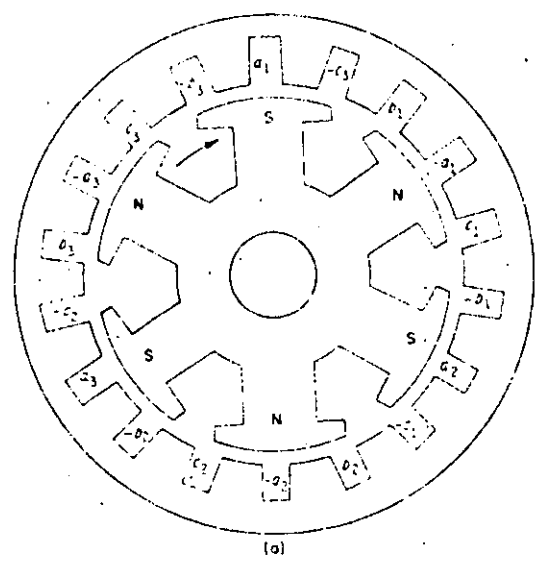


Fig. 4 a

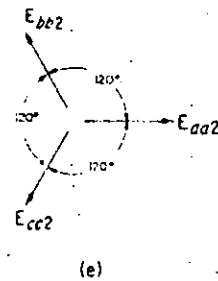
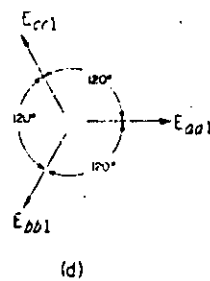
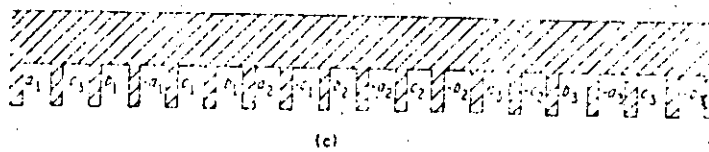
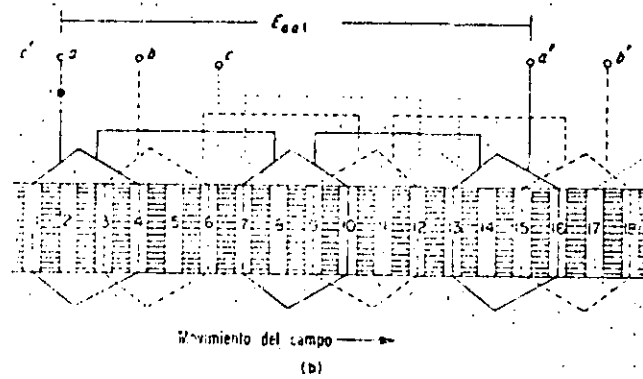


Fig. 4 b,c,d,e

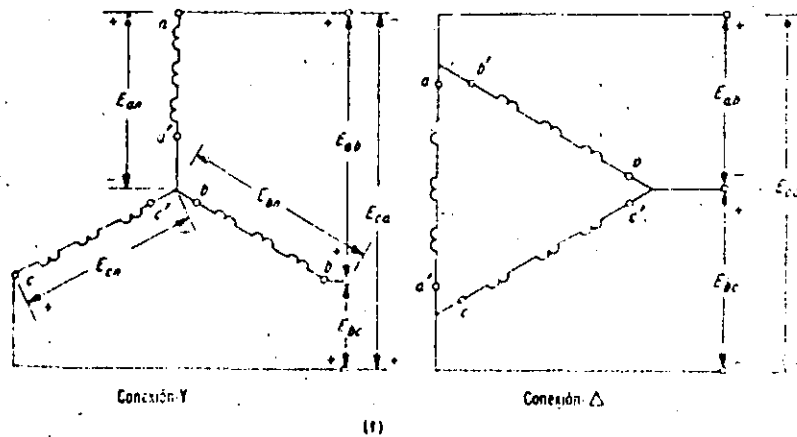


Fig. 4 f.

Fig. 4. Máquina trifásica, de seis polos. (a) Colocación de los lados de la bobina en las ranuras del estator. (b) Vista desarrollada del embobinado de armadura. (c) Vista lateral desarrollada de las ranuras (d) Fasores de voltaje de secuencia positiva. (e) Fasores de voltaje de secuencia negativa. (f) Conexiones Y y Δ

Esta secuencia de fases (a-b-c) se llama secuencia de fases positiva. Una inversión en la dirección de la rotación resulta en una secuencia de fases negativa (a-b-c) como se muestra en el diagrama de fasores en la Fig. 4 (e). El embobinado en la Fig. 4 tiene la mitad de bobinas como lo hay de ranuras o un costado de bobina por ranura. El arreglo más común de dos costados de bobina por ranura se muestra en la Fig. 5, con solamente una fase mostrada en la Fig. 5 (a) y (b). Una vista la-

teral de las ranuras y de los lados de la bobina para las tres fases se muestra en la Fig. 5 (c). Una comparación de la Fig. 5 (a) con la Fig. 4 muestra que la primera tiene dos capas de lados de bobina en las ranuras y la última tiene una capa, por lo tanto el término de embobinados de dos capas y una capa. Aunque los embobinados de una sola capa no son comunes, algunas veces son usados en motores de inducción de 10 hp. o menores. La principal ventaja del embobinado de dos capas es el de la acomodación de bobinas de paso fraccional que tienen menores terminales o conexiones finales que las bobinas de paso completo y como resultado tienen menor resistencia sin disminuir el encadenamiento de su flujo. El paso fraccional también sirve para mejorar, la forma de onda de la fmm inducida y la fmm de la armadura. Tres bobinas con un paso fraccional de $2/3$ se ilustra en la Fig. 6 y un embobinado de paso $5/6$ se muestra en la Fig. 7.

Los embobinados tratados en este capítulo se llaman embobinados de ranura integral, ya que ocupan una estructura en el que el número de ranuras por polo es un entero.

Los embobinados de paso fraccional tienen dos ventajas: (a) es posible el usar las mismas laminaciones del estator con el resultado de una menor inversión en dados para estructuras de polos salientes, y (b) la contribución a una buena forma de onda a aquélla de un embobinado de paso entero con gran número de ranuras por polo. Embobinados de ranura fraccional son también usados algunas veces en motores de inducción.

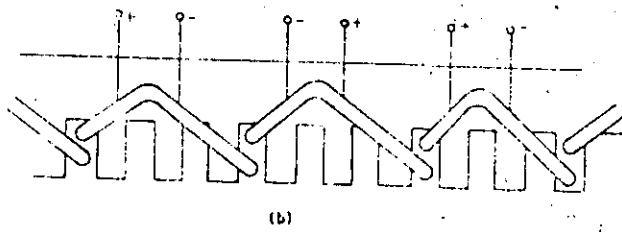
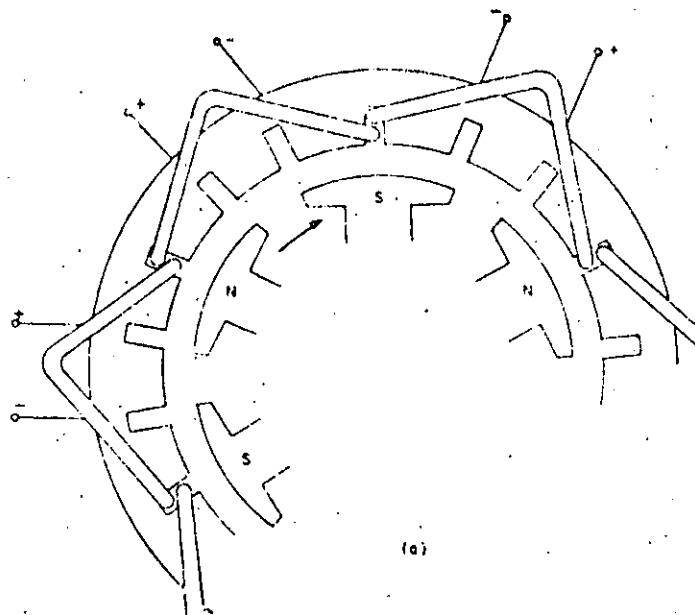


Fig. 5 a,b.

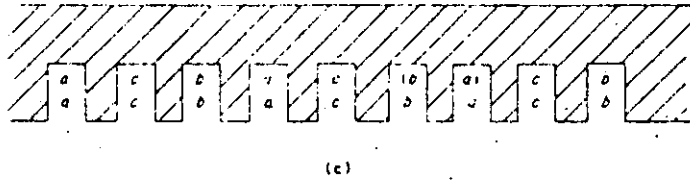


Fig. 5 (a) Representación parcial de una fase de paso completo, dos capas, embobinado trifásico (b) Vista desarrollada. (c) Arreglo de los lados de la bobina en todas las fases

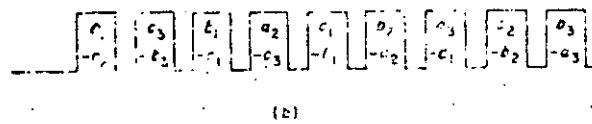
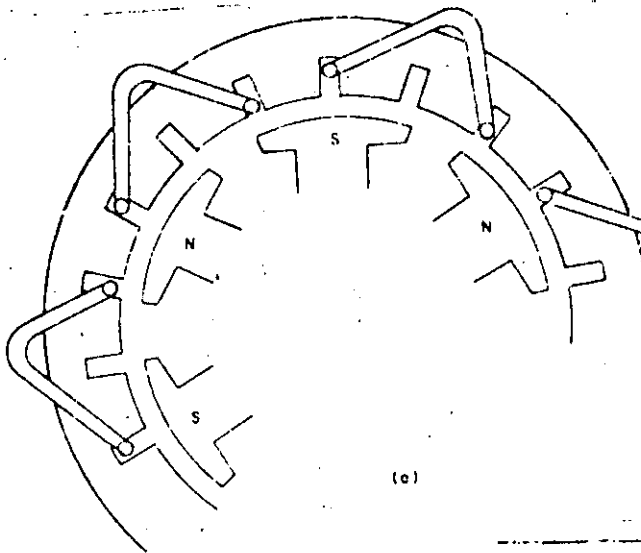


Fig. 6 (a) Representación parcial de una fase de un embobinado trifásico de paso fraccional $2/3$. (b) Arreglo de los lados de la bobina para las tres fases.

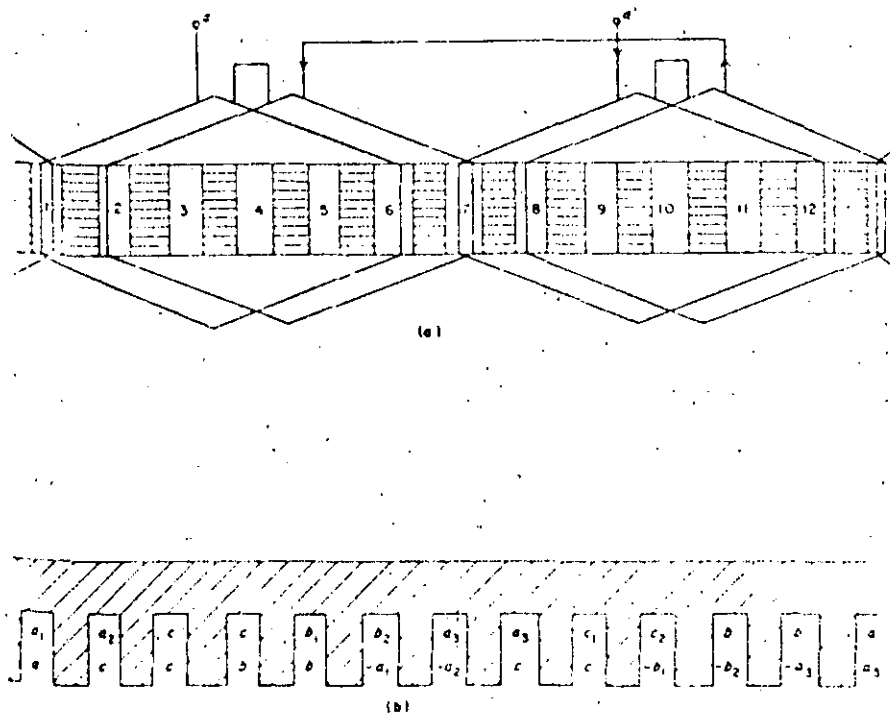


Fig. 7 (a) Vista desarrollada de una fase de paso fraccional 5/6, embobinado trifásico para un par de polos. (b) Vista lateral de los lados de la bobina en las ranuras.

2.- TIPOS DE ROTORES Y EMBOBINADO DE CAMPO.

Los sistemas convencionales de la industria de potencia son alimentados por generadores sincrónicos trifásicos que caen en dos clasificaciones generales, máquinas de rotor cilíndrico y máquinas de polos salientes. La construcción de rotor cilíndrico es propia de generadores sincrónicos impulsados por turbinas de vapor y que también son conocidos como turboalternadores, las turbinas de vapor operan a velocidades relativamente altas, siendo comunes las velocidades de 1,800 y --- 3,600 rpm para 60 Hz, consideradas de rotor cilíndrico, que debido a su rigidez fácilmente resiste las fuerzas centrífugas desarrolladas a esas velocidades.

Los rotores de polos-salientes se utilizan en generadores sincrónicos de bajas velocidades, tales como los impulsados por ruedas de agua. También son usados en motores sincrónicos. Debido a sus bajas velocidades, los generadores de polos salientes requieren de un alto número de polos, como por ejemplo, 72 polos para un generadores de 100 rpm y 60-Hz. Esto resulta del hecho de que en una revolución el voltaje se -- desplaza P/2 ciclos y la relación entre la frecuencia y la velocidad es

$$f = \frac{P n_{sin}}{120}$$

donde P = número de polos y n_{sin} = velocidad sincrónica en rpm.

En contraste con una máquina de c-d el embobinado de campo está montado en el rotor, debido a que el embobinado de campo es menos masivo que el embobinado de la armadura, operando como lo hace a menores voltajes con pequeñas corrientes. Además, el embobinado de campo es excitado con corriente directa, necesitando sólo dos anillos deslizantes.

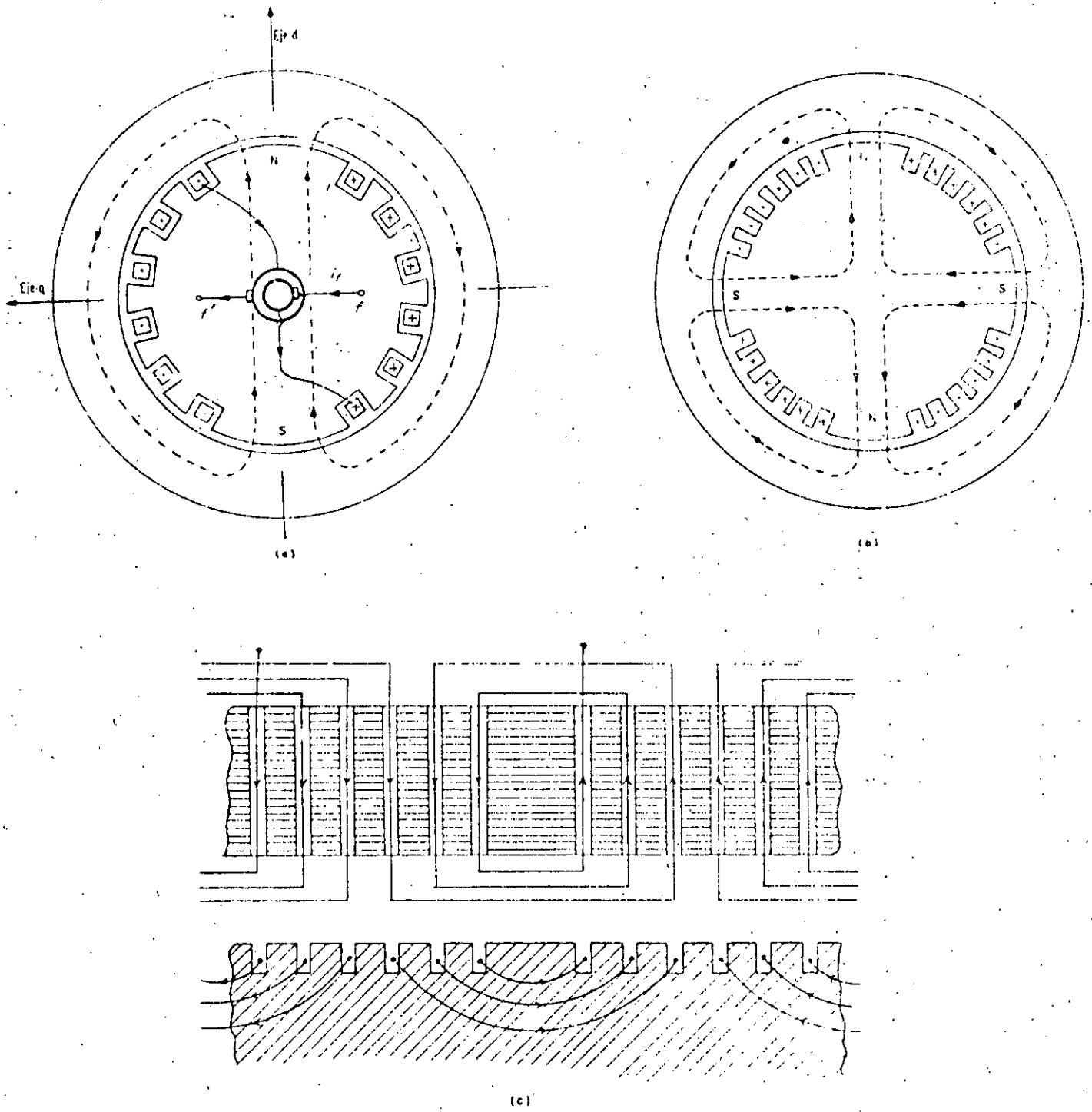


Fig. 8 a,b,c.

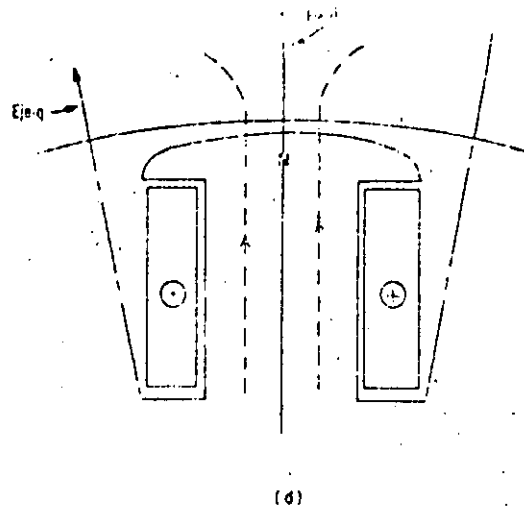


Fig. 8. Máquinas sincronicas sin estator (a) y (b) Rotores cilíndricos de dos y cuatro polos. (c) Vista desarrollada de la estructura de campo de un rotor cilíndrico (d) Polo saliente y campo de la bobina.

La Figura 8 ilustra rotores cilíndricos de dos y cuatro polos - en conjunto con una vista desarrollada del embobinado de campo para un par de polos. Un polo y su bobina de campo asociada de un rotor de polos salientes se muestra en la Fig. 8 (d). La trayectoria aproximada tomada por el flujo del campo, no incluyendo el flujo de dispersión, se indica por las líneas punteadas en la Fig. 8 (a), (b). Las bobinas de campo en la Fig. 8 (c) se representan por filamentos pero realmente (excepto por el aislamiento entre vueltas y entre los lados de la bobina y la ranura), llena la ranura.

El entrehierro en las máquinas de rotor cilíndrico, es prácticamente de longitud uniforme excepto en las ranuras en el rotor y en el estator y cuando el efecto de las ranuras y la componente tangencial de H - el cual es pequeño para la baja relación de la longitud del entrehierro al arco sostenido por un polo en máquinas convencionales - son despreciadas, la onda de la fmm escalonada en la Fig. 9 produce una onda de la densidad del flujo en donde las esquinas de los escalones están redondeados debido al efecto de contorno. La forma de onda espaciada de la densidad de flujo es por lo tanto más cercana a la senoidal que la forma de onda de la fmm, cuando el efecto de las ranuras es despreciado. Sin embargo, la saturación del hierro en la región de la fmm máxima tiende a aplanar la parte superior de la onda de la densidad de flujo.

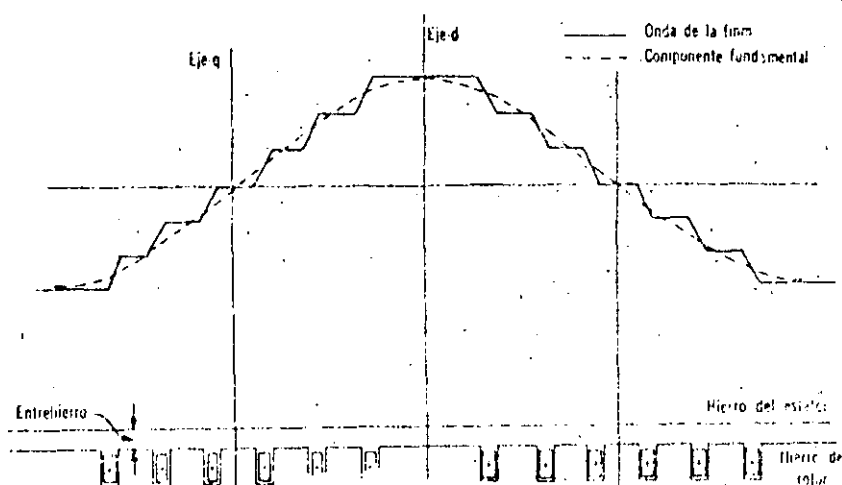


Fig.9 Onda de la fmm de un rotor cilíndrico y su fundamental.

3.- EXCITACION.

Se han puesto en uso un número de arreglos para suministrar corriente a los campos de máquinas sincronas, el ajuste en la corriente de campo puede ser automático o manual dependiendo de la complejidad y los requisitos del sistema de potencia al cual está conectado.

Los sistemas de excitación son usualmente 125 volts hasta valores nominales de 50 Kv con voltajes para valores nominales mayores. La fuente de potencia usual es un excitador conectado en directa, un conjunto motor-generador, rectificador o batería. Un sistema de excitación común en donde un generador convencional de c-d en paralelo montado en el eje de la máquina sincrónica proporciona la excitación del campo como se muestra en la Fig. 10 (a) y (b). La corriente de campo de la máquina sincrónica se varía ajustando el reóstato excitador del campo. Sistemas algo más complejos que hacen uso de un excitador piloto, generador de c-d compuesto montado también en el eje del generador que a su vez excita el campo

del excitador principal muestra en la Fig. 10 (c) y (d). Este arreglo proporciona una mayor rapidez de respuesta, característica que es importante en el caso de generadores sincrónicos cuando hay perturbaciones en el sistema al cual el generador está conectado. En algunas instalaciones un excitador separado impulsado por un motor proporciona la excitación. Un motor de inducción se usa en vez de un motor sincrónico debido a que en una perturbación severa del sistema un motor sincrónico puede salirse de sincronismo. Además se usa volante grande para llevar al excitador a través de cortos períodos de severas reducciones del voltaje en el sistema.

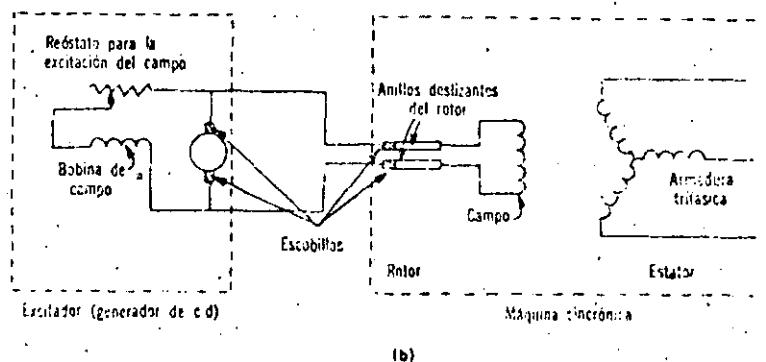
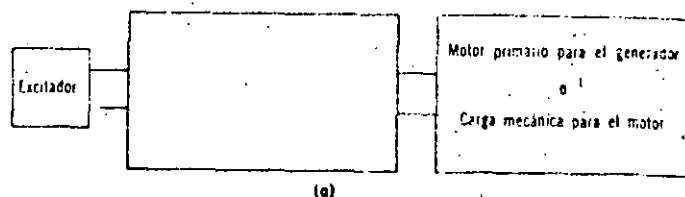


Fig. 10 a,b.

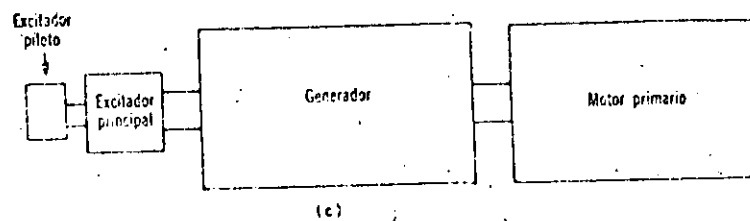
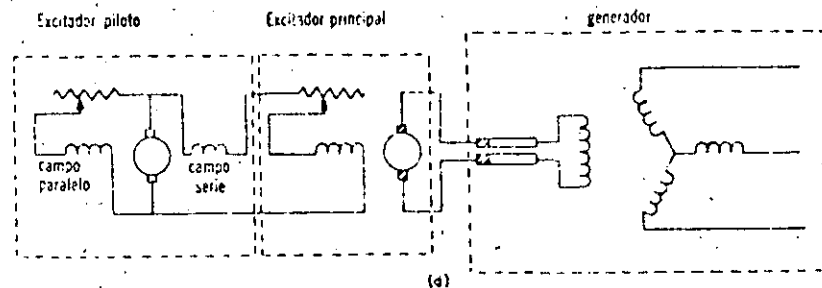


Fig. 10 c, d.

Fig. 10. Sistemas convencionales de excitación para máquinas (a). Colocación física (b) Diagrama del circuito para un excitador de eje montado. (c). Colocación física. (d). Diagrama del circuito para un excitador de eje montado y excitador piloto.

4.- GENERADOR SINCRONO.

Un sistema eléctrico alimentado por un solo generador sincrónico se considera como un sistema aislado. Si el generador se impulsa a velocidad constante (frecuencia constante) y la corriente de campo se aumenta, el voltaje en terminales aumenta lo que en general se acompaña por un incremento en la salida de la potencia real y reactiva a un sistema aislado. Similarmente un aumento en la salida del motor primario con una excitación del campo constante, produce en general un aumento en frecuencia, voltaje en terminales, y potencia real y reactiva.

Los sistemas eléctricos de potencia se interconectan extensamente para dar una economía y confiabilidad de operación. La interconexión de sistemas de potencia de c-a requieren generadores sincrónicos operando en paralelo y es común para una planta generadora eléctrica en donde dos o más generadores conectados en paralelo por medio de transformadores y líneas de transmisión, con otras plantas generadoras diseminadas sobre un área que es prácticamente la nación. Bajo condiciones normales de operación, todos los generadores y motores sincrónicos en un sistema interconectado operan en sincronismo entre sí. Las frecuencias de todas las máquinas sincrónicas son exactamente iguales excepto durante cambios momentáneos en carga o excitación. Si una o varias máquinas sincrónicas grandes se salen de sincronismo respecto al resto del sistema, resulta una perturbación severa y el sistema se vuelve inestable, una condición que puede dar como resultado un paro completo del sistema. El comportamiento de generadores sincrónicos operando en paralelo es por lo tanto de fundamental importancia en el estudio de la operación de sistemas de potencia.

5.- VOLTAJE INDUCIDO EN LA ARMADURA.

La Fig. 11 (a) muestra una bobina de la armadura de N bobina vueltas y un paso p que encadena un flujo magnético distribuido senoidalmente. La dirección de la densidad del flujo se considera radial y positiva cuando se dirige del hierro del estator al hierro del rotor. Esta también es la dirección del flujo a través de la bobina de la armadura por una corriente que entra a la terminal negativa de la bobina como en el caso de un generador. (Apendice I)

Todos los ángulos en la Fig. 11 (a) son medidos eléctricamente, pero θ_m en la Fig. 11 (b) está medido mecánicamente. La densidad de flujo de B en la Fig. (a) se expresa por

$$B_{\theta} = B_{amp} \sin \theta \quad (1)$$

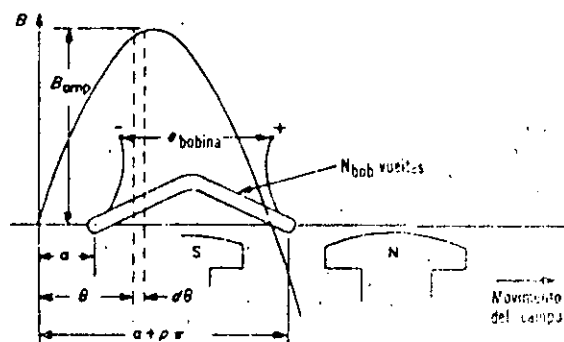
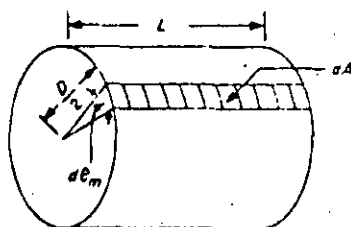


Fig. 11.a



(b)

Fig. 11 Bobina de armadura de N -vuelas en un campo magnético distribuido senoidalmente.

donde $B_{amp.}$ es la amplitud de la onda de la densidad de flujo y se considera constante. El flujo en el elemento dado por $d\theta$ es.

$$d\Phi_{bobina} = B_{\theta} dA \quad (2)$$

donde $dA = 1/2 LD d\theta_m$ en donde L es la longitud axial del hierro del estator y D es el diámetro de la superficie interior (despreciando ranuras) del hierro de la armadura, como se indica en la Fig. 11 (b). El flujo se considera que queda confinado a la longitud axial L y dado que $\theta_m = 2\theta/P$, la Ec 2 puede nuevamente escribirse como

$$d\Phi_{bobina} = \frac{LD}{P} B_{amp.} \sin \theta d\theta$$

y si los lados de la bobina se considera como filamentos el flujo que en cada una la bobina es

$$\begin{aligned} d\Phi_{bobina} &= \frac{LD}{P} B_{amp.} \int_{\alpha=p}^{\alpha=p+\pi} \sin \theta d\theta \\ &= \frac{LD}{P} B_{amp.} (\cos \alpha - \cos (\alpha + p\pi)) \end{aligned}$$

$$\Phi = \frac{2LD}{p} B_{amp} \sin\left(p \frac{\pi}{2}\right) \sin\left(\alpha + p \frac{\pi}{2}\right)$$

que resulta en el encadenamiento del flujo (3)

$$\begin{aligned} \lambda_{bobina} &= N_{bobina} \Phi_{bobina} = \frac{2LD}{p} N_{bobina} B_{amp} \sin\left(p \frac{\pi}{2}\right) \sin\left(\alpha + p \frac{\pi}{2}\right) \\ &= \lambda_{bobina M} \sin\left(\alpha + p \frac{\pi}{2}\right) \end{aligned}$$

donde

$$\lambda_{bobina M} = \frac{2LD}{p} N_{bobina} B_{amp} \sin p \frac{\pi}{2} \quad (4)$$

Si el generador es impulsado a una velocidad angular constante medido eléctricamente y en la dirección indicada en la Fig. 11 (a)

$$\alpha = -\omega t$$

y el encadenamiento del flujo se expresa entonces como una función del tiempo por

$$\lambda_{bobina} = \lambda_{bobina M} \sin\left(\omega t - p \frac{\pi}{2}\right) \quad (5)$$

que induce un voltaje de la bobina de

$$e_{bobina} = -\frac{d\lambda}{dt} \quad e_{bobina} = \omega \lambda_{bobina M} \cos\left(\omega t - p \frac{\pi}{2}\right) \quad (6)$$

La ecuación 4 expresa el máximo encadenamiento de flujo y si la bobina tuviera un paso completo, es decir $p = 1$, podría entonces encadenar el flujo total por polo en la superficie de la armadura del entrehierro. Por lo que sigue que $\Phi = \frac{2LD}{p} B_{amp}$ y el voltaje inducido es

$$e_{bobina} = \omega N_{bobina} K_p \Phi \cos\left(\omega t - p \frac{\pi}{2}\right) \quad (7)$$

donde

$$K_p = \sin p \frac{\pi}{2} \quad (8)$$

y es llamado el fator de paso.

Dado que $\omega = 2 \pi f$, el valor rms del voltaje de la bobina es

$$E_{\text{bobina}} = \frac{2 \pi f N_{\text{bobina}} K_p \Phi}{\sqrt{2}} = 4.44 f K_p N_{\text{bob}} \Phi \quad (9)$$

El voltaje inducido en una bobina de paso completo se encuentra-- haciendo $K_p=1$ en la Ec. 9 y es similar a la de un transformador en donde el flujo que varia senoidalmente con respecto al tiempo tiene un máximo instantáneo de Φ_m igual al flujo por polo Φ .

El encadenamiento del flujo adelanta el voltaje inducido resultante en una bobina de un generador por 90° en fase con el tiempo mostrado por una comparación de la Ecs.5 y 7 e ilustrado gráficamente en la Fig. 12

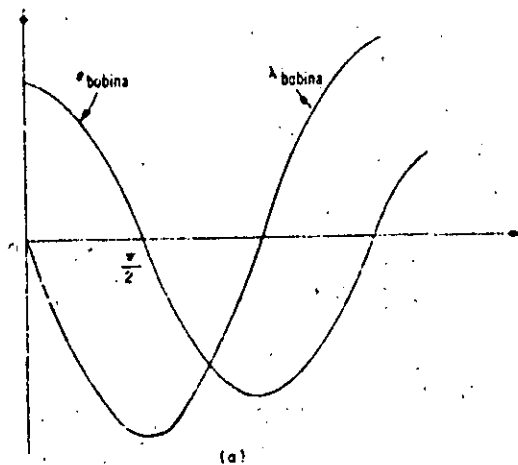


FIG. 12.a

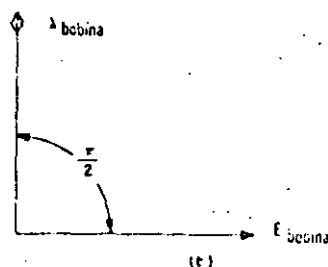


Fig. 12 (a) Ondas del encadenamiento de flujo y voltaje inducido (b) Diagrama de fasores.

6.- VOLTAJE INDUCIDO EN UN EMBOBINADO DISTRIBUIDO.

El embobinado distribuido es aquél en que cada fase ocupa más de una ranura por polo. Es evidente de la Ec. 3 que el encadenamiento de flujos de bobinas que ocupan diferentes ranuras bajo un par de polos difieren, puesto que el ángulo α tiene diferentes valores para diferentes bobinas. Como resultado, los encadenamientos de flujos no están en fase respecto al tiempo. El encadenamiento de flujo resultante de un grupo de bobinas conectadas en serie tal como en la Fig. 13 (a) puede encontrarse mediante una suma de fasores como en la Fig. 13 (b) mientras que la densidad de flujo esté distribuida senoidalmente. El ángulo entre ranuras adyacentes en la Fig. 13 es γ , expresado eléctricamente, y los fasores del encadenamiento de flujo así como los fasores de voltaje de la bobina están desplazados entre sí por el mismo ángulo.

La suma de esos fasores es E_{grupo} como se muestra en la Fig. 13 (b) y (c) con los fasores de voltaje atrasados respecto a sus fasores de encadenamientos de flujo por 90° .

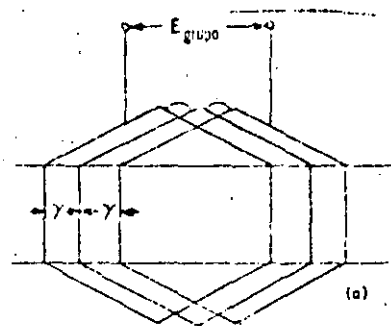
La relación de la suma de fasores a la suma aritmética se denomina el factor de anchura y está expresado por

$$K_b = \frac{E_{\text{grupo}}}{nE_{\text{bobina}}} \quad (10)$$

donde n es el número de bobinas en el grupo. La Fig. 14 muestra un diagrama de fasores para obtener una expresión general para K_b . Los fasores AB, CD y DE representan los voltaje de la bobina y el fasor AE el voltaje del grupo de bobinas. El ángulo ocupado bajo un polo por una fase está representado por β , por γ el ángulo entre ranuras adyacentes y n el número de ranuras por fase y polo. Entonces en base de la Ec. 10 y Fig. 14 el factor de anchura se encuentra ser

(11)

$$K_b = \frac{AE}{nAB} = \frac{OA \sin \beta / 2}{nOA \sin \gamma / 2} = \frac{\sin \beta / 2}{n \sin \gamma / 2}$$



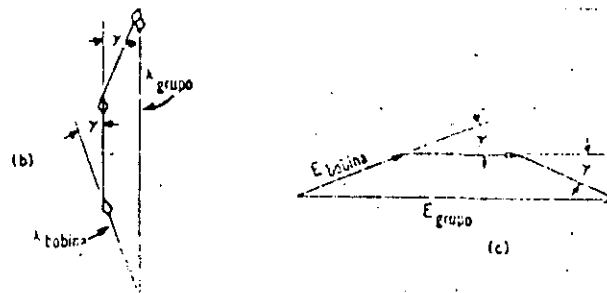


Fig. 13(a) Grupo de tres bobinas en un embobinado distribuido. (b) y (c) Diagrama fasoriales de encadenamiento de flujos y voltajes inducidos.

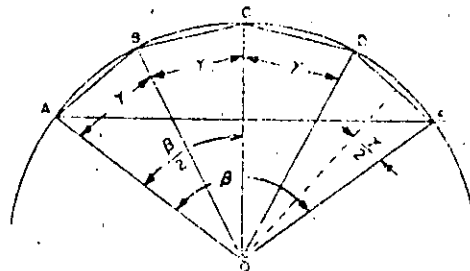


Fig. 14 Diagrama de fasores para obtener el factor de anchura..

Los grupo de bobinas de una fase pueden ser conectados en serie, en paralelo, o serie paralelos dependiendo del número de polos y el arreglo general del embobinado de la armadura. La conexión de todas las fases debe ser igual. Si las conexiones son tales que existen a treyectorias en cada fase, es decir, a circuitos de la armadura en paralelos, y si N_{ph} es el número total de vueltas en cada fase, el voltaje inducido por fase es

$$E_{ph} = \frac{4.44 f K_w N_{ph} \phi}{a} \quad \text{V}/\phi \quad (12)$$

donde $K_w = K_p K_b$

Además, el voltaje de línea-línea $\sqrt{3} E_{ph}$ para una conexión estrella y E_{ph} para una conexión delta.

7.- F m m DE LA ARMADURA.

La corriente de la armadura en una máquina síncrona polifásica, igual que en el caso de una máquina de c-d produce una fmm que bajo condiciones estables balanceadas es estacionaria con respecto a la fmm del embobinado de campo. Mientras que la posición de las escobillas determinan la dirección de la fmm de la armadura en una máquina de c-d- el ángulo de fase entre la corriente y el voltaje de la armadura fija la dirección de la fmm de la armadura en la máquina síncrona. Por ejemplo, si al ángulo de fase θ_i entre la corriente de armadura y el voltaje inducido en la armadura por la corriente de campo es cero como se indica en el diagrama de fasores en la Fig. 15 (a), la fmm de la armadura está en el eje-q como se ilustra en la Fig. 15 (b) de un generador elemental trifásico, dos polos. El embobinado de campo no se muestra en la Fig. 15 (b) por razones de simplicidad, sin embargo, el eje-d se muestra pasando a través de los polos del campo N_F y S_F . (Anendice II)

Si el voltaje generado en la fase a por el flujo del campo se expresa por

$$e_{af} = \sqrt{2} E_{af} \sin \omega t \quad (13)$$

entonces en base al diagrama de fasores de la Fig. 15- (a) la corriente en fase a es, para $\theta_i = 0$.

$$i_a = \sqrt{2} I_a \sin \omega t \quad (14)$$

y las corrientes instantáneas de la armadura son como se muestra gráficamente en la Fig. 15- (c). A $\omega t = \pi/2$ el voltaje y corriente instantáneos en la fase a son ambos un positivo máximo, mientras que aquéllos en las fases b y c son negativos y 1/2 de sus valores máximos de acuerdo -

con las direcciones de corriente indicados en la Fig. 15 (b). La fmm de la armadura produce entonces una fmm de alguna forma a lo largo de la trayectoria indicada por la línea punteada en la Fig. 15-(b) con los polos de la armadura indicados por N_A y S_A . Esta distribución de la fmm gira a velocidad sincrónica en la misma dirección que el rotor y es por lo tanto estacionaria relativa a los polos del campo y en su reacción sobre los polos del campo, produciendo un par opuesto a la dirección de rotación de la operación de un generador. Debido a que la dirección de la fmm de la armadura es a lo largo del eje-q cuando la corriente está en fase con el voltaje inducido, no tiene ningún efecto magnetizante o demagnetizante sobre el campo mientras que el circuito magnético no esté saturado. El hecho de que la fmm de la armadura gire en sincronismo con la fmm del campo puede ser demostrado cuando ωt se ha incrementado de $\pi/2$ a $5\pi/6$, es decir, por un ángulo de $\pi/3$ radián, el valor negativo de i_c es un máximo mientras que en el instante i_a e i_b están a la mitad de su máximo valor negativo. Durante ese intervalo la distribución del flujo de la armadura así como el rotor han avanzado $\pi/3$ rad.

Bajo condiciones de operación la corriente está atrasada respecto al voltaje inducido por un ángulo de fase considerable. La fig. 15-(d) muestra el diagrama de fasores para $\theta_f = \pi/3$ con las relaciones resultantes indicadas en la Fig. 15-(e) y (f). La fmm de la armadura ahora está atrasada del eje directo por $\pi/3$ rad y tiene componentes en ambos ejes, directo y de cuadratura, por lo tanto ejerciendo un efecto -- desmagnetizante en el campo. Por la misma prueba, cuando la corriente de armadura está adelantada el voltaje generado refuerza el campo.

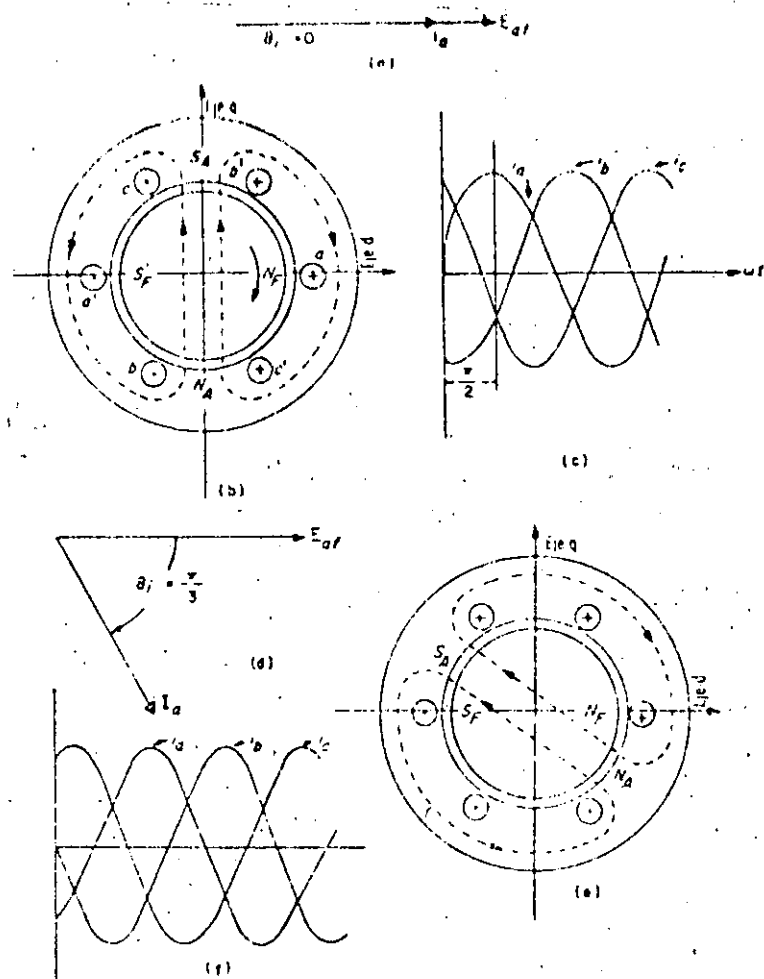


Fig.15.Fmm de armadura giratoria en un generador sincrónico
 (a) Diagrama de fasores de la corriente en fase con el voltaje generado
 (b) Generador elemental trifásico, de dos polos mostrando la trayectoria aproximada del flujo debido a la fmm de armadura; corriente en fase con voltaje generado.(c) Corriente de armadura instantáneas.(d) Diagrama de fasores para corriente atrasada voltaje inducido 60° . (e) y (f) - Trayectoria del flujo de armadura y corrientes instantáneas, corriente atrasada 60°

COMPONENTE FUNDAMENTAL DE LA ONDA DE ESPACIO DE LA Fmm

La Fig.16 (a) muestra una bobina de armadura de paso completo que puede estar en una máquina de dos polos o en una máquina de P polos. Se asume un entrehierro g uniforme. Si la bobina tiene N_b - vueltas y sus lados se asumen ser filamentos, una corriente de i_a -- amp en la bobina produce una onda rectangular de la fmm de amplitud - $N_{\text{bobina}} i_a / 2$ amp vueltas por polo, debido a que la fmm total de la bobina es $N_{\text{bobina}} i_a$ amp vueltas por par de polos. Si θ es el ángulo - del espacio medido eléctricamente de un lado de la bobina, la forma de onda de la fmm puede ser representada por las series de Fourier.

$$F_{\theta} = \frac{N_b}{2} i_a \left(\frac{4}{\pi} \sin \theta + \frac{1}{3} \sin 3\theta + \dots \right) = \frac{1}{n} \sin n\theta \quad (15)$$

donde n es non. La fundamental es la más grande y la única componente.

$$F_{\theta i} = \frac{N_b i_a}{2} \frac{4}{\pi} \sin \theta$$

El efecto del paso fraccional y distribución del embobinado de la armadura elimina las armónicas en la onda de la fmm de la manera similar en la forma en que mejora la onda de voltaje. Si el voltaje inducido se expresa por la Ec.13 y la corriente está trazada al voltaje por θ_i , entonces

$$i_{a_0} = \sqrt{2} I \sin (wt - \theta_i)$$

y la amplitud de la fmm varía senoidalmente con el tiempo. La amplitud de la fundamental está por lo tanto expresada como una función de tiempo por

$$F_{amp} = \frac{\sqrt{2} N_b}{2} I \frac{4}{\pi} \sin (wt - \theta_i) = 0.9 N_b I \sin (wt - \theta_i)$$

y el valor instantáneo de la fundamental en el ángulo del espacio θ es

$$F_{\theta i} = 0.9 N_b I \sin \theta \sin (wt - \theta_i) \quad (16)$$

es importante no confundir el ángulo del espacio θ con el ángulo tiempo fase θ_i en la Ec. 16

Haciendo uso de la identidad

$$2 \sin x \sin y = \cos (x - y) - \cos (x + y)$$

la Ec. 16 puede escribirse nuevamente como

$$F_{\theta i} = 0.9 \frac{N_b}{2} I \cos (\theta - wt + \theta_i) - \cos (\theta + wt - \theta_i) \quad (17)$$

que representa dos ondas de la fmm cada una teniendo una amplitud de $0.9 N_b I/2$ y donde la primera asociada con el primer término del coseno viaja a velocidad sincrónica en la misma dirección que la del rotor; el segundo término del coseno se aplica a la onda que viaja a velocidad sincrónica en la dirección opuesta. Por lo tanto la componente 0.9

$\frac{N_b}{2} I \cos (\theta - wt + \theta_i)$ es estacionaria con respecto al rotor mientras que la componente $-0.9 (N_b I/2) \cos (\theta + wt - \theta_i)$ viaja al doble de la velocidad del rotor, como se ilustra en la Fig. 16 (b)

Las tres corrientes de la armadura trifásica son

$$i_a = \sqrt{2} I \sin (wt - \theta_i) \text{ para la fase a}$$

$$i_b = \sqrt{2} I \sin (wt - \theta_i - 2\pi/3) \text{ para la fase b}$$

$$i_c = \sqrt{2} I \sin (wt - \theta_i - 4\pi/3) \text{ para la fase c}$$

-31-

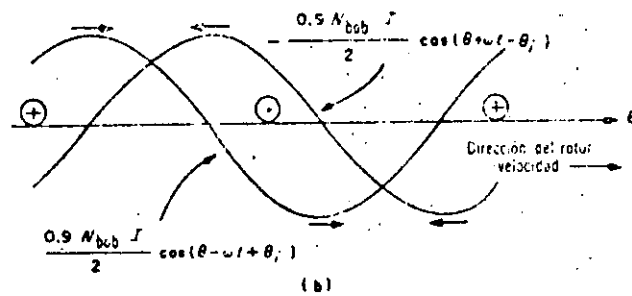
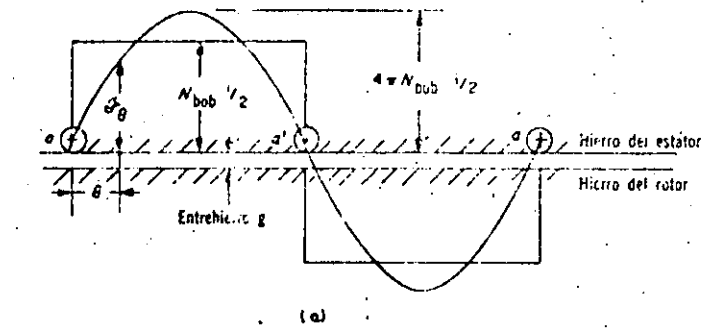


Fig. 16 (a) Onda de la fmm para una bobina de paso completo de N_b vueltas por par de polos. (b) Componentes viajeros de la onda de fmm.

8.- INDUCTANCIA NO SATURADA DEL CAMPO.

Si la curvatura del entrehierro se desprecia y H se asume normal a las superficies del hierro, la amplitud de la onda H debido a la fmm del campo es

(18)

$$H_{\text{amp}} \Gamma = \frac{F}{g_e}$$

Debido a que las operaciones fasoriales son válidas para funciones espaciales senoidales así como para funciones senoidales respecto al tiempo, el factor de embobinado K_{wf} se aplica a la fmm de un embobinado distribuido y de paso fraccional y la amplitud de la fundamental de la fmm del campo queda expresadas por

$$F = \frac{4}{\pi} K_{wf} \frac{N_f i_f}{p} \quad \text{amp vueltas/ polo} \quad (19)$$

donde N_f es el número de vueltas serie en el embobinado del campo (total de vueltas del campo ÷ trayectorias en el embobinado del campo), e i_f es la corriente del campo.

La amplitud de la onda B debida a i_f es de las Ecs. 18 y 19.

$$B_{\text{amp}f} = \mu_0 H_{\text{amp}f} = \frac{4\mu_0 K_{wf} N_f i_f}{\pi p g_e}$$

Debido a que el valor promedio de una senoidal es $2/\pi$ veces su amplitud, el flujo por polo debe ser

$$\phi_F = \frac{2}{\pi} B_{amp} F \times \text{área por polo}$$

Si el diámetro medio en el entrehierro es D_g , el área por polo es $\pi D_g L/p$ donde L es la longitud axial efectiva del hierro. Entonces

$$\phi_f = \frac{8\mu_o D_g L K_{wf} N_f i_f}{\pi p^2 g_e}$$

con un encadenamiento del flujo del campo resultante de

$$\lambda_{ff} = K_{wf} N_f \phi_F = \frac{8\mu_o D_g L (K_{wf} N_f)^2 i_f}{\pi p^2 g_e} \quad (20)$$

La Ec.20 no toma en cuenta el flujo de dispersión del campo que sin embargo es pequeño comparado con el flujo radial del campo en máquinas de rotor cilíndrico. La inductancia propia del embobinado del campo es por lo tanto ligeramente mayor que la expresada por

$$L_{ff} = \frac{\lambda_{ff}}{i_f} = \frac{8\mu_o D_g L}{\pi g_e} \left(\frac{K_{wf} N_f}{p} \right)^2 \text{ henries}$$

ya que $\mu_o = 4\pi \times 10^{-7}$

$$L_{ff} = \frac{3.2 D_g L}{g_e} \left(\frac{K_{wf} N_f}{p} \right)^2 \times 10^{-6} \quad (h) \quad (21)$$

9.- INDUCTANCIA MAGNETIZANTE (INDUCTANCIA DE LA REACCION DE ARMADURA)

La componente del flujo radial debido a la fmm_A de la armadura resultante de la corriente de armadura balanceada puede ser determinada en la misma forma como ϕ_F en términos de F encontrándose ser

$$\phi_A = \frac{2 \mu_o m D_g L}{p g_e} \quad (22)$$

Substituyendo la Ec. 17 en la Ec. 25 da

$$\phi_A = \frac{1.8 \mu_o m D_e L K_w N_{ph} I}{p^2 a g_e} \quad (23)$$

este flujo al girar a velocidad sincrónica induce una componente de voltaje en cada fase de la armadura de acuerdo con la Ec. 12 la cual se expresa por

$$E_A = \frac{8 f \mu_o m D_g L}{g_e} \left(\frac{K_w N_{ph}^2}{P_a} \right) I$$

la reactancia magnetizante o la reactancia de reacción de armadura se define por

$$X_{ad} = \frac{E_a}{I} \approx \frac{8 f \mu_o m D_g L}{g_e} \left(\frac{K_w N_{ph}^2}{P_a} \right)$$

de lo que sigue que la inductancia magnetizante es

$$L_{ad} = \frac{X_{ad}}{2\pi f} \approx \frac{4 \mu_o m D_g L}{\pi g_e} \left(\frac{K_w N_{ph}^2}{P_a} \right)$$

$$= 1.6 \frac{m D_g L}{g_e} \left(\frac{K_w N_{ph}^2}{P_a} \right) 10^{-6}$$

y para un embobinado trifásico, $m = 3$:

(24)

$$L_{ad} = \frac{4.8 D_g L}{g_e} \left(\frac{K_w N_{ph}^2}{P_a} \right) \times 10^{-6} \text{ henries/ fase}$$

COMPONENTES DE LA INDUCTANCIA PROPIA Y MUTUA DE LA INDUCTANCIA MAGNETIZANTE EN EMBOBINADOS TRIFASICOS.

La inductancia propia de una fase de la armadura resultante del flujo radial puede encontrarse adaptando la Ec. 21 con el resultado de

$$L_{aaM} = \frac{3.2 D_g L}{g_e} \left(\frac{K_w N_{ph}^2}{P_a} \right) \times 10^{-6} \text{ henries/ fase} \quad (25)$$

La componente de la inductancia mutua entre cualquiera de dos fases es 1/2 de la expresada por la Ec. 25 y negativa, es decir

$$L_{abM} = - \frac{1.6 D_g L}{g_e} \left(\frac{K_w N_{ph}^2}{P_a} \right) \times 10^{-6} \text{ henries} \quad (26)$$

lo que resulta debido a los 120° de desplazamiento entre los ejes magnéticos, el encadenamiento del flujo producido en una fase por la corriente en otra fase $1/2 (\cos 120^\circ)$ de la corriente que produce la fase.

El desplazamiento regular entre los ejes magnéticos del campo y de una fase de la armadura determina la inductancia mutua entre el -- campo y esa fase de la armadura. Cuando los ejes magnéticos están alineados la inductancia mutua es un máximo. Dado que las inductancias mutuas L_{ff} y L_{aaM} como se expresa por las 21 y 25 no incluyen los flujos de dispersión, el coeficiente de acoplamiento K es unitario cuando los ejes magnéticos están alineados

$$L_{afM} = 1.00 \sqrt{L_{ff} \cdot L_{aaM}}$$

$$= \frac{8.14 D_g L_{kf} N_f K_{wa} \frac{N_{ph}}{a}}{g_e P^2} \times 10^{-9} \text{ h } / \emptyset \quad (27)$$

FLUJO DE DISPERSION.

Aunque las configuraciones de los embobinados y de los circuitos magnéticos en máquinas rotatorias son más complejos que aquellos en transformadores convencionales, la naturaleza de los flujos de dispersión en ambos es sumamente similar, los cálculos de inductancias de dispersión no son tan directas como las reactancias magnetizantes y por lo tanto no se incluyen en este texto. Sin embargo la magnitud de la inductancia de dispersión a la inductancia magnetizante tiene un rango de aproximadamente 0.90 a 0.20 para máquinas de rotor cilíndrico.

10.- REACTANCIA SINCRONA

El flujo de dispersión $\emptyset$ equivalente y el flujo $\emptyset$ de la reacción de armadura o de las inductancias magnetizantes están ambas en fase con la corriente en una fase dada del embobinado de la armadura. La inductancia magnetizante y la inductancia de dispersión pueden por lo tanto ser sumadas para dar la inductancia sincrónica:

$$L_d = L_{ad} + L_1 \text{ henries por fase}$$

con la correspondiente reactancia sincrónica

$$\omega L_d = \omega L_{ad} + \omega L_1$$

(28)

$$x_d = x_{ad} + x_1 \text{ ohms por fase}$$

donde x_{ad} y x_1 son la reactancia magnetizante y la reactancia de dispersión.

11.- DIAGRAMA FASORIAL DE GENERADORES SINCRONOS DE ROTOR CILINDRICO.

Los componentes fundamentales del flujo ϕ_F y ϕ_A producen encadenamiento de flujo en la armadura que induce componentes correspondientes del voltaje de la armadura. El encadenamiento del flujo en el embobinado de la armadura debido a la corriente del campo es

$$\lambda_{af} = \frac{K_w N_{ph}}{a} \phi_F$$

y aquella debida a la corriente balanceada de la armadura es

$$\lambda_a = \frac{K_w N_{ph}}{a} \phi_A$$

La fmm resultante del campo y las fmm de la armadura producen el flujo neto del entrehierro

$$\phi_R = \phi_F + \phi_A$$

que resulta en el encadenamiento del flujo neto de la armadura

$$\lambda_{ag} = \lambda_{af} + \lambda_a \quad (29)$$

donde todas las cantidades en las Ecs son fasoriales, y que generan las correspondientes componentes del voltaje de armadura

$$E_{ag} = E_{af} + E_A \quad (30)$$

estas relaciones se muestran en el diagrama fasorial Fig. 17

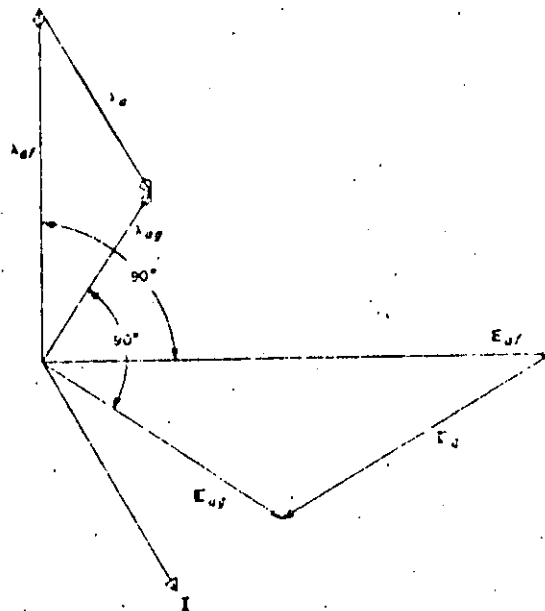


Fig. 17

12.- CIRCUITO EQUIVALENTE.

Si la resistencia y la reactancia de dispersión de la armadura fueran cero entonces E_{ag} en la Ec. 30 sería el voltaje de la terminal. Sin embargo, ya que este no es el caso.

$$E_{ag} = V + (r_a + jx_a) I \quad (31)$$

donde V es el voltaje terminal por fase y r_a es la resistencia de la armadura en ohms por fase. La Ec. 31 es tomada en cuenta en el diagrama fasorial de la Fig. 18 (a) y es la base para el circuito equivalente en la Fig. 18 (b)

El voltaje de armadura debido a la corriente del campo se conoce como el voltaje generado y queda expresado por

$$E_{af} = V + (r_a + jx_d) I \quad (32)$$

para un generador de rotor cilíndrico. La relación para un generador de polos salientes incluye un término de reactancia adicional para tomar en cuenta la no uniformidad del entrehierro. La Ec. 32 se aplica algunas veces para máquinas de polos salientes para cálculos en donde el efecto sobresaliente de los polos no es importante. Aún cuando los motores sincros son prácticamente de polos salientes, muchas veces se les trata como máquinas de rotor cilíndrico y la Ec. 32 es aplicable si el signo de la I se hace negativo para dar

$$V = E_{af} + (r_a + jx_d) I \quad (33)$$

La Fig. 19 muestra un diagrama fasorial para un motor síncrono basado en las Ecs. 19 y 33. La corriente I se muestra adelantada al voltaje de la terminal V una condición que requiere que el motor esté sobrexitado, es decir $E_{ag} > V$ que es práctica común para la operación de motores síncronos.

La resistencia de la armadura de máquinas síncronas trifásicas es mucho más pequeña que la reactancia síncrona, por lo tanto la magnitud de la impedancia síncrona es

$$Z_d = \sqrt{r_a^2 + x_d^2} \approx x_d$$

Por esa razón r_a se omite de muchos análisis del funcionamiento en estado estable de máquinas síncronas. Estos análisis están basados en el circuito equivalente simplificado en la Fig. 20 (a) y en el diagrama fasorial correspondiente en la Fig. 20 (b) y (c) para un generador sobrexitado y no exitado, y aquél en la Fig. 20 (a) para un motor síncrono sobrexitado.

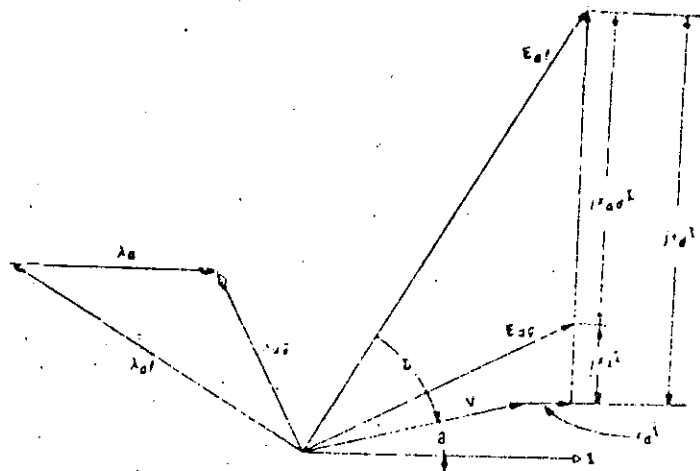


Fig. 18 a.

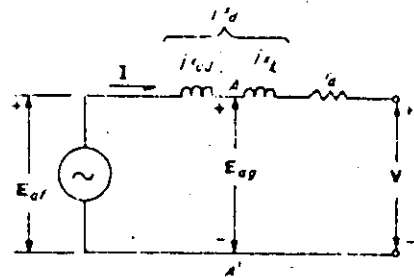


Fig. 18 b.

Fig. 18 (a) Diagrama fasorial incluyendo la caída de voltaje a través de la impedancia de dispersión (b) Circuito equivalente.

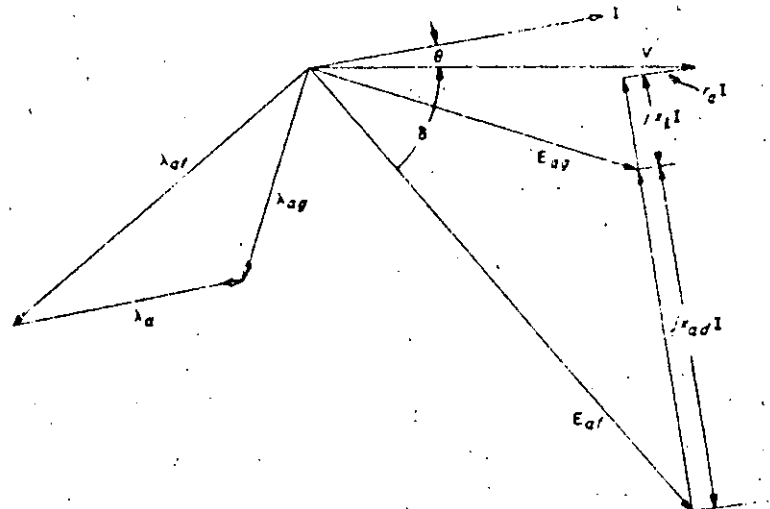
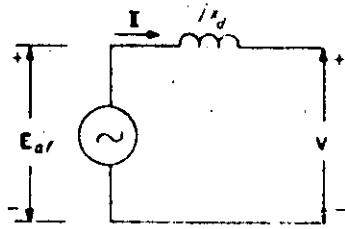
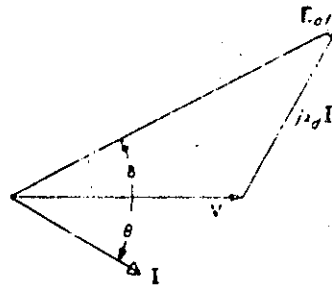


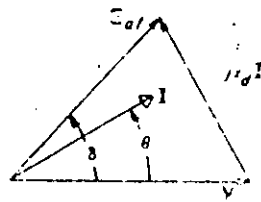
Fig. 19 Diagrama fasorial para un motor síncrono basado en la teoría del rotor cilíndrico.



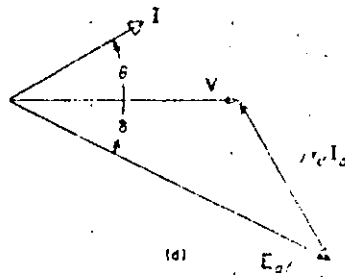
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig.20 (a) Circuito equivalente simplificado de una máquina.
(b) Diagramas fasoriales para un generador sobrexitado.
(c) Para un generador poco excitado. (d) Para un motor sobrexitado.

PROBLEMAS:

1: El estator de un generador trifásico, cuatro polos tiene 36 ranuras. Calcule K_b .

Solución: en la Ec. 11

$$B = 180 \div 3 = 60^\circ, \quad n = 36 / (\text{polos} \times \text{fases}) = 36 / 4 (4 \times 3) = 3$$

$$K_b = \frac{\sin 60^\circ / 2}{3 \sin 20^\circ / 2} = 0.96.$$

2: Los siguientes datos son para un generador sincronico trifásico 13,800 V, conectado en estrella 60,000-kva.60-Hz.

$P = 2$; ranuras del estator = 36, bobinas del estator = 36, vueltas en cada bobina del estator = 2

Paso de la bobina del estator = $2/3$, ranuras del rotor = 28
Espaciamento entre ranuras del rotor = $1/37$ de la circunferencia

Bobinas del rotor = 14, vueltas en cada bobina del rotor = 15

D.I. del hierro del estator = 37.25 pulg.

D.E. del hierro del rotor = 34.00 pulg.

Longitud axial neta del hierro del estator = 132.5 pulg. conexión de la bobina del estator es 2- circuitos ($a = 2$), conexión de la bobina del rotor en serie.

Asuma $g_e = 1.08g$ y calcule la inductancia no saturada del embobinado del campo basándose en la componente fundamental del flujo en el entrehierro.

Solución: De la Ec. 21

$$L_{ff} = \frac{3.2 D_g L}{g_e} \left(\frac{K_{wf} N_f}{P} \right)^2 \times 10^{-6}$$

$$D_g = \left(\frac{37.25 + 34.00}{2} \right) \times 0.0254 = 71.25 \times 0.0254 =$$

$$L = 142.5 \times 0.0254 =$$

$$g_e = 1.08 \frac{37.25 - 34.00}{2} \times 0.0254$$

$$N_f = 14 \times 15 = 210 \text{ vueltas.}$$

$$P = 2$$

El embobinado del campo es equivalente a un embobinado distribuido de paso completo y el factor de embobinado K_{wf} se encuentra:

$$K_{wf} = \frac{\sin \beta_f / 2}{n \sin \gamma_f / 2}$$

donde

$$\beta_f = 28\pi / 37 = 2.38 \text{ rad } \text{ ó } 136.3^\circ \text{ el ángulo ocupado por el embobinado de campo bajo un polo}$$

$$\gamma_f = 2\pi / 37 = 0.0541 \text{ rad } \text{ ó } 9.73^\circ \text{ el ángulo entre las ranuras adyacentes.}$$

$n = 14$ ranuras por polo

$$K_{wf} = \frac{\sin 136.3/2}{14 \sin 9.73/2} = \frac{0.928}{14 \times 0.085} = 0.78$$

por lo tanto

$$\begin{aligned} L_f &= \frac{3.2 \times 71.25 \times 0.0254 \times 132.5}{1.08 \times 3.25} \left(\frac{0.78 \times 210}{2} \right)^2 \times 10^{-6} \\ &= 218.5 = \frac{(0.78 \times 210)^2}{2} \times 10^{-6} \\ &= 1.47 \text{ h} \end{aligned}$$

3.- Calcule la reactancia magnetizante del generador en el problema 2

Solución: la Ec. que expresa las dimensiones en pulgadas.

$$L_{ad} = \frac{1.22 D_g L}{g_e} \left(\frac{K_w N_{ph}}{p_a} \right)^2 \times 10^{-6}$$

N_{ph} = bobinas del estator por fase x vueltas por bobinas del estator

$$= \frac{36}{3} \times 2 = 24 \text{ vueltas por fase}$$

$a = 2$ (número de trayectoria en la armadura)

$$K_w = K_p K_b$$

$$K_p = \sin p \frac{\pi}{2}$$

$$p = 2/3 \text{ por lo que } K_p = \sin \pi/3 = 0.866$$

$$K_b = \frac{\sin \beta/2}{n \sin \gamma/2}$$

$$\beta = \pi/m = \pi/3; n = \frac{\text{ranuras por polo}}{m} \times \frac{36}{2 \times 3} = 6$$

$$\gamma = \pi / \text{ranuras por polo} = \pi/18$$

$$K_b = \frac{\sin \pi/6}{6 \sin \pi/36} = 0.955; K_w = 0.826$$

Cuando estos valores se substituyen en la Ec. 24 el resultado es

$$L_{ad} = \frac{1.22 (37.25 + 34.00) \times 132.5}{1.08 (37.25 - 34.00)} \left(\frac{0.826 \times 24}{2 \times 2} \right)^2 \times 10^{-7}$$

$$= 0.00806 \text{ h por fase}$$

4.- El genrador en los ejemplos 2 y 3 está dando una carga nominal a factor de potencia 0.80, la corriente atrasada. La reactancia de dispersión es 0.12 veces la reactancia magnetizante y la resistencia de armadura es despreciable para este problema.

Despreciando la saturación calcule (a) la reactancia sincro-
na en ohms por fase y por unidad, (b) E_{aq} , el voltaje detrás de la --
impedancia de dispersión,

(c) E_{af} el voltaje debido a la corriente del campo, (d) el
encadenamiento del flujo resultante de la armadura, (e) el flujo que en-
cadena a la armadura debido a la corriente del campo, y (f) el flujo --
producido por la corriente de armadura.

Muestre un diagrama fasorial de la corriente, voltaje, y fa-
sores del flujo.

Solución : (a) $X_{ad} = 3.04$ ohms/fase del ejemplo 3

$$X_1 = 0.12 X_{ad} = 0.12 \times 3.04 = 0.36 \text{ ohm/ fase}$$

$$X_d = X_{ad} + X_1 \quad \text{de la Ec. 28}$$

$$X_d = 3.04 + 0.36 = 3.40 \text{ ohms/fase}$$

$$X_d (\text{por unidad}) = X_d (\text{ohms}) \frac{V.A_{base}}{(\text{volts}_{base})^2}$$

$$= \frac{3.40 \times 60 \times 10^6}{(13.8 \times 10^3)^2} = 1.07$$

$$(b) E_{ag} = V + (r_a + jx_1) I \quad \text{de la Ec. 31}$$

Para conveniencia haga que caiga en el eje de los reales es decir,

$$V = \frac{13.800}{\sqrt{3}} (1 + j0) = 7,960 + j0 \text{ volts/fase}$$

La corriente de armadura nominal es

$$I = \frac{VA}{\sqrt{3}V_{L-L}} = \frac{60 \times 10^6}{\sqrt{3} \times 13.8 \times 10^3} = 2,510 \text{ amp / fase}$$

y cuando expresa en forma fasorial

$$I = 2510 (0.80 - j 0.60) = 2010 - j1510$$

ya que $r_a = 0$,

$$E_{ag} = 7,960 + j 0.36 (2010 - j 1510)$$

$$= 7,960 + 541 + j713 = 8,500 + j713$$

$$= 8530 / 4.8^\circ \text{ volts/fase}$$

$$(c) E_{af} = V + (r_a + jx_d) I$$

$$= 7,960 + j3.40 (2010 - j1510)$$

$$= 7,960 + 5,120 + j6.840 = 13,080 + j6,840$$

$$= 14,800 \angle 27.5^\circ \text{ volts/ fase}$$

$$(d) \phi_R = \frac{aE_{ag}}{4.44 f K_w N_{ph}}$$

$$\text{donde } K_w = K_p \cdot K_b$$

$$= 0.826 \text{ del ejemplo 3}$$

$$\phi_R = \frac{2 \times 8.530}{4.44 \times 60 \times 0.826 \times 24} = 3.23 \text{ wb/polo}$$

ϕ_R antecede a E_{ag} por 90° , por lo tanto

$$\phi_r = 3.23 \angle 90^\circ + 4.8^\circ = 3.23 \angle 94.8^\circ$$

$$(c) \phi_F = \frac{E_{af} \phi_R}{E_{ag}} = \frac{14,800}{8,560} \times 3.23 = 5.60 \text{ wb/polo}$$

$$\phi_F = 5.60 \angle 90^\circ + 27.5^\circ = 5.60 \angle 117.5^\circ$$

$$(f) E_A = X_{ad} I$$

$$= 3.04 \times 2510 = 7,640 \text{ volts/fase}$$

Entonces

$$\phi_A = \frac{E_A}{E_{ag}} \phi_R = \frac{7,640}{8,530} \times 3.23 = 2.89 \text{ wb/polo}$$

También

$$I = 2510 (0.80 - j0.60) = 2510 \angle -36.9^\circ$$

y dado que el flujo de la armadura está en fase con la corriente de armadura,

$$\phi_A = 2.89 \angle -36.9^\circ$$

El diagrama fasorial se muestra en la Fig. 26.

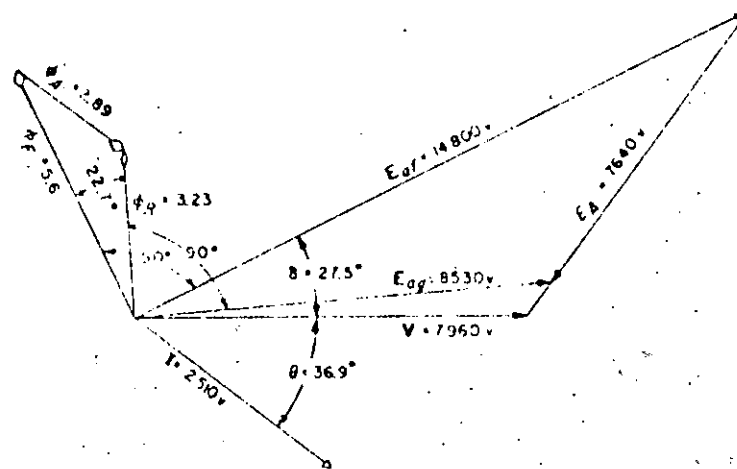


Fig. 26 Diagrama fasorial para el ejemplo 4

13.- MOTOR SÍNCRONO.

Este motor tiene una construcción idéntica a la de un generador sincrónico y puede ser mono o polifásico. El motor monofásico no puede -- arrancar por sí mismo, de modo que hay que llevarlo a sincronismo antes de conectarlo a la red de alimentación. De aquí que su uso quede -- limitado a casos especiales. En cambio, cuando se trata de un motor polifásico el arranque puede llevarse a cabo alimentándolo con tensión reducida y su velocidad aumentará hasta llegar a la de sincronismo, sin -- absorber una corriente intensa como ocurriría si se le aplicara la plena tensión de funcionamiento. Sin embargo, en muchos casos, los motores polifásicos arrancan mediante motor auxiliar para evitar variaciones -- en la tensión de la red.

Sentido de rotación del campo

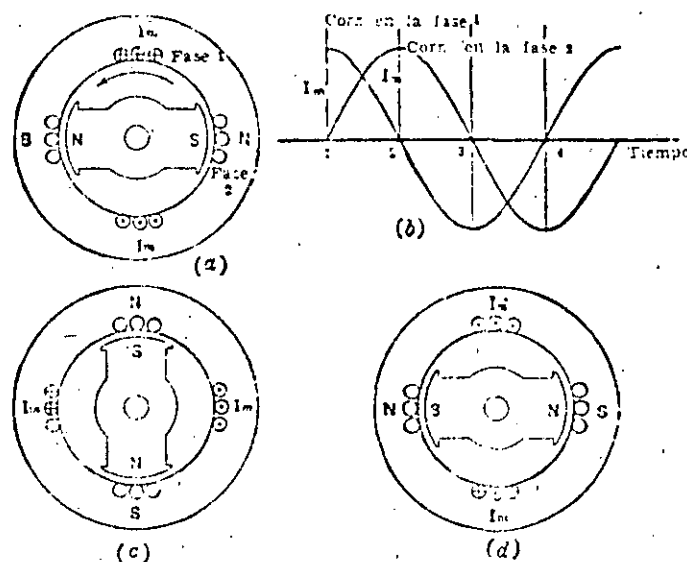


Fig. 21 Motor sincrónico bifásico bipolar.

La Fig. 21 (a) representa un motor bifásico bipolar: el inducido es inmóvil y está alimentado por corrientes bifásicas Fig. 21 (b). La f.m.m. del inducido tiene un valor constante, como en el caso del generador y gira a velocidad sincrónica en sentido contrario al de las agujas del reloj, produciendo un campo giratorio de amplitud constante. Las Fig. 21 (a), (c) y (d), representan los valores que adquiere la f.m.m. del inducido en los instantes (1), (2) y (3).

La velocidad de rotación del campo es directamente proporcional a la frecuencia de la f.e.m. aplicada e inversamente al número de pares de polos, es decir:

$$n = \frac{f}{p/2} = \frac{2f}{p} \text{ r.p.s.}$$

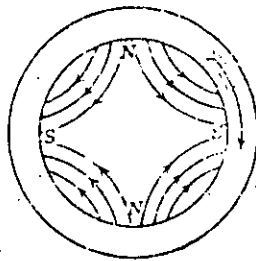
y es la velocidad constante a que funciona el motor independientemente de la f.e.m. de la excitación y de la carga.

El rotor de este motor debe tener el mismo número de polos que el inducido y, por consiguiente, el mismo número que el campo giratorio. Los polos del rotor están excitados con corriente continua, como en el generador, y los polos giratorios creados por el inducido se enganchan fuertemente con los polos opuestos del rotor, de modo que éste gira juntamente con el campo giratorio a velocidad sincrónica. Si el rotor cae fuera de la velocidad de sincronismo, desaparece el enganche entre los polos del rotor y del estator y el motor se detiene.

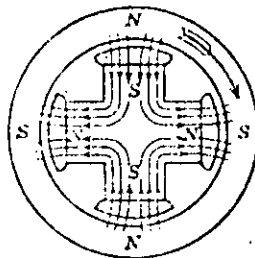
14.- COUPLE ELASTICO.- EL ESTATOR DEL MOTOR SINCRONO.

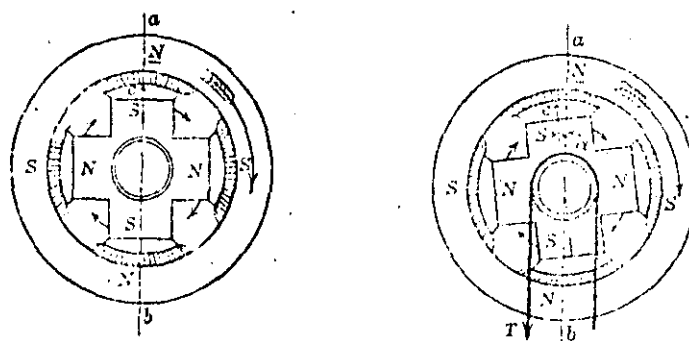
Es similar al estator del generador sincrónico y al de motor de inducción. Entonces si se aplica al estator corrientes polifásicas, darán como resultado un campo magnético giratorio.

Supongamos un campo giratorio formado de cuatro polos,



Rotor de polos salientes con cuatro polos.





y traído cerca de la velocidad sincrónica. Los polos sur serán atraídos por los polos norte del estator y lo mismo sucederá con los polos restantes.

Entonces, los polos del rotor así atraídos a los polos del estator, girarán a la velocidad sincrónica. Esto es, existe un cople magnético o elástico entre el estator y el rotor, distinto al cople mecánico.

Cuando se aplica una carga al motor, su velocidad promedio no disminuye, puesto que gira a velocidad constante, su campo no cambia apreciablemente, por lo tanto su fuerza contraelectromotriz permanece sustancialmente constante en magnitud.

Sin carga mecánica, los campos se comportan como muestra la figura. La línea ab situada en el eje magnético del polo S del rotor, gira en -- sincronismo con el campo producido por los Amp-vuelta de la armadura.

Ahora apliquemos un par a la flecha. La posición de la línea ab no cambia apreciablemente, puesto que es determinada por el polo N de la armadura.

Sin embargo, el rotor es desplazado hacia atrás un ángulo α de la línea ab . Las líneas de flujo se alargan en ese momento, pero trabajan para que disminuya esta distancia y colocar nuevamente el rotor en la línea ab .

Durante este lapso, existe un cople magnético elástico entre el estator y el rotor. Cuando el rotor se desliza, también se desliza la -- fuerza contraelectromotriz con respecto al voltaje aplicado, significan-- do que la armadura necesita mas corriente de la línea para soporta la -- carga mecánica.

Este efecto es ilustrado en el diagrama de fasores. El voltaje -- aplicado V y la F_{cem} es E , prácticamente igual y opuesta a V , si el mo-- tor opera sin carga y su corriente es pequeña



Aplicamos una carga a la flecha. El par de la carga producirá un deslizamiento α en el rotor. Entonces, el inducido o Fcem E' se atrasa con respecto a su valor original E un ángulo α . La Fem resultante, que es la suma de E' y V , actúa sobre la impedancia de la armadura.

Dando:
$$I = \frac{E_o}{Z}$$

La relación de la reactancia de la armadura y su resistencia es grande de manera que la corriente atrasa a E_o un ángulo α cerca de los 90° , lo que causa que I este próxima en fase con V .

I tiene ahora un valor grande con respecto a V , lo que explica la demanda a la línea, causada por la demanda aplicada al rotor.

En otras palabras, al aplicar una carga a la flecha del motor, se presenta un desplazamiento angular entre el rotor y el campo magnético giratorio. Esto produce un desplazamiento de la Fcem que permite un flujo de corriente de la línea hacia el motor.

Este incremento procedente de la línea, es determinado por el desfaseamiento sufrido por la Fcem y no por su magnitud.

15.- PRINCIPIOS DE OPERACION.

Aplicando una f.e.m. alterna E a las terminales de un motor sincrónico, cuya resistencia óhmica es r y cuya reactancia sincrónica es X_s , circulará por su inducido una corriente I que tendrá una cierta relación de fase con la f.e.m. aplicada, según sean los valores de la excitación.

En la fig. 22 tenemos:

E = f.e.m. aplicada (constante);

I = corriente en el inducido (en este caso en fase con la f.e.m.);

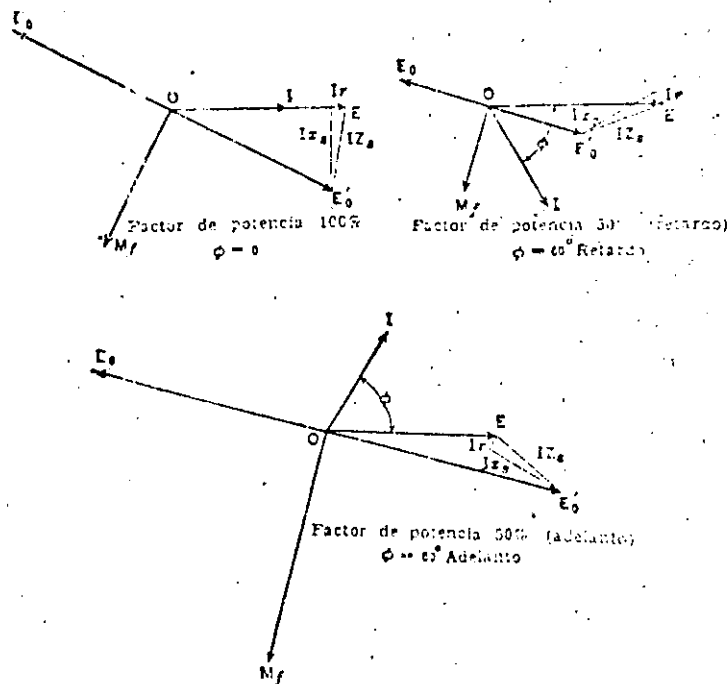


Fig. 24

- I_r = componente de la f.e.m. aplicada, que es consumida por la resistencia (en fase con la corriente)
 $I x_s$ = componente de la f.e.m. aplicada, que es consumida por la reactancia X (en cuadratura con la corriente);
 $I Z_s$ = componente de la f.e.m. aplicada, que es consumida por la impedancia sincrónica ($I Z_s = I (r + j x_s)$);
 E_o = componente de la f.e.m. aplicada que equilibraa la f. ce.m. del motor.
 E_o = F. ce.m. que genera el inducido del motor, al cortar el - flujo producido por la f.m.m. del campo.
 M_f = F.m.m. del campo, en cuadratura y en adelanto respecto de la f.e.m. generada E_o . Representa el valor de la excitación necesaria para que el factor de potencia del motor tenga el valor admitido en la hipótesis (es decir, la unidad).

La Fig. 23 representa el diagrama vectorial del mismo motor, con la misma corriente, pero cuan ésta tiene, respecto de la f.e.m. aplicada, un retraso de 60° ; la fig. 24 corresponde al caso en que la corriente adelanta en un ángulo de 60°

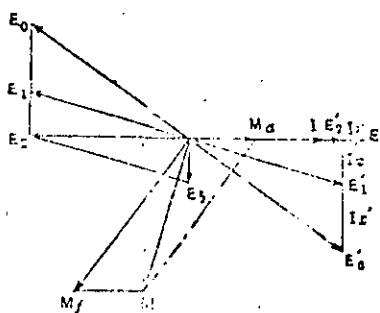


Fig.25.-Motor sincronico funcionando con factor de potencia unitario.

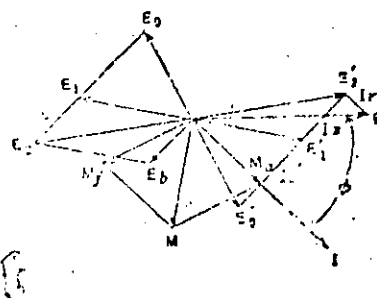


Fig.26.-Motor sincronico funcionando con factor de potencia igual a 0,70 (retardo).

De acuerdo con estos diagramas vectoriales podemos observar que la excitación necesaria para producir un factor de potencia tal que - la corriente adelante respecto de la f.e.m. aplicada a sus bornes, es mayor que la necesaria para obtener un factor de potencia en atraso. Por consiguiente, si se regula la corriente de excitación de un motor sincrónico, no variará la velocidad del mismo - como sucede en el caso del motor de corriente continua - pero, en cambio, la f.e.m. E_a variará en magnitud y en fase respecto de la f.e.m. aplicada a sus bornes y absorberá intensidades en adelanto o en atraso de acuerdo con el -- sentido de variación de la excitación. Si ésta disminuye, aparecerá -- una componente de la corriente del inducido, 90° en atraso respecto - de la f.e.m. aplicada, cuyo efecto se traduce en una magnetización -- del campo principal y si la excitación aumenta, aparecerá una componen -- te de la corriente del inducido a 90° en adelanto, desmagnetizando al -- campo principal.

Los diagramas vectoriales representados en las figs. 25, 26, - muestran los valores de la f.f.e.m.m. y de las f.f.m.m.m. del motor sín -- crónico, para distintos valores de la corriente de excitación y del co -- rrespondiente factor de potencia.

E	=	F.e.m. aplicada
I	=	corriente de plena carga en el inducido
$\cos \phi$	=	factor de potencia
M_f	=	f.m.m. del campo principal
M_a	=	f.m.m. del inducido
M	=	$M_f + M_a$ = f.m.m. resultante
E_o	=	f.e.m. generada por M_f
E_b	=	f.c.e.m. del inducido que produce la caída $I \times$
E_2	=	$E_1 + E_b$ = f.e.m. resultante generada en el inducido
$E_o',$		E_1' y E_2' son las componentes de la f.e.m. aplicada.

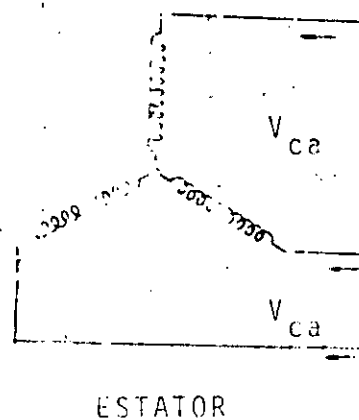
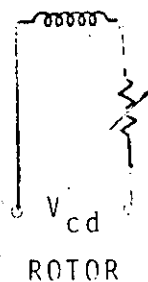
consumidas por E_0 , E_1 y E_2 , respectivamente

$\overline{E E'_2} = I r =$ caída por resistencia óhmica del inducido, en fase -
con I (su dimensión ha sido deliberadamente exagerada)

$\overline{E'_2 E'_1} = I x =$ caída debida a la reactancia

$\overline{E'_1 E'_0} = I x' =$ caída por reacción del inducido.

El flujo correspondiente al circuito magnético principal de la máquina es proporcional a la f.e.m. E_1 , de modo que las pérdidas en el núcleo se calcularán sobre la base de esta f.e.m.



REPRESENTACION DEL MOTOR SINCRONO.

16.- SOBRE EXCITACION.

Al aumentar el campo de un motor sincrónico, no retarda su velocidad (solo momentaneamente) puesto que gira a velocidad constante. Como ésta es constante su F.c.e.m. aumenta cuando se fortalece el campo y pareciera que el motor se detuviera ya que su --- Fcem es más grande que el voltaje aplicado.

Sin embargo, este puede operar aunque su Fcem en magnitud sea más grande que su voltaje terminal.

En esta condiciones se dice que el motor está sobre excitado.

REACCIONES:

- 1.- El motor toma corriente adelantada de la línea.
Una corriente adelantada causa un debilitamiento en el campo.
- 2.- Desplazamiento probocado por la caída en la impendancia de la armadura y que hará una Fcem más grande en magnitud que el voltaje en las terminales

17.- BAJA EXCITACION.- Cuando el campo se debilita, el motor no puede aumentar su velocidad, entonces toma corriente atrasada.

REACCIONES:

- 1.- Refuerza el campo por la reacción de la armadura que se opone a la disminución del campo.
Cuando el campo del motor se debilita, no tiene suficiente excitación de C.D. y debe tomarla de la línea de C.A; atrasando la corriente.

18.- POTENCIA REAL Y REACTIVA VS. ANGULO DE POTENCIA.

La potencia real y reactiva suministrada por un generador sincro no puede expresarse como una función del voltaje en las terminales, voltaje generado, impedancia y el ángulo de potencia, o el ángulo del par.

Este también es cierto para la potencia real y reactiva tomada por un motor sincro. Si el ángulo δ se aumenta gradualmente la salida de potencia real aumenta alcanzando un máximo cuando $\delta = \tan^{-1} \frac{x}{r}$ o prácticamente $\pi/2$. Esto se conoce como el límite de potencia de estado estable. El par máximo o par de salida de un motor sincro ocurre a $\delta \approx \pi/2$ en base a la teoría del rotor cilíndrico, si la resistencia de armadura r_a se desprecia. Cualquier aumento en la potencia mecánica al generador o en la salida mecánica del motor después que δ ha alcanzado 90° produce una disminución en la potencia real eléctrica y el generador se acelera mientras que el motor se desacelera resultando una pérdida de sincrónismo.

Considere un generador de rotor cilíndrico impulsado a velocidad sincrona y sea

$$\begin{aligned} V &= \text{voltaje de las terminales o voltaje del bus} \\ E_{af} &= \text{voltaje generado.} \\ Z_d &= r_a + jx_d, \text{ la impedancia sincrona} \end{aligned}$$

Las cantidades V , E_{af} y Z_d pueden expresarse en volts y ohms por fase, en cuyo caso las potencias real y reactiva son también por fase o pueden expresarse en por unidad, con las potencias real y reactiva también en por unidad.

La salida de potencia compleja del generador en volts amperes por fase o por unidad es:

$$S = P + jQ = VI^* \quad (35)$$

En la Fig. 27 el voltaje en las terminales es

$$V = V + j0$$

y la fem generada es

$$E_{af} = E_{af} (\cos \delta + j \sin \delta)$$

de donde y de la Fig. 27 se deduce que la corriente es

$$I = \frac{E_{af} - V}{z_d} = \frac{E_{af} \cos \delta - V + jE_{af} \sin \delta}{z_d}$$

y su conjugado

$$I^* = \frac{E_{af} \cos \delta - V - jE_{af} \sin \delta}{z_d^*}$$

donde $z_d^* = r_a - jx_d$ es el conjugado de la impedancia sincrónica.

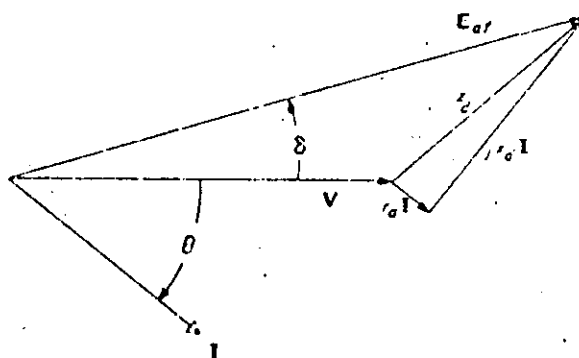


Fig. 27. Diagrama fasorial de un generador sincrónico, incluyendo el efecto de la resistencia de armadura.

Cuando el numerador y denominador en la Ec. se multiplican por z_d la corriente conjugada se expresa por

(37)

$$I^* = \frac{Z_d (E_{af} \cos \theta - V - jE_{af} \operatorname{seno})}{Z_d^2}$$

$$= \frac{r_a (E_{af} \cos \theta - V) - r_a (E_{af} \operatorname{seno})}{Z_d^2}$$

$$S = \frac{r_a (V E_{af} \cos \theta - V^2) + x_d (V E_{af} \operatorname{sene} \theta)}{Z_d^2} + \frac{j x_d (V E_{af} \cos \theta - V^2) - r_a (V E_{af} \operatorname{sene} \theta)}{Z_d^2}$$

siendo la potencia real y reactiva

$$P = \frac{x_d V E_{af} \cos \theta - V^2 + x_d (V E_{af} \operatorname{sene} \theta)}{Z_d^2}$$

$$Q = \frac{x_d (V E_{af} \cos \theta - V^2) - r_a (V E_{af} \operatorname{sene} \theta)}{Z_d^2}$$

En máquinas sincrónicas polifásicas prácticas $r_a \ll x_d$ y r_a puede despreciarse en la ecuación de potencia de tal manera que $Z_d \approx x_d$ y

$$P \approx \frac{V E_{af} \operatorname{sene} \theta}{x_d} \quad (38)$$

$$Q \approx \frac{V E_{af} \cos \theta - V^2}{x_d} \quad (39)$$

Para obtener la potencia total para un generador de tres fases, las Ecs. 38 y 39 deben multiplicarse por tres cuando los voltajes son de líneas a neutro. Sin embargo los valores (magnitudes) de línea -a- línea se usan, estas ecuaciones expresan la potencia trifásica total. La salida máxima de potencia real por fase del generador para un voltaje en las terminales y una fem. inducida dadas es :

$$P_{\max} \approx \frac{VE_{af}}{X_d}$$

Cualquier aumento posterior en la entrada del motor primario al generador, causa que la salida de potencia real se disminuya, la potencia excesiva que pasa a una aceleración causa que el generador aumente su velocidad y se salga de sincrónismo. Por lo tanto, el límite de estabilidad de estado estable se alcanza cuando $\delta \approx \pi/2$.

El ángulo de potencia o característica de ángulo de par se muestra gráficamente en la Fig. 28. Para condiciones de operación de estado normal, el ángulo de par es muy inferior a 90° .

Aunque los motores sincrónicos polifásicos son del tipo de polos salientes la teoría del rotor cilíndrico aplicada al motor da resultados. El par máximo que un motor síncrono trifásico puede desarrollar para cargas graduales aplicadas será:

$$T_{\max} = \frac{P_{\max}}{\omega n} = \frac{90 E_{af} V}{\pi n_s X_d}$$

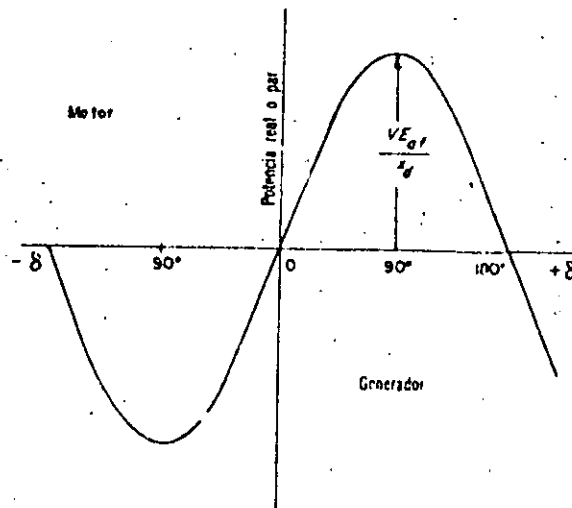


Fig. 28 Característica de ángulo de potencia o par de una máquina de rotor cilíndrico.

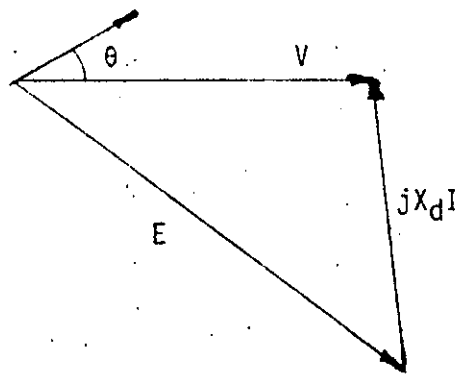
" El par de salida de un motor síncrono es el par máximo sostenido que el motor desarrolla a velocidad síncrona por un minuto, con un voltaje nominal aplicado a frecuencia nominal y con excitación normal"

19.- FACTOR DE POTENCIA.- CURVAS V

En los motores de inducción no puede cambiarse el f.p. para una carga determinada a menos que se modifique su diseño y estos siempre toman de la línea corriente atrasada.

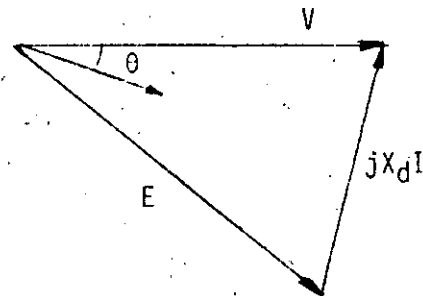
En los motores sincrónicos, puede modificarse el f.p. a cualquier carga, y la corriente puede adelantarse o atrasarse con solo cambiar la excitación del campo.

SOBRE EXCITADO



$E > V$
I ADELANTA A V

BAJO EXCITADO



$E < V$
I ATRASA A V

DIAGRAMA DE UN MOTOR SINCRONO

Cuando la I_c es pequeña, la I_a es atrasada. De manera que -
aumenta I_a , (Fig.29), La I_a va disminuyendo su atraso hasta un --
punto de $\text{fp} = 1.0 \text{ P.u.}$

Siguiendo en aumento la I_c la I_a aumenta en magnitud y se ade
lanta. Esto es, la corriente I_a se adelanta y el motor sincrónico se con
porta como un circuito R - C en serie.

El valor mínimo de I_a en cada curva, es la corriente normal de -
operación.

SIMBOLOS:

$\uparrow$ = Mayor	$\leftarrow$ Atrasa
$\downarrow$ = Menor	$\rightarrow$ Adelanta

ENTONCES:

- 1) $I_c \downarrow$ al mínimo de I_a = Motor Bajo excitado y la $I_a \leftarrow$
- 2) $I_c \uparrow$ a mínimo de I_a = Motor sobre excitado y la $I_a \rightarrow$

Sobre excitado - el motor actúa como capacitor y toma corriente
adelantada.

Bajo excitado.-El motor actúa como una inductancia y toma corriente atrasada.

Cuando un motor sincrónico suministra una potencia mecánica mientras está energizado de una fuente de voltaje y frecuencia constantes, la corriente de armadura es una función de la excitación del campo siendo un mínimo cuando el factor de potencia del motor es unitario. Si la resistencia de armadura se desprecia y se aplica la teoría del rotor cilíndrico, se obtienen relaciones que son sumamente similares a aquellas desarrolladas para operaciones en paralelo de generadores sincrónicos. Si la corriente de armadura de un motor se grafica contra la excitación del campo para un valor de potencia mecánica, el resultado es una curva V. Las líneas sólidas en la Fig. 29 representan una familia de curvas V para un motor sincrónico no saturado que tiene una reactancia sincrónica no saturada de 1.00 por unidad. Las líneas punteadas son el lugar geométrico para factor de potencia constante, se les denomina curvas compuestas.

La excitación de motores sincrónicos se ajusta de tal manera que el motor toma corriente adelantada, por lo tanto generando una potencia reactiva. De hecho, una máquina sincrónica sobrexcitada genera potencia reactiva ya sea que se le opere como un motor o como un generador. Los sistemas eléctricos de potencia hacen uso de condensadores sincrónicos para generar algo de la potencia reactiva requerida. Un condensador sincrónico es usualmente una máquina del tipo de polos salientes que no tiene ni primotor ni una carga mecánica; es en efecto un motor sincrónico moviéndose libremente con campo sobrexcitado. Las curvas V para una potencia mecánica cero en la Fig. 29 representa la operación de un condensador sincrónico. Cuando las pérdidas rotacionales y la resistencia

de armadura se desprecian, la potencia real de un condensador sincrónico es cero y consecuentemente el ángulo del par $\delta = 0$. De acuerdo a la Ec. 39 la salida de la potencia reactiva es por tanto

$$Q = \frac{VE_{af} - V^2}{X_d}$$

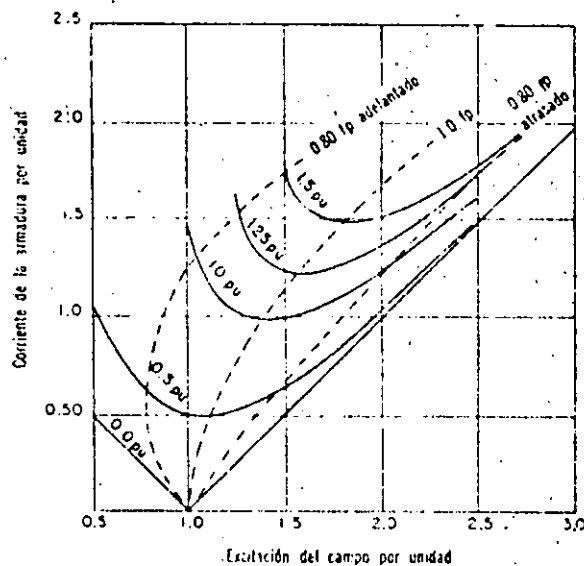


Fig. 29. Curvas V. calculadas para un motor sincrónico no-saturado de 0,0.5, 1.0, 1.25 y 1.50 por unidad de la potencia mecánica. $X_d = 1.00$ por unidad.

20.- ARRANQUE DE LOS MOTORES SÍNCRONOS.

El motor sincrónico monofásico no puede arrancar por sí solo y debe ser llevado a sincronismo antes de conectarlo a la red de alimentación. Esto obedece al hecho de que la reacción del inducido monofásico no produce un campo giratorio. De aquí que estos motores se utilizan sólo excepcionalmente.

Los motores sincrónicos polifásicos arrancan por sí solos cuando se los conecta a la red y aceleran paulatinamente hasta llegar a la velocidad de sincronismo siempre que se le aplique tensión reducida a efectos de evitar que absorban corrientes demasiado intensas. En otros casos y siempre en vistas a reducir la intensidad absorbida en el arranque, los motores sincrónicos están provistos de motor auxiliar para la puesta en marcha; se llevan a la velocidad sincrónica y se sincronizan como si se tratara de alternadores. En algunos casos en que la excitatriz del motor está montada en el mismo eje, puede utilizarse como motor de arranque y si se tratara de un motor sincrónico que forma parte de un equipo motor-generator, este último puede hacer las veces de motor de arranque siempre que se disponga de una fuente de corriente continua.

También puede llevarse a cabo la maniobra de arranque empleando un motor asincrónico de inducción montado sobre el mismo eje que el motor

síncrono, debiendo tomarse la precaución de que el asíncrono tenga un número de polos menor que el síncrono y por consiguiente, una mayor velocidad síncrona: el motor síncrono se lleva a una velocidad superior a la de sincronismo, se desacopla el motor de inducción y se cierra la conexión a la red en el instante en que el motor síncrono pasa por la velocidad de sincronismo.

21.- UTILIZACION DEL MOTOR SINCRONO.

En los últimos tiempos, los fabricantes han mejorado notablemente las características de arranque y de funcionamiento de los grandes motores síncronos, al extremo de que se puede utilizar con éxito en servicios pesados industriales para los que anteriormente se consideraban inadecuados.

El alto factor de potencia y el elevado rendimiento de los motores síncronos, combinados con la circunstancia de que su costo inicial es ligeramente menor que el de los motores de inducción, han conducido a una extensiva utilización del mismo.

Los motores síncronos provistos de fuertes arrollamientos a jaula arrancan como motores de inducción y luego de sincronizados, continúan funcionando como síncronos.

Cuando se especifican las características de un motor sincrónico para un servicio dado, hay que considerar tres pares: en primer término, el arranque que da una idea de la habilidad del motor para arrancar la carga, desde el estado de reposo; en segundo lugar, el par de enganche que representa la habilidad del motor para mantenerse en funcionamiento mientras pasa de su condición de asincronismo a la de sincronismo y, finalmente, el par de desenganche que representa la capacidad del motor para mantenerse en funcionamiento soportando las sobrecargas a que se lo someta.

Los pares de arranque y de enganche lo caracterizan funcionando como motor sincrónico y quedan determinados por el cálculo de los arrollamientos de arranque. El par de desenganche lo define como motor sincrónico y depende directamente de la intensidad del campo.

Actualmente se contruyen motores sincrónicos cuyo par de arranque puede estar dentro de un margen comprendido entre 50 y el 200 % del par normal (Plena carga) ; los pares de enganche estan comprendidos entre el 35 y el 125% del normal y los de desenganche abarcan valores del orden del 300 al 400 % del normal.

Un motor debe tener un par de arranque igual al 50% de la plena carga; un par de enganche igual al 40-50 % y uno de desenganche de, aproximadamente, el 150 % del que corresponde a plena carga. Valores - que dependen, en cierto modo, de la velocidad y potencia del motor, así como de la frecuencia de alimentación.

Al especificar los valores de estos tres pares, es conveniente mantenerlas lo más bajas posibles, dentro de las modalidades del servicio que ha de prestar el motor y con un razonable margen de seguridad, teniendo en cuenta las fluctuaciones de la tensión de la red y otras condiciones desconocidas, puesto que un aumento en el valor de cualquiera de dichos pares se traduce en un aumento del costo del motor.

En cuanto al arranque, es necesario que el par sea lo suficiente para poner en marcha la carga acoplada y acelerada bajo las condiciones más difíciles. Tal par varía con el cuadrado de la tensión aplicada al motor, y si éste es bajo, o si hay que arrancar con tensión reducida, a efectos de limitar la corriente absorbida, puede resultar tan débil que el motor no se ponga en movimiento, o si lo hace, -- acelere tan lentamente que los arrollamientos se recalienten.

Por otra parte, es más difícil obtener un elevado par de enganche que un alto par de arranque, porque aquél es el que se origina en las cercanías de la velocidad sincrónica. Siempre va acompañado por una

alta corriente, y por tanto, sus valores deben mantenerse tan moderados como sea posible.

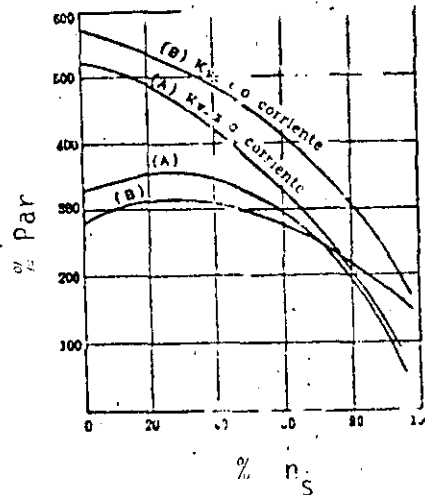


Fig. 30.- Características de arranque a tensión plena correspondientes a un motor sin crono de gran potencia, para 25 ciclos (A) con circuito de campo abierto y -- (B) con el circuito de campo cerrado a travéz de una resistencia.

Comparando un motor cuyas pares de arranque, de enganche y de desenganche valen respectivamente, el 50% el 40% y el 150% del de plena carga, con otro que posea el mismo par de arranque y de desenganche, pero con una de enganche del orden del 100% del de plena carga, éste resultará un 15% más caro; su rendimiento, a plena carga será 0.3% menor y la corriente de arranque el doble de la que corresponde al primer motor.

La resistencia de los arrollamientos que constituyen la jaula de arranque, puede ser lo suficientemente elevada para dar una buena característica de arranque; pero esta condición no basta, ya que el par

desarrollado debe ser capaz de acelerar al motor hasta llevarlo a una velocidad del orden del 95% de la sincronía, funcionando como motor de inducción y, llegando a este punto el par tiene que satisfacer las condiciones de funcionamiento del motor con la débil carga a -- que trabaja y, además llevarlo a velocidad de sincronismo.

La conexión del circuito de campo, tiene mucha importancia en lo que se refiere a las condiciones de arranque del motor síncrono, puede estar abierto o cerrado a través de una resistencia. La Fig. 30 representa las características de arranque correspondientes a un motor de gran potencia, cuya frecuencia de alimentación es igual a 25 ciclos, sometido, durante el proceso de arranque, a plena tensión. Las curvas A -- corresponden a circuito de campo abierto y las B a circuito cerrado a -- través de una resistencia.

Cuando se trabaja con el circuito de campo abierto, el par de arranque puede llegar a 350% del de plena carga y los kilovolt-amperes -- es del orden de 525% de la nominal, mientras que cuando se trabaja -- con el circuito de campo cerrado a través de una resistencia conveniente, el par de arranque se reduce a 300% y los kilovolt-amper de arranque llegan al 575%.

El circuito de campo cerrado, actúa como si se tratara de un -- segundo circuito pero como está arrollado sobre los polos principales, a una cierta distancia del arrollamiento del inducido, y tiene muy alta -- reactancia, no es muy eficaz como arrollamiento de arranque, si bien, por otra parte, aumenta el par de enganche correspondiente al 95% de la velocidad síncrona, desde el 50 al 150% al par de plena carga.

En consecuencia, cerrando el circuito de campo a través de una resistencia conveniente, el motor gana en par de enganche, a expensas de una pequeña disminución del par de arranque. Esta conexión, tiene, por --

otra parte, la gran ventaja de limitar los valores de las tensiones inducidas en los arrollamientos de campo durante el proceso de arranque.

El par de desenganche debe establecerse para el máximo pico de carga que soportará el motor en las condiciones de trabajo especificadas. Este par varía directamente con la intensidad de campo y también con la tensión aplicada. Un motor calculado para trabajar con factor de potencia en adelanto, deberá tener un campo más intenso que otro calculado para trabajar con factor de potencia unitario y, por tanto, tendrá un mayor par de desenganche.

La velocidad rigurosamente constante que caracteriza al motor sincrónico, es una desventaja desde el punto de vista de las sobrecargas a que puede estar sometido, ya que no puede perder velocidad y por tanto, permitir que un volante contribuya a soportar el pico de carga.

Si se lleva a cabo el arranque, sometiéndolo a plena tensión, la corriente de arranque y la correspondiente potencia en kVA, pueden llegar al 450-600 % de la de plena carga, y estos valores dependen de los arrollamientos del inducido y arrancadores, así como de la regulación de la tensión en la línea.

En muchos casos es inconveniente la presencia de una bajo factor de potencia y la consiguiente elevada corriente absorbida, de modo que el motor debe ser puesto en marcha con tensión reducida mediante un compensador. La corriente de arranque disminuye en razón directa de la tensión aplicada en la maniobra y los kVA de arranque se reducen en razón cuadrática.

Es evidente que los pares de arranque y de enganche varían con el cuadrado de la tensión, porque durante estos dos procesos el motor funciona como si fuera de inducción.

TIPOS DE CARGA.- El motor sincrónico se aplica, comúnmente, a tres tipos de carga:

1) Máquinas tales como compresores, molinos de pulpas, etc. que permiten una sobre carga mínima parcial durante el arranque. Los motores destinados a estos fines, exigen pares de arranque y de enganche relativamente débiles, comprendidos, entre el 30 y el 50% para el primero y entre el 30 y el 40% para el segundo y, puesto que la carga es generalmente uniforme, será suficiente un par de desenganche del 140 a 150%.

2) Máquinas que requieren un par de arranque relativamente pequeña, pero fuerte par de desenganche. En este caso están comprendidas las máquinas centrífugas, como bombas y ventiladores, para las cuales el par de arranque es solamente el que resulta de la inercia y las pérdidas por rozamiento. Las bombas están equipadas, por lo general, con válvulas de descarga de funcionamiento automático y se las conecta al sistema en el momento en que han alcanzado su plena velocidad, lo cual exige que el motor sincrónico tenga fuertes pares de plena carga y de enganche. Por otra parte, como se trata de cargas uniformes, el par de desenganche puede ser relativamente bajo.

3) Máquinas que requieren valores elevados para los pares de arranque y de enganche y generalmente altos pares de desenganche como las que se hallan instaladas en las fábricas de tubos y de caucho, en bandas transportadoras, laminadoras y trituradoras. En cada caso, antes de elegir el motor hay que estudiar muy bien las exigencias de cada tipo de carga.

PROBLEMAS.

Un motor síncrono de:

2,000 HP; $f_p=1.0$; 3 ϕ ; conexión γ

2,300 V; 30 polos; 60 cps; $X_d = 1.95 \Omega/\phi$

Desprecie las pérdidas.

Determine:

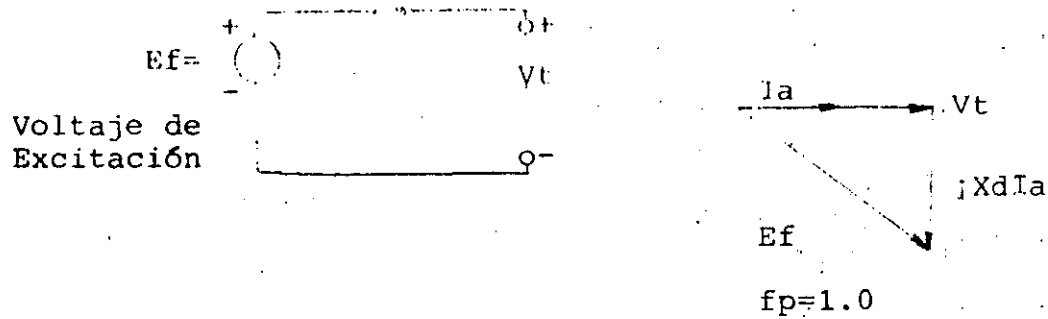
- 1) τ_{MAX} ; cuándo es energizado a Voltaje y Frecuencia constante (BUS INFINITO), y un valor de excitación de campo constante de manera que resulte un $f_p=1.0$ a carga nominal.
- 2) τ_{MAX} ; cuándo es energizado por un turbo-generador 3 ϕ ; conexión Y ; 2300 V; 1750 KVA; 2 polos; 3600 rpm; $X_d = 2.65 \Omega/\phi$.

El generador opera a n ; y los campos de excitación de ambos son ajustados de manera que el motor opere con $f_p=1.0$ a voltaje terminal nominal y carga nominal.

- 3) Determine el voltaje terminal cuando el motor entrega su τ_{MAX} .

Solución: Indudablemente este motor es del tipo de polos salientes.

1) $X_d = \text{React. Sincrona}$



$$1 \text{ HP} = 0.746 \text{ KVA}$$

$$2000 \text{ HP} = 1,492 \text{ KVA}$$

$$\text{KVA}_n = 1492,3 \text{ } \varnothing; \text{KVA}_{1\varnothing} = \frac{1492}{3} = 497.3$$

$$V_n = \frac{2300}{\sqrt{3}} = 1328 \text{ V}_{\varnothing-n}$$

$$\text{VA}_{1\varnothing} = V_{\varnothing-n} \cdot I_n$$

$$I_n = \frac{497,300}{1328} = 374.47 \text{ Amps.}/\varnothing$$

$$jX_d I_a = 1.95 \cdot 374.47 = j 730.22 \text{ } \Omega/\varnothing$$

Del diagrama de Fasores:

$$E_f^2 = V_t^2 + (jX_d I_a)^2$$

$$E_{fm} = \sqrt{(1328)^2 + (730.22)^2} = 1515.52 \text{ V}$$

$$E_{fm} = 1515.52 \text{ V}$$

Cuando la fuente de poder es un Bus Infinito y la excitación del campo es constante, o sea:

$$\text{Bus Infinito y } I_c = C_r E$$

$$\text{Resulta que: } V_t \text{ y } E_{fm} = C_r E S$$

Sustituyendo V_t por E_1

E_{fm} por E_2

X_d por X

$$P_{MAX} = \frac{V_t E_{fm}}{X_d} = \frac{E_1 E_2}{X}$$

$$P_{MAX} = \frac{1328 * 1515.52}{1.95} = 1032,107.98$$

$$P_{MAX} = 1,032 * 10^3 \text{ W/Ø}$$

$$P_{MAX \text{ Tot}} = 1032 * 3 = 3096 * 10^3 \text{ W-3Ø}$$

y

$$\tau = \frac{P_{MAX}}{\omega}$$

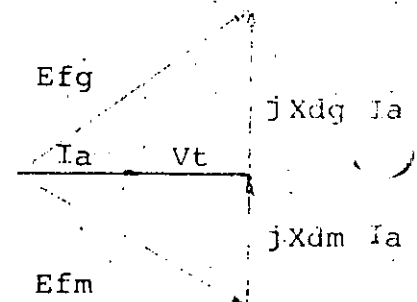
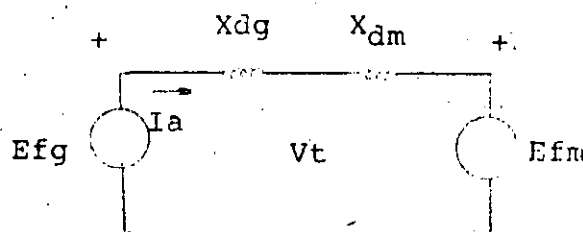
$$\omega = 2\pi \frac{n}{60} ; \quad f = \frac{p}{2} \frac{n}{60}$$

$$n = \frac{120f}{p} = \frac{120 * 60}{30} = 240 \text{ rpm}$$

$$\tau_n = \frac{3096 * 10^3}{2\pi \frac{240}{60}} = \frac{3096 * 10^3}{25.13} = 123.18 * 10^3 \text{ N-m}$$

$$\tau_{MAX} = 123.18 * 10^3 \text{ N-m}$$

2)



$$V_t = 1,328 \text{ V} \angle -\eta$$

$$E_{fm} = 1,515.52 \text{ V}$$

La caída en el generador por X_{dg} es:

$$X_{dg} * I_a = 2.65 * 374.47 = 992.34 \text{ V}$$

Del diagrama de fasores:

$$E_{fg}^2 = V_L^2 + (X_{dg} I_a)^2$$

$$E_{fg} = \sqrt{(1328)^2 + (992.34)^2} = 1657.8$$

$$E_{fg} = 1657.8 \text{ V}$$

Como las revoluciones y los campos de ambas máquinas se mantienen constantes, E_{fg} y E_{fm} son también constantes.

Por lo anterior, podemos substituir:

$$E_{fg} \text{ por } E_1$$

$$E_{fm} \text{ por } E_2$$

$$y \quad X_{dm} + X_{dg} \text{ por } X_d$$

Cuando los voltajes son constantes

$$P_{MAX} = \frac{E_1 E_2}{X}$$

$$P_{MAX} = \frac{E_{fm} * E_{fg}}{X_{dm} + X_{dg}} = \frac{1657.8 * 1515.52}{2.65 + 1.95}$$

$$P_{MAX} = 546,180.23 \text{ W/Ø}$$

$$P_{MAX} = 546 * 10^3 \text{ W/Ø}$$

$$y \quad P_{MAX} = 3 * 546 * 10^3 = 1638 * 10^3 \text{ W } 3\phi$$

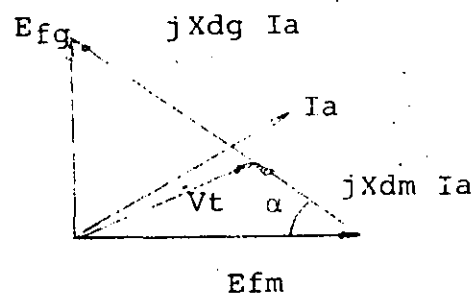
$$\tau_{MAX} = \frac{P_{MAX}}{\omega} = \frac{1638 * 10^3}{2\pi * \frac{240}{60}} = 65.17 * 10^3 \text{ N-m}$$

$$\tau_{MAX} = 65,170 \text{ N-m}$$

El sincronismo se perdería si aplicamos un par de carga mayor a éste. El motor se frenaría, el generador se sobre-revoluciona y el sistema se abriría por la acción de los interruptores.

3) Con excitación fija, la potencia máxima ocurre cuando:

E_{fg} adelanta 90° a E_{fm}



del diagrama:

$$H^2 = A^2 + B^2$$

$$[I_a(X_{dg} + X_{dm})]^2 = (E_{fg})^2 + (E_{dm})^2$$

$$I_a (2.65 + 1.95) = \sqrt{(1657.8)^2 + (1515.52)^2}$$

$$I_a (4.6) = 2246.3$$

$$I_a = \frac{2246.3}{4.6} = 488.33 \text{ Amps.}$$

$$I_a = 488.33 \text{ Amps.}$$

También

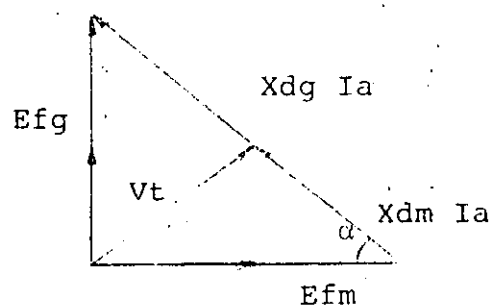
$$E_{fm} = I_a (X_{dm} + X_{dg}) \cos \alpha$$

$$E_{fg} = I_a (X_{dm} + X_{dg}) \sin \alpha$$

$$\cos \alpha = \frac{E_{fm}}{I_a (X_{dm} + X_{dg})} = \frac{1515.52}{488.33 (4.6)} = 0.674$$

$$\sin \alpha = \frac{E_{fg}}{I_a (X_{dm} + X_{dg})} = \frac{1657.8}{488.33 (4.6)} = 0.738$$

El fasor del voltaje terminal es:



$$V_{t_{fm}} = E_{fm} - (X_{dm} I_a) \cos \alpha$$

$$V_{t_{fg}} = E_{fg} - (X_{df} I_a) \sin \alpha$$

$$V_t^2 = (V_{t_{fm}})^2 + (V_{t_{fg}})^2$$

$$V_t^2 = [E_{fm} - (X_{dm} I_a) \cos \alpha]^2 + [E_{fg} - (X_{dg} I_a) \sin \alpha]^2$$

$$V_t^2 = [1515.52 - (1.95)(488.33)(0.674)]^2 + [1657.8 - (2.65)(488.33)(0.738)]^2 =$$

$$V_t = (873.71)^2 + (702.78)^2$$

$$V_t = 1121.28 \text{ V}$$

$$V_t = 1,121.28 \text{ V}_{\phi-\eta}$$

$$V_L = 3 * 1,121.28 = 1942.1 \text{ V}_L$$

$$V_L = 1,942.1 \text{ V}$$

Cuando la fuente es una turbina-generator, como en la parte 2, los efectos de su impedancia causan que disminuya el voltaje terminal a un aumento de carga, causando que reduzca la potencia de 3096 KW como en 1 a 1638 KW como en 2.

Sean:

$$\theta_m = \begin{cases} \text{mecánico} \end{cases}$$

$$\theta_{1a} = \begin{cases} \text{eléctrico} \end{cases}$$

La densidad de flujo en θ es:

$$B_{\theta} = B_{amp} \sin \theta \quad \dots\dots\dots 1$$

y: $d\phi_B = B_{\theta} dA \quad \dots\dots\dots 2$

como: $S = R\theta$

y: $dA = L dS$

$$dS = \frac{D}{2} d\theta_m$$

$$dA = \frac{DL}{2} d\theta_m \quad \dots\dots\dots 3$$

Por otro lado:

$$\theta_{elect.} = \frac{P}{2} \theta_m \quad \dots\dots\dots 4$$

$$d\theta_m = \frac{2}{P} d\theta_{elect.} \quad \dots\dots\dots 5$$

sustituyendo 1 , 3 , y 5 en 2 :

$$d\phi_B = \frac{DL}{P} B_{amp} \sin \theta d\theta$$

Considerando los costados de bobina como filamentos:

$$\Phi_B = \frac{DL}{P} \text{Bamp} \int_{\alpha}^{\alpha + \rho\Pi} \sin\theta d\theta$$

$$\Phi_B = \frac{DL}{P} \text{Bamp} (\cos \alpha - \cos \alpha + \rho\Pi) \dots\dots\dots 6$$

Por: $\cos \alpha - \cos \beta = -2 \sin \frac{1}{2} (\alpha + \beta) \sin \frac{1}{2} (\alpha - \beta)$

$$\cos \alpha - \cos (\alpha - \rho\Pi) = -2 \sin (\alpha + \frac{\rho\Pi}{2}) \sin (-\frac{\rho\Pi}{2})$$

y: $\sin -\frac{\rho\Pi}{2} = -\sin \frac{\rho\Pi}{2}$

$$\Phi_B = \frac{2DL}{P} \text{Bamp} \sin (\alpha + \frac{\rho\Pi}{2}) \sin (\frac{\rho\Pi}{2}) \dots\dots\dots 7$$

Multiplicando 2 por N_B :

$$N_B \Phi_B = \frac{2DL}{P} \text{Bamp} N_B \sin (\frac{\rho\Pi}{2}) \sin (\alpha + \frac{\rho\Pi}{2}) \dots\dots\dots 8$$

Haciendo: $\lambda_{B1} = \frac{2DL}{P} \text{Bamp} N_B \sin (\frac{\rho\Pi}{2})$

y: $\rho = 1; \sin \frac{\Pi}{2} = 1$

$$\lambda_{B1} = \lambda_B \text{MAX}$$

y: $\lambda_{B\text{MAX}} = \frac{2DL}{P} \text{Bamp} N_B \sin (\frac{\rho\Pi}{2}) \dots\dots\dots 9$ ENCADENAMIENTO
MAXIMO DEL FLUJ

y: $K_P = \sin \frac{\rho\Pi}{2} \dots\dots\dots 10$ FACTOR DE
PASO

Por 8 :

$$\lambda_B = \lambda_{\text{MAX}} \sin (\alpha + \frac{\rho\Pi}{2}) \dots\dots\dots 11$$

91

Impulsando el rotor a velocidad constante:

$$\alpha = -\omega t$$

sustituyendo en 11:

$$\begin{aligned}\lambda_B &= \lambda_{BMAX} \sin \left(-\omega t + \frac{\rho\pi}{2} \right) \\ \lambda_B &= -\lambda_{BMAX} \sin \left(\omega t - \frac{\rho\pi}{2} \right) \dots\dots\dots 12\end{aligned}$$

Por Lenz:

$$e = -\frac{d\lambda}{dt}$$

$$e = -\frac{d}{dt} - \lambda_{BMAX} \sin \left(\omega t - \frac{\rho\pi}{2} \right)$$

como:

$$\frac{d}{dt} \sin u = \frac{du}{dt} \cos u$$

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt} \sin \left(\omega t - \frac{\rho\pi}{2} \right) &= \omega \cos \left(\omega t - \frac{\rho\pi}{2} \right) \\ &= \omega \cos \left(\omega t - \frac{\rho\pi}{2} \right) \dots\dots\dots 13\end{aligned}$$

Finalmente:

$$e = \omega \lambda_{BMAX} \cos \left(\omega t - \frac{\rho\pi}{2} \right) \dots\dots\dots 14$$

$$\text{Ahora: } \frac{2DL}{P} = \frac{DL}{\frac{P}{2}} = \text{Area X Pares de Polo} = A_{PP}$$

$$\text{Además: } \Phi = BA$$

$$\Phi_{PP} = B_{amp} A_{PP}$$

$$\lambda_{BMAX} = \Phi_{PP} NB \sin \left(\frac{\rho\pi}{2} \right)$$

Por 10

$$\lambda_{BMAX} = N_B \phi_{PP} K_P \dots\dots\dots 15$$

Sustituyendo en 14 :

$$e = w N_B K_P \phi_{PP} \cos \left(wt - \frac{\rho\pi}{2} \right)$$

Que representa la forma de onda del voltaje inducido en la bobina de la armadura.

Por otro lado:

$$w = 2\pi f$$

y: $E_{rms} = \frac{e}{\sqrt{2}}$

tenemos:

$$E_B = 4.44 f N_B K_P \phi_{PP} [V] \dots\dots\dots 16$$

Para encontrar la forma de onda de la fmm podemos representar la por medio de la serie de Fourier.

$$f(t) = \frac{1}{2} a_0 + a_1 \cos wt + a_2 \cos 2 wt + a_3 \cos 3 wt + \dots b_1 \sin wt + b_2 \sin 2 wt$$

donde:

$$a_n = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(t) \cos wt \, d(wt)$$

$$b_n = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(t) \sin wt \, d(wt)$$

en: $0 < wt < \pi ; f(t) = \frac{N_B i a}{P}$

$\pi < wt < 2\pi ; f(t) = - \frac{N_B i a}{P}$

1ª El valor promedio y los términos cosenos son:

$$a_n = 0; \quad n = 0, 1, 2, \dots$$

2ª Los términos de senos:

$$b_n = \frac{2N_B i a}{\pi P n} (1 - \cos n\pi)$$

Para: $n = \text{Par}; b_n = 0$

Para: $n = \text{Non}$

$$b_1 = \frac{4N_B i a}{\pi P}$$

$$b_3 = \frac{4N_B i_a}{2\pi P}$$

$$b_5 = \frac{4N_B i_a}{5\pi P}$$

y:

$$f(t) = \frac{4N_B i_a}{\pi P} \sin wt + \frac{4N_B i_a}{3\pi P} \sin 3wt + \frac{4N_B i_a}{5\pi P} \sin 5wt + \dots$$

Nos interesa únicamente la fundamental, puesto que las armónicas las eliminamos por medio del paso y la distribución del embobinado.

$$F = \frac{4N_B i_a}{\pi P} \sin \theta \quad \dots\dots\dots 1$$

y su amplitud:

$$F_{amp} = \frac{4N_B i_a}{\pi P} \quad \text{AMP-Vue/Polos} \quad \dots\dots\dots 2$$

Para una máquina de un par de polos:

$$F = \frac{2N_B i_a}{\pi P} \sin \theta \quad \dots\dots\dots 3$$

ahora si:

$$e_{ac} = \sqrt{2} E_{ac} \sin wt$$

$$y: \quad i_a = \sqrt{2} I_a \sin (wt - \theta_i) \quad \dots\dots\dots 4$$

substituyendo 4 en 1

$$F = 0.9 N_B I_a \sin \theta \sin (wt - \theta_i)$$

$$\text{como:} \quad 2 \sin \alpha \sin \beta = \cos(\alpha - \beta) - \cos(\alpha + \beta)$$

$$y: \quad \alpha = \theta$$

$$\beta = wt - \theta_i$$

$$F = 0.9 \frac{N_B I_a}{2} \cos(\theta - wt + \theta_i) - \cos(\theta + wt - \theta_i)$$

REFERENCIAS

- 1.- C. I. DAWES.- INDUSTRIAL ELECTRICITY.- Vol. II.-
3a. Edición.- International Student Edition-1960.
- 2.- C. V. CHRISTIE.- ELECTROTECNIA GENERAL.- Vol. II.-
5a. Edición.- Editorial Ediar - 1949.
- 3.- C. LUCA M.- MAQUINAS ELECTRICAS.- 4a. Edición.-
Representaciones y Servs. de Ingeniería, S.A-1968.
- 4.- E. W. KIMBARK.- POWER SYSTEM STABILITY.- Vol. III.-
J. W. and S. - 1956.
- 5.- L. W. MATSCH.- MAQUINAS ELECTROMAGNETICAS Y ELECTRO
MECANICAS.- Representaciones y Servicios de Ingeniería,
S.A. - 1972.
- 6.- FITZGERALD - KINGSLEY - KUSKO.- ELECTRIC MACHINERY.-
3a. Edición.- International Student Edition - 1971.



DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.

CALCULO Y SELECCION DE MOTORES ELECTRICOS

MOTORES DE INDUCCION

ING. DAVID CANO SAUCEDO

DICIEMBRE, 1984

CONTENIDO

1

Pág. ()

Principio de funcionamiento de los motores de inducción Asíncronos.	1-5
Reactancia de Magnetización y Reactancia de Dispersión	7
Corriente del Rotor y Deslizamiento	11
Circuito equivalente del Motor de Inducción Polifásico	13
Pérdidas en el Cobre y Deslizamiento del Rotor	22
Relación de Transformación del motor de Inducción Jaula de Ardilla.	25
Potencia Mecánica y η	26
Problema de Aplicación de las ecuaciones obtenidas de un circuito equivalente del motor de inducción.	27
Bibliografía	35

Funcionamiento

Principio de funcionamiento de los motores de inducción asíncronos:

El principio básico de funcionamiento de estas máquinas consiste esencialmente en la formación de un campo magnético giratorio en el estator del motor. La teoría es válida tanto para máquina con rotor de Jaula de Ardilla como para rotor de anillo rosante.

Para entender claramente el fenómeno, examinemos el efecto que produce una corriente alterna trifásica en cada fase del estator; en la Figura (1a) está representado un sistema senoidal para las tres fases y podemos observar las condiciones cambiantes de las corrientes en 12 diferentes tiempos, si fijamos que la corriente arriba del eje cero es positiva y la dibujamos de frente hacia el papel (entrante) representada por una cruz y la corriente negativa abajo del eje cero con una dirección - del papel hacia el observador (saliente), la representamos con un punto en el centro.

Para formas senoidales simples tenemos después las condiciones que están marcadas en la mitad superior de la fig. 10, en este caso para bobinas de 2 polos, contiene para cada una de las fases 6 ranuras. Las entradas de corriente de estas 3 fases están identificadas por UVW. en el punto de tiempo 0, la curva de la corriente en la fase U es en este momento igual a 0; esto significa que la fase U está sin corriente.

La fase V tiene en el mismo punto de tiempo casi el máximo de la corriente pero en dirección negativa, a la mitad de la figura de tiempo 0, en el principio de la bobina de esta fase, la corriente tiene la dirección hacia el observador y en el lado contrario de la misma fase V la corriente es entrante. En el mismo instante la corriente de la fase W ha pasado el valor máximo de la corriente positiva y tiene la misma fuerza que la corriente de la fase V, pero en dirección contraria.

Al principio de la bobina de la fase W, circula la corriente entrante hacia el papel y en las 3 ranuras opuestas, la corriente se invierte.

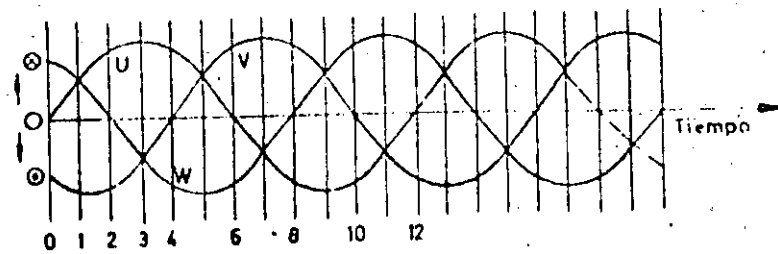
En resumen, en el punto de tiempo 0 al lado izquierdo del estator, la corriente circula hacia el papel y al lado derecho hacia el observador.

Regla de la mano derecha

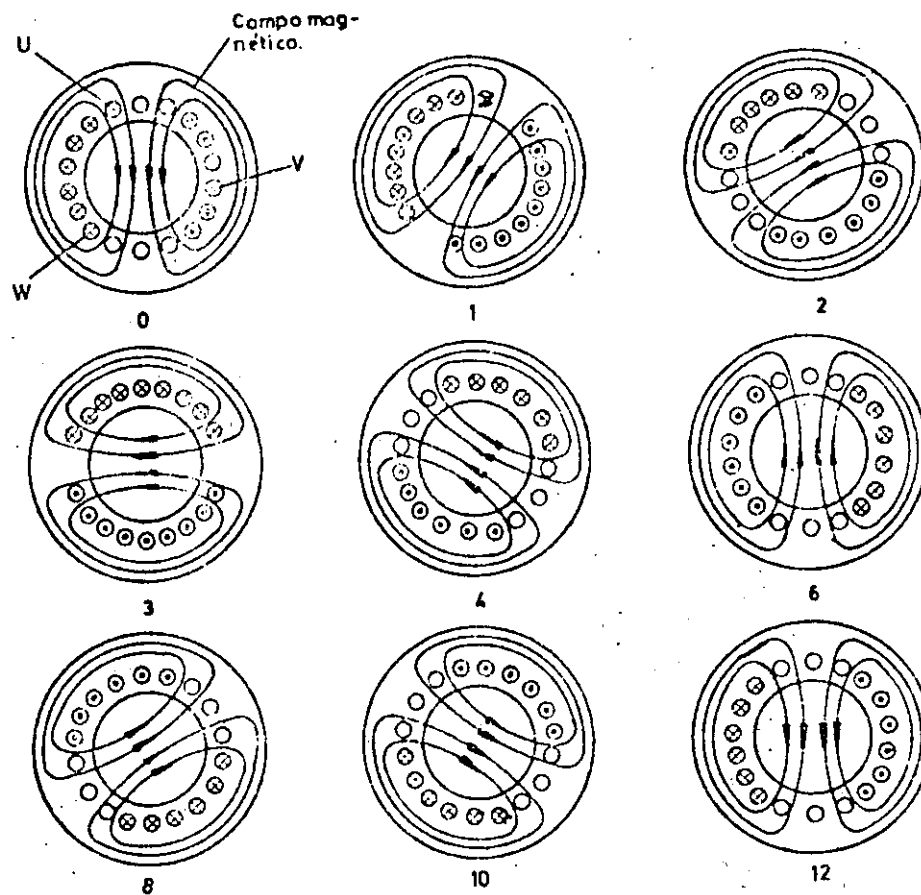
Esta regla establece que cuando se toma un conductor que conduce corriente con la mano derecha y se coloca en el dedo pulgar en dirección de la misma, los dedos restantes nos indicarán la dirección del flujo magnético; lo mismo sucede cuando se tienen grupos de alambres que tienen la corriente en la misma dirección.

Observamos las condiciones de corriente en el punto de tiempo 1; la corriente de fase U tiene ahora la mitad de su valor máximo en dirección positiva. En las 3 ranuras superiores de la fase U, la corriente circula por ésta y corre hacia el papel y en las ranuras contrarias en sentido opuesto. La corriente de la fase V tiene su valor máximo negativo, por esto tiene todavía la misma dirección que en el punto de tiempo 0, solamente con una fuerza mas grande por tener mayor intensidad. La corriente de la fase W ha disminuido a la mitad de su valor positivo y tiene la misma fuerza y dirección que la corriente de la fase U, por esto la dirección es todavía la misma que en la fase V.

Dibujamos otra vez el campo magnético según la Ley del pulgar de la mano derecha, en la figura, el campo magnético gira a la derecha arriba y hacia la izquierda abajo y giró una doceava parte en sentido de las manecillas del reloj, los mismos conceptos anteriores tienen valor para los puntos de tiempo desde 2 hasta 12 por lo tanto, al concluir estos razonamientos encontramos que el campo magnético en el tiempo de duración del ciclo, ha girado 360°, por esto las condiciones en el punto de tiempo 12 son las mismas que el punto de tiempo 0.



a Curva senoidal para la corriente respecto al tiempo en las tres fases del Estator.



b Origen del campo magnético giratorio.

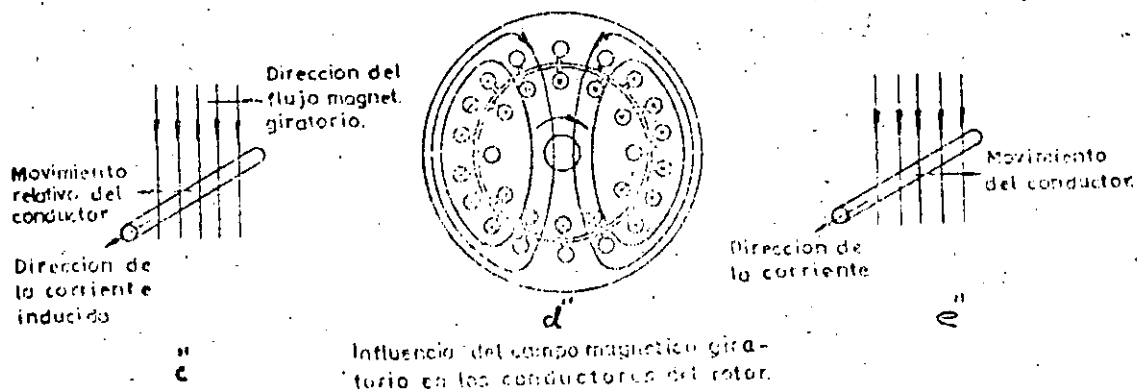


Fig I

Principiando un nuevo período, comienza el mismo juego, esto significa que el campo magnético gira en el mismo tiempo 360° en donde con corriente trifásica corre un ciclo completo. Para motores o máquinas de 2 polos, los grados eléctricos equivalen a los grados geométricos.

Para máquinas con más polos existe de acuerdo con la cantidad de polos, geoméricamente menos giro, siendo inversamente proporcional a 360° en 2 polos. Esto es para una máquina de 4 polos, por ejemplo, en los 12 intervalos de tiempo del ciclo completo el campo magnético girará solamente $360^\circ \times 2/4 = 180^\circ$ geométricos que equivale lógicamente a $1/2$ de velocidad en 2 polos.

Como podemos observar las cantidades de líneas magnéticas en la Fig 0 a 12, es la fuerza resultante del campo magnético durante una rotación o giro constante.

Si introducimos en este campo giratorio un conductor el cual induce en éste una diferencia de potencial y una vez conectado circula corriente que produce una fuerza electromotriz, la dirección de esta corriente se encuentra también con regla del pulgar de la mano derecha, para entender esta aplicación de la regla del pulgar, ponemos el siguiente ejemplo: Tenemos la mano derecha extendida, con el pulgar hacia afuera las líneas magnéticas entrando en el área de la palma de la mano y el pulgar hacia afuera nos indicará la dirección de la causa o la dirección del movimiento del conductor que es contrario a la dirección del movimiento del campo giratorio, los otros dedos de la mano señalan directamente la dirección de la corriente.

La corriente según la figura de la esquina izquierda abajo, circula de atrás hacia el observador, cuando introducimos mas conductores alrededor del rotor como lo muestra la figura del centro abajo, existe en los conductores de corriente el mismo efecto que para un solo conductor del rotor como muestra el dibujo, únicamente la inducción será mas fuerte en los alambres de arriba y abajo, que en los lados.

Cuando se introduce un conductor con corriente dentro del campo magnético se observa que éste ejerce una fuerza mecánica cuya dirección la podemos identificar también con la regla de la mano derecha, sin tomar en cuenta la dirección o movimiento del giro magnético. Tenemos en el dibujo (derecha abajo) movimiento del conductor de izquierda a derecha, el uso de la regla de la mano derecha es como sigue: las líneas magnéticas entran arriba (en la palma de la mano) y la dirección del pulgar tiene la dirección de la causa que es en este caso la corriente, los otros dedos significan la dirección del efecto o dirección del movimiento del conductor.

En la misma forma todos los conductores del rotor se mueven en la dirección en que gira el campo magnético; el rotor gira en el sentido de las agujas del reloj (Ver Fig. dibujo centro abajo).

Id

El campo magnético quiere girar al conductor con la misma velocidad que él, cuando esto sucede no hay movimiento relativo entre el conductor del rotor y el campo magnético giratorio y por lo tanto no puede haber corriente en el conductor, ya que no hay corte de líneas por los conductores del rotor, haciendo nula la inducción; al no inducir corriente no creamos un campo magnético y no tenemos la causa que mueve el conductor; según esto el rotor disminuye su rotación o velocidad, pero al mismo tiempo produce corriente y nuevamente hay una fuerza que mueve el conductor.

El rotor se mueve siempre atrasando su velocidad en relación a la del campo giratorio. Según las necesidades del par resistente se induce corriente para producir una fuerza que mueve el conductor suficiente para vencer la fuerza de fricciones en el trabajo en vacío y con carga mayor que el momento de oposición. La velocidad geométrica del campo giratorio depende de la cantidad de par de polos de los motores y es idéntica al número de revoluciones sincronas que podemos calcular en la siguiente forma:

$$n_s = \frac{f \cdot 60}{p} \text{ r.p.m.} \quad (1)$$

f = Frecuencia de corriente trifásica

p = Cantidad de par de polos

La diferencia entre el número de revoluciones sincronas n_s y el número real de revoluciones del rotor sobre las revoluciones sincronas expresadas en por ciento se llama deslizamiento:

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} \cdot 100\% \quad (2)$$

Reactancia de magnetización y Reactancia de saturación

El Motor de inducción tiene un entrehierro que es uniforme excepto por la presencia de las ranuras

El Motor de Inducción

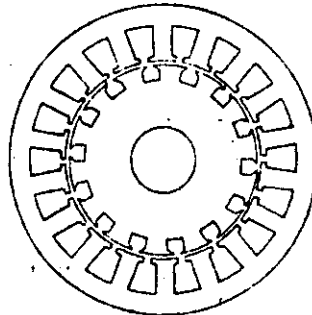


Fig. Sección del círculo magnético en un motor de inducción.

La Reactancia de magnetización. Para un embobinado del estator de m fases, cuando el hierro no está saturado está dada por la expresión:

$$X_{M4} = \frac{8f\mu_0 m D_g L}{g_c} \left(\frac{K_{w1} N_{ph1}}{p a_1} \right) \dots\dots (3)$$

El No. (1) se refiere a la letra del estator.

En esta ecuación: K_A .

Es un factor que cae entre valores de 1.15 y 1.40 según sea el campo ó la armadura.

G_e : Es la longitud del entrehierro

D_g : Es el diámetro medio en el entrehierro

L : Longitud axial efectiva del hierro

μ_0 : $4\pi \times 10^{-7}$

P = Polos

N_{ph1} = # total de vueltas en c/ fase de flujo

m = Fases.

K_w = Factor de embobinado

p = Polos

f = Frecuencia de giro

La reactancia de magnetización es menor debido a la saturación que puede tomarse en cuenta por el factor K_i .

$$S_1, m=3 \quad y \quad \mu_0 = 4\pi \times 10^{-7}$$

$$X_m = \frac{3.02 f D_e L}{K_i \xi_e} \left(\frac{K_w N_{ph}}{P a_i} \right)^2 \times 10^{-5} \dots \frac{n}{\text{fase}} \quad (4)$$

La Reactancia de Dispersión:

Los métodos analíticos para el cálculo de la Reactancia de Dispersión no son tan directos como los de la reactancia de magnetización.

Los efectos de la Reactancia de dispersión son muy semejantes entre el -- embobinado del Transformador y del motor de inducción. Aún cuando físicamente hay un solo flujo en el cual la configuración cambia en la variación instantánea de las corrientes en los embobinados respecto al tiempo los -- flujos de dispersión pueden dividirse en los siguientes componentes: Según la fig: (2a)

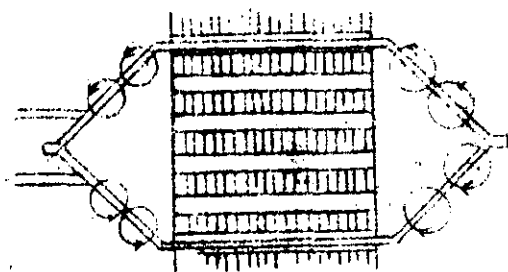
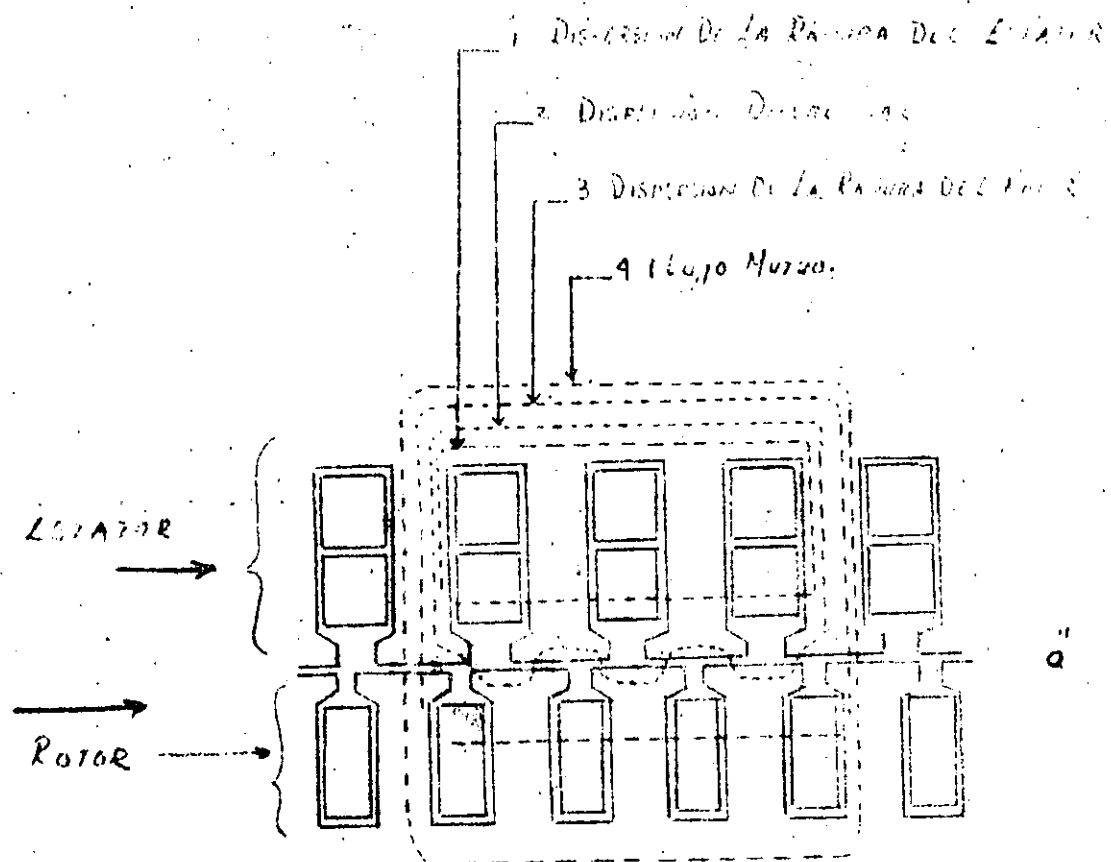


Fig. 2 " a Trayectoria Del Flujo Del Estator

" b Flujo De Desplazamiento En Circuito Terminal De Un Motor De Inducción

- a) Flujo de dispersión de las ranuras, flujo de dispersión de la parte superior del diente.
- b) Flujo de dispersión de la Terminal de la bobina.
- c) " " diferencial o del entrehierro.

Los flujos de dispersión de las ranuras (1) y (2) en la fig (2a) se dispersa a través de las ranuras y encadena solamente los lados de la bobina - que produce estos flujos. Los flujos de dispersión de las terminales de la bobina en la fig (2b) encadenan las porciones de la bobina de un embobinado extendiéndose más allá del hierro, conocido como las conexiones terminales sin encadenar a los otros embobinados.

El Φ de dispersión diferencial resulta de las altas armónicas en el Flujo del entrehierro. El efecto de estas armónicas producidas por un embobinado es el de inducir corrientes parásitas en los otros embobinados. Un flujo - tal no es útil y se considera por lo tanto como un flujo de dispersión.

El flujo de dispersión diferencial es pequeño en los embobinados que ocupan varias ranuras por fase y por polo y en embobinados de paso fraccionario.

"CORRIENTE DEL ROTOR Y DESLIZAMIENTO"

Ambas relaciones son las mismas para el motor de Inducción jaula de ardilla y rotor devanado.

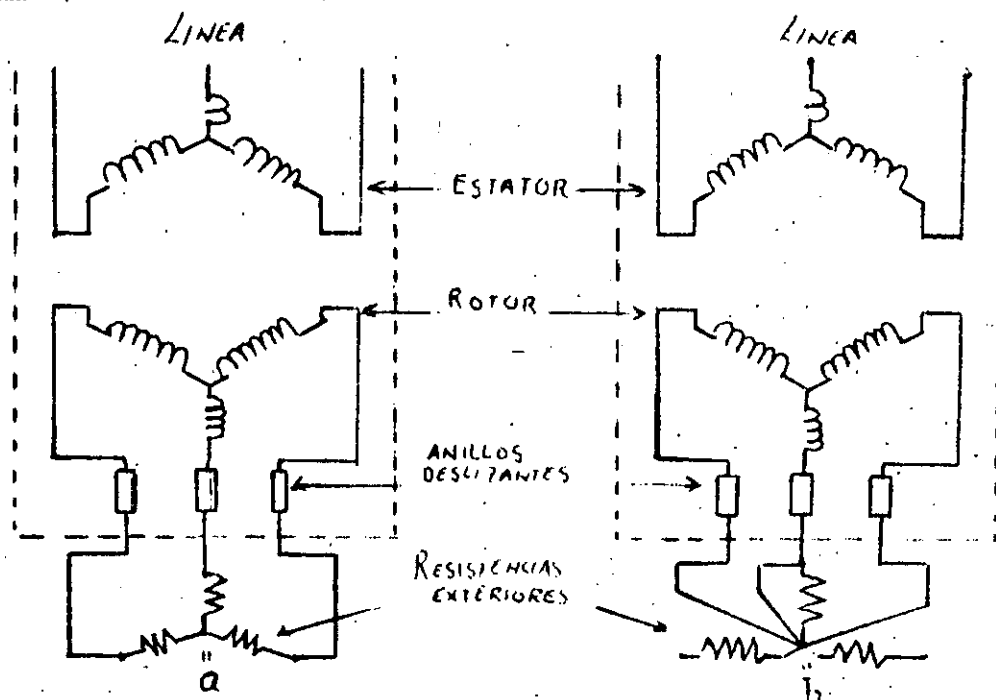


Fig 3: Diagrama Esquemático de un motor de Inducción de rotor devanado.
a" Con una resistencia externa en el circuito del rotor,
b" Con el rotor en corto circuito.

La fig (3a)) muestra un diagrama esquemático para un rotor devanado trifásico con resistencia externa en el circuito del rotor para el arranque ó condiciones de marcha en donde se tiene 1 velocidad variable al variar el valor de la Resistencia externa del rotor. En el diagrama de la fig (3b)) se muestra al rotor en corto circuito que es la condición normal de operación bajo carga a velocidad Nominal.

Se considera al motor en punto de reposo con el rotor en corto circuito, - la Resistencia R externa de cada fase es infinita. Un voltaje trifásico -

balanceado aplicado al estator produce una corriente trifásica balanceada en el estator que produce una componente fundamental de la f.m.m. originando 1 onda de flujo prácticamente distribuida senoidalmente girando a una velocidad sincrónica respecto al enbobinado del estator.

El flujo fundamental se puede dividir en 2 componentes

ϕ : flujo mutuo	}	Como en el caso de los
ϕ De dispersión		Transformadores:

El flujo mutuo corresponde al flujo del entrehierro.

Cuando el circuito del rotor está abierto la componente fundamental del flujo del entrehierro se expresa por la ecuación.

$$\phi_A = \frac{1.8 \mu_0 m D_g L K_w N_{ph} I}{p^2 a g_e} \quad (5)$$

Si no existiera saturación considerese que los 2 enbobinados "el del rotor y el del estator están conectados en Estrella".

Llamando

ϕ_m = "flujo mutuo" la componente fundamental del flujo del entrehierro

E_2 = El voltaje por fase del estator inducido por flujo del entrehierro

E_r = Volts inducidos por el flujo del entrehierro en cada fase del embobinado del rotor en el punto del reposo, entonces para:

$$\text{El Estator} \quad E_2 = \frac{4.44f K_{w1} N_{ph1} \phi_m}{a_1} \text{ ---- Volts/0} \quad (6)$$

$$\text{El Rotor} \quad E_r = \frac{4.44f K_{w2} N_{ph2} \phi_m}{a_2} \text{ ---- V/0} \quad (7)$$

En donde:

N_{ph1} N_{ph2} Son los No. de vueltas en los embobinados del estator y del rotor.

a_1 , a_2 Son el # correspondiente a las trayectorias de la corriente.

K_{w1} K_{w2} Son los factores de distribución de los embobinados

La Relación de Transformación es

$$b = \frac{E_2}{E_r} = \frac{K_{w1} N_{ph1} a_2}{K_{w2} N_{ph2} a_1} \text{ ----} \quad (8)$$

Cuando los anillos rozantes están conectados a 3 Resistencias iguales según la Fig (3a) y se evita que el rotor gire la operación es idéntica a la de un Transformador trifásico.

Con el rotor en el punto de repaso el flujo gira con una velocidad sincrónica relativa tanto al estator como al del rotor.

La frecuencia de la f.e.m. inducida en el rotor es la misma que la frecuencia del estator en el punto de reposo.

Deslizamiento del motor de Inducción

Supongase que el circuito del rotor está abierto y se hace que gire el rotor por algún medio externo a una velocidad N (r.p.m.) en la dirección del flujo rotatorio ϕ_m . Si:

N_{sin} = Velocidad Sincrónica en r. p. m.

N_{sin} = Velocidad rotacional de el ϕ_m .

entonces el deslizamiento se define como

$$S = \frac{N_{sin} - N_r}{N_{sin}} \quad (9)$$

Cuando el rotor gira a un deslizamiento S , la velocidad del flujo del estator relativa al rotor no iguala ya a la velocidad sincrónica ya que es la velocidad de deslizamiento.

La frecuencia del rotor debe ser por lo tanto

$$f_2 = S f$$

También se tiene una reducción en la magnitud del voltaje del rotor desde un valor de punto de reposo hasta $S E_r$, que se tiene de la sustitución de $S f$ por f en la ecuación

$$E_r = \frac{4.44 S f K_w 2 N_{ph} 2 \phi_m}{a_2} \quad (10)$$

CORRIENTE DEL ROTOR:

LLamando R_{22} a la resistencia del rotor devanado en $\frac{1}{2}$ de (línea a Neutro o un medio $(\frac{1}{2})$ de la resistencia entre los anillos de deslizamiento).

L_{22} Es la inductancia de dispersión del rotor devanado en h_y por fase, de línea a Neutro.

Entonces la Reactancia de dispersión es:

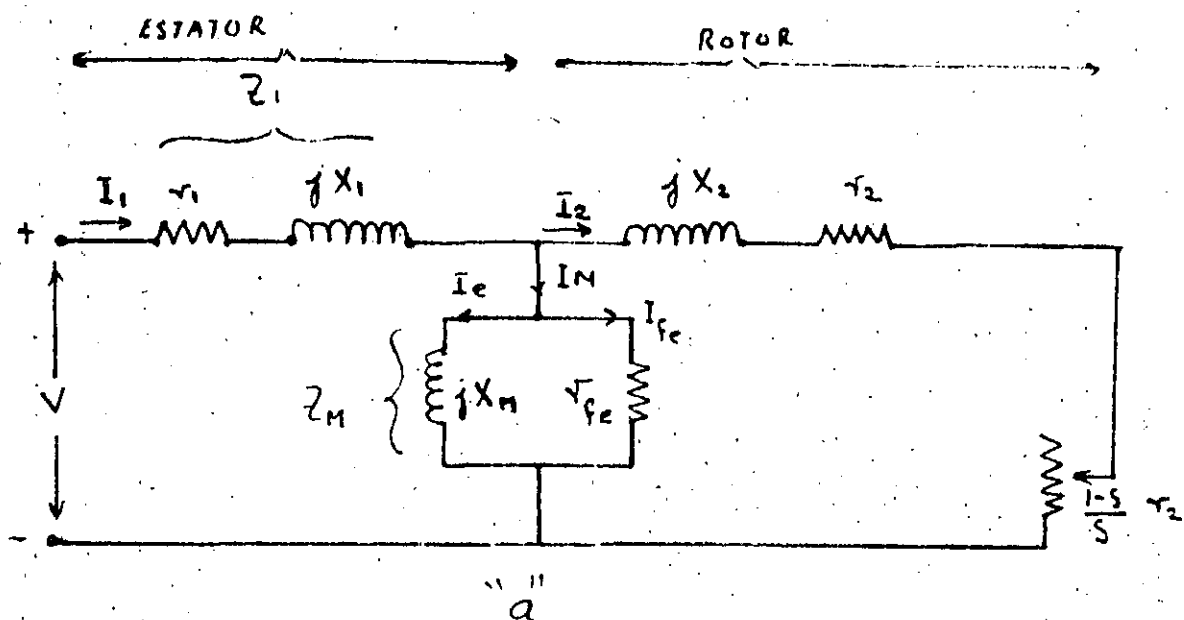
$$X_{22} = 2 \pi f L_{22} \frac{\Omega}{\text{Fase}} \text{ en el punto de Reposo} \quad (11)$$

El deslizamiento es

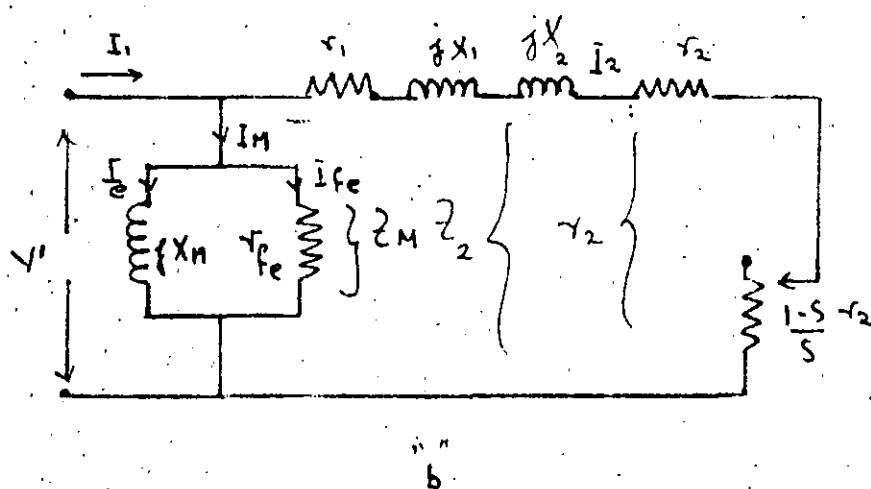
$$S X_{22} = 2 \pi f S L_{22} \frac{\Omega}{\text{Fase}} \quad (12)$$

Cuando los anillos de deslizamiento están en corto circuito la corriente del rotor está dada por la expresión

$$I_r = \frac{S E_r}{\sqrt{(R_{22})^2 + (S X_{22})^2}} = \frac{E_r}{\sqrt{\left(\frac{R_{22}}{S}\right)^2 + X_{22}^2}} \quad (13)$$



CIRCUITO EQUIVALENTE EXACTO DEL MOTOR DE INDUCCION
POLIFASICO



CIRCUITO EQUIVALENTE APROXIMADO
DE UN MOTOR DE INDUCCION POLIFASICO

Esta ecuación expresa la "I" en términos del voltaje punto de reposo que en combinación con las ecuaciones: (6) (7)

$$E_2 = \frac{4.44 f K_{w1} N_{ph1} \phi_m}{a_1} \quad \text{--- (6)}$$

$$E_r = \frac{4.44 f K_{w2} N_{ph2} \phi_m}{a_2} \quad \text{--- (7)}$$

Sugieren un Transformador ideal alimentando una carga compuesta por una Resistencia $\frac{Y_{22}}{S}$ (Ω) en serie con una reactancia inductiva X_{22} según la fig. siguiente:

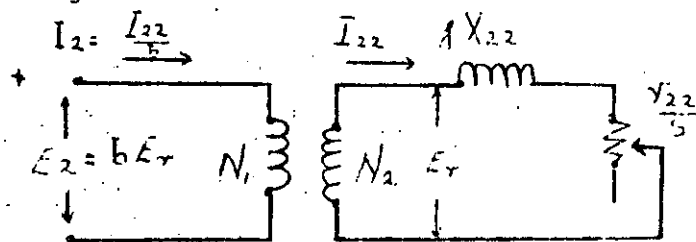


FIG. 4

CIRCUITO EQUIVALENTE DEL P.D. DE UN MOTOR DE INDUCCION DE ROTOR DESVIADO.

LAS CANTIDADES DEL ROTOR SE MUESTRAN EN EL SECUNDARIO DEL TRANSFORMADOR IDEAL.

La Corriente del rotor reacciona con el embobinado del estator a la frecuencia del estator sin tomar en cuenta el valor del deslizamiento bajo operación de estado estable balanceado induciendo un voltaje en el estator o embobinado primario sin tomar en cuenta el deslizamiento S .

Esto resulta del hecho de que las corrientes del rotor polifásico a un desliza

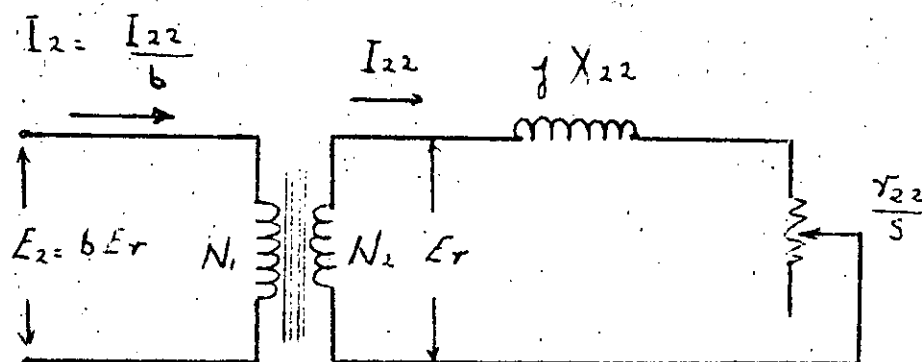
miento S tienen una frecuencia $S f$ produciendo una f. m. m. del rotor gira $S N_{sin}$ r.p.m. relativa al rotor, en la misma dirección rotacional que el flujo del estator mientras que el rotor está girando a una velocidad $(1-S) N_{sin}$ r.p.m. en la misma dirección.

La Velocidad resultante de la f.m.m. del rotor relativa a la del estator es la suma de estas 2 velocidades, es decir

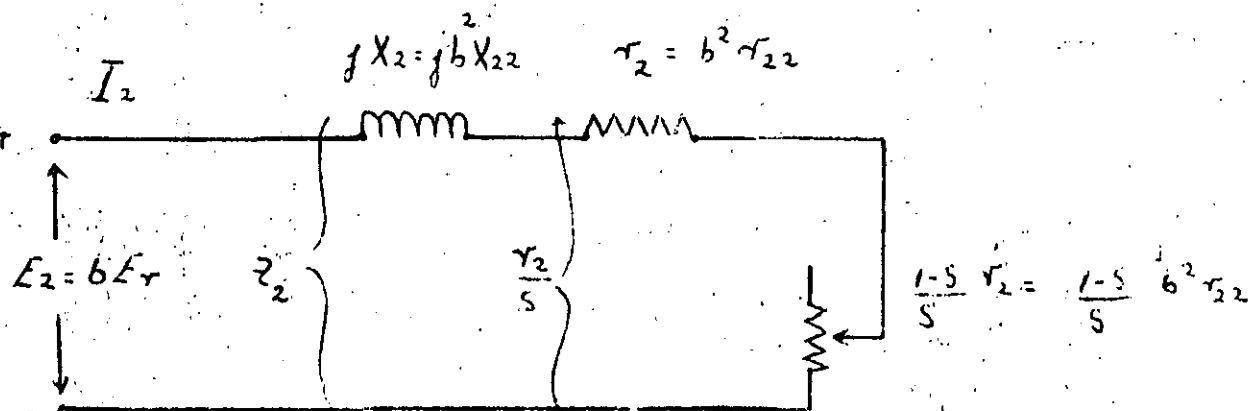
$$S N_{sin} + (1 - S) N_{sin} = N_{sin} \quad \text{--- (14)}$$

Que es la velocidad sincrónica, también aquella de la f.m.m. producida por la corriente del estator a la frecuencia f del estator.

Se puede usar el Transformador ideal en el que el circuito equivalente del motor de Inducción es: *Fig. 5*



Las cantidades del rotor se muestran en el secundario del Transformador ideal.



Se puede eliminar el Transformador ideal del circuito equivalente haciendo uso de la Relación b y la Relación de Impedancia b^2 igual que en el caso del Transformador estático.

En la fig: (6) La resistencia equivalente del rotor está en 2 p artes: r_2 es la resistencia del rotor referida al estator

$\frac{1-s}{s} \times r_2$ es la carga mecánica.

Circuito equivalente del motor de Inducción Polifásico

Condiciones

En el punto de reposo $s = 1$

La potencia mecánica $= 0$

La Potencia real de entrada al rotor toda se convierte en calor.

La condición del punto de reposo del motor de rotor devanado con los anillos deslizantes en corto circuito es igual a un transformador con su secundario en corto circuito.

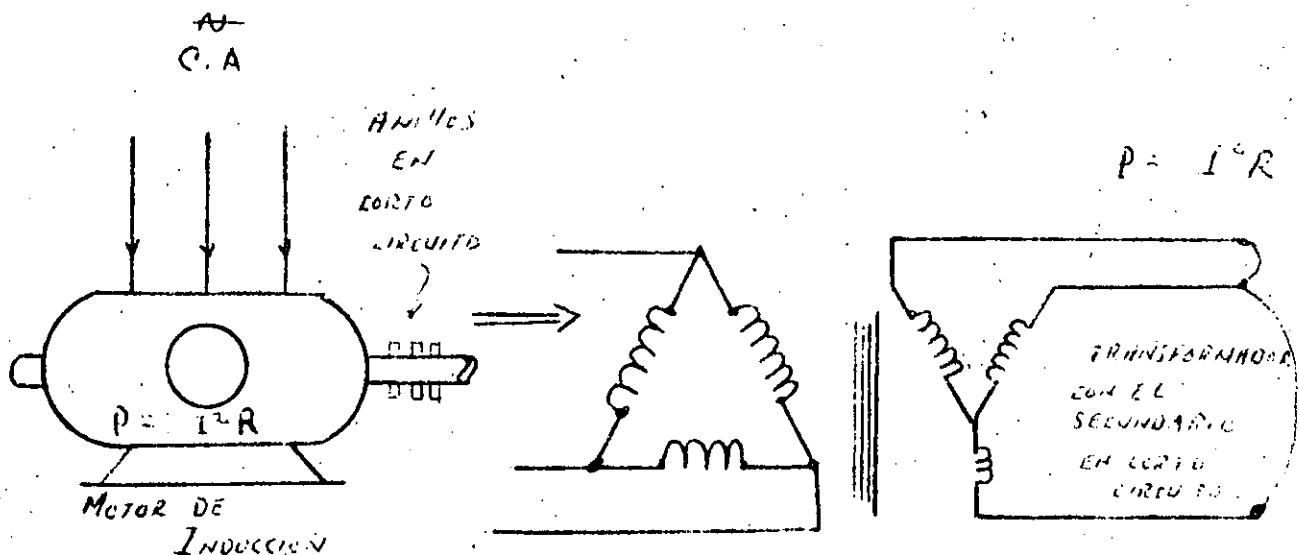


FIG 7

Con deslizamiento $s = 0$

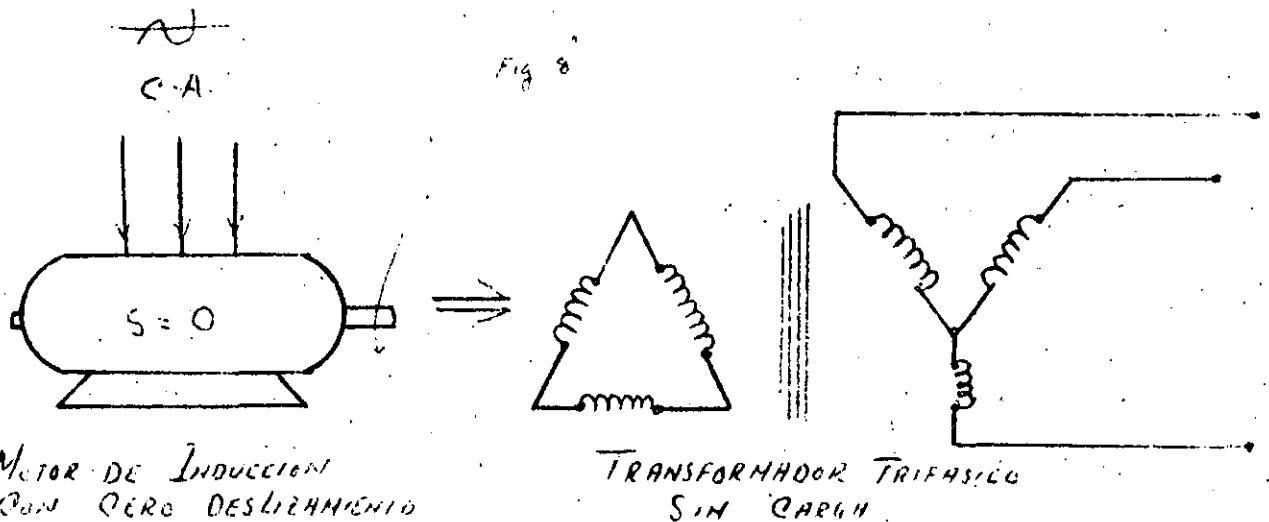
El rotor representa 1 circuito abierto " Aún cuando los anillos deslizantes puedan estar en corto circuito);

debido a que si $s = 0$

entonces $\frac{r_2}{s} = \infty$.

Y la corriente del rotor debe de ser igual a 0.

Las condiciones Cero deslizamiento corresponde a operar un Transformador sin carga; ya sea que el rotor esté realmente en circuito abierto ó ya sea que - está en corto circuito y girando a $S = 0$.



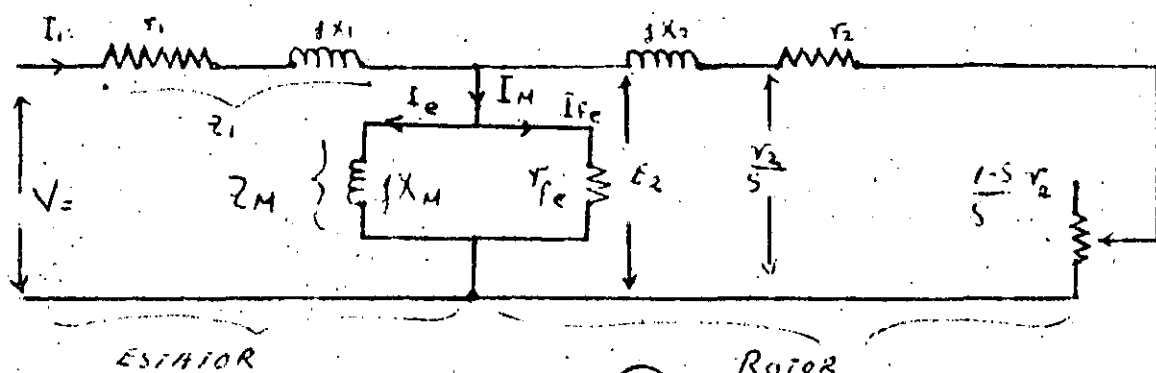
Parte del Voltaje aplicado al embobinado del estator, principalmente E_2 produce el flujo mutuo que requiere una corriente de excitación igual que en el caso del Transformador.

La componente de magnetización de la corriente está dada por:

$$I_M = \frac{E_2}{jX_M} \quad (15)$$

La componente de las pérdidas del núcleo de la corriente de excitación ó corriente de pérdidas de hierro $I_{fe} = I_c$ en el caso del Transformador

La corriente de excitación I_M es la Suma de estos 2 componentes ($I_M = I_{fe} + I_c$)



En el motor de Inducción la Reactancia de magnetización X_m es alta para mantener la corriente I_M Baja.

El voltaje aplicado al estator igual que un voltaje aplicado al primario de un Transformador debe de ser no solo suficiente para producir el voltaje E_2 y -- adicionalmente debe sobreponerse a la Impedancia Z_1 de dispersión del estator por lo que si

$$I_1 = \text{Corriente de estator} \quad \frac{\Omega}{\text{Fase}}$$

$$r_1 = \text{Resistencia del estator} \quad \frac{\Omega}{\text{Fase}}$$

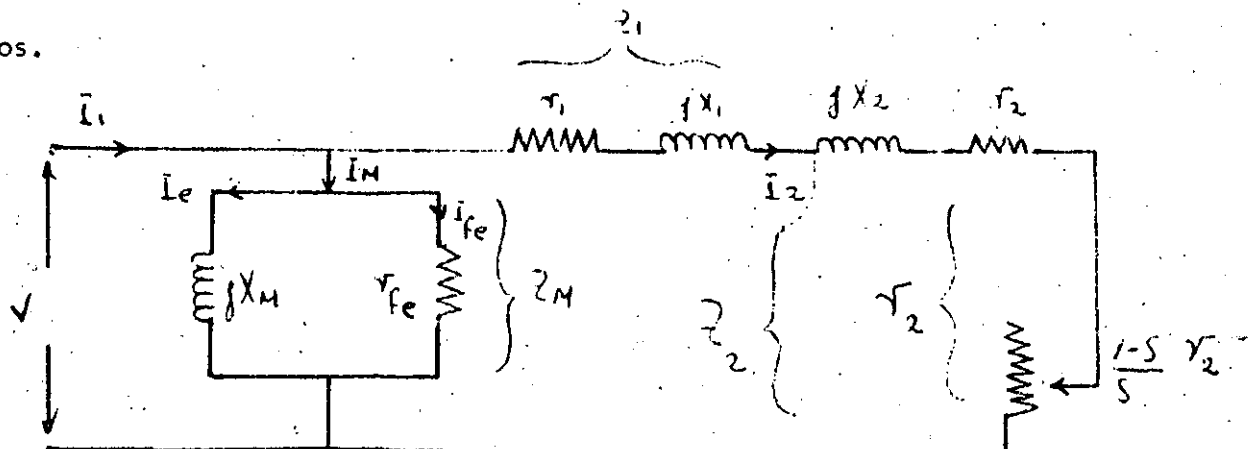
$$X_1 = \text{reactancia de dispersión del estator} \quad \frac{\Omega}{\text{Fase}}$$

El voltaje aplicado al estator es V o 1 t s x fase entonces:

$$V_1 = (r_1 + jX_1) I_1 + E_2 \quad \text{--- (16)}$$

$$V_1 = 1 \text{ t s} - E_2$$

Esta expresión se aplica al Transformador y da como resultado que el circuito equivalente del Transformador sirva como un flujo del motor de inducción polifásico de rotor devanado como jaula de ardilla con Voltajes balanceados aplicados.



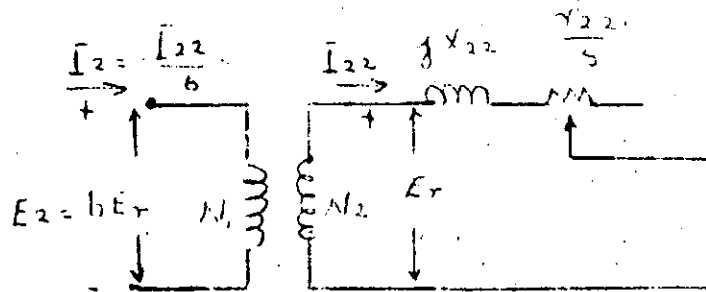
En los 2 circuitos la resistencia no inductiva $\frac{1-s}{s} r_2$ representa la carga mecánica que corresponde a una carga no inductiva en 1 Transformador.

La fig: (8a) ofrece una base conveniente para los cálculos del funcionamiento cuando los valores numéricos de las constantes del motor son conocidos.

La fig: (8b) Da una buena precisión para la mayoría de los Transformadores de núcleo de hierro y se usa para algunos cálculos numéricos aproximados del funcionamiento del motor de Inducción.

PERDIDAS EN EL COBRE Y DESLIZAMIENTO DEL ROTOR

DE LA FIG:



LA POTENCIA REAL DE ENTRADA AL ROTOR ES:

$$P_{2 \text{ ent}} = I_2^2 \frac{\tau_2}{s} \text{ --- Watts Fase} \quad (A)$$

LA POTENCIA GASTADA EN CALENTAR EL ENBOBINADO DEL ROTOR ES

$$P_{2 \text{ perd}} = I_2^2 \tau_2 \text{ --- Watts Fase} \quad (B)$$

SI LA ECUACION (B) SE DIVIDE ENTRE LA (A) OBTENEMOS EL DESLIZAMIENTO

$$\frac{P_{\text{calentamiento}}}{P_{\text{ent}}} = \frac{I_2^2 \tau_2}{I_2^2 \frac{\tau_2}{s}} = s \quad (2)$$

$$s = \frac{\text{PERDIDAS DEL COBRE EN EL ROTOR}}{\text{POTENCIA REAL DE ENTRADA AL ROTOR}}$$

LA POTENCIA ELECTROMECHANICA DESARROLLADA DEBE DE SER LA DIFERENCIA ENTRE LA POTENCIA DE ENTRADA Y LA POTENCIA QUE PRODUCE CALOR EN EL EMBOBINADO DEL ROTOR

$$P_{\text{electrom}} = P_{\text{ent}} - P_{\text{perd}} = I_2^2 \frac{(1-s)}{s} r^2 \quad \text{Watts. fase} \quad (D)$$

ESTA ULTIMA ECUACION INCLUYE LAS PERDIDAS POR FRICCION Y VENTILACION $P_{f.w}$ A DEMAS DE LAS PERDIDAS DE LA CARGA PARASITAS P_{sty} :

LA POTENCIA MECANICA DE SALIDA NETA ES:

$$P_{mec} = P_{\text{ent}} - (P_{f.w} + P_{sty}) \quad (E)$$

LA ECUACION (E) INDICA QUE:

LA POTENCIA MECANICA DESARROLLADA ES CERO $P_{mec} = 0$

CUANDO a) SE TIENE VELOCIDAD SINCRONICA
O A CERO DESLIZAMIENTO $s = 0$

EL DESLIZAMIENTO ES NEGATIVO $[s = -s]$

CUANDO: LA VELOCIDAD DEL ROTOR ES MAYOR QUE LA VELOCIDAD SINCRONICA:
SEGUN LA ECUACION

$$s = \frac{n_{\text{sin}} - n}{n_{\text{sin}}}$$

Y LA POTENCIA MECANICA DESARROLLADA ES POR LO TANTO NEGATIVA
ESTO SIGNIFICA QUE EL ROTOR DEBE SER IMPULSADO MECANICAMENTE
PARA ALCANZAR O EXCEDER LA VELOCIDAD SINCRONICA;

LA COMPONENTE DE LA CORRIENTE DEL ROTOR I_{22} EN FASE CON E_r
INVIERTE SU DIRECCION CUANDO EL DESLIZAMIENTO s PASA
DE UN VALOR POSITIVO (+) A UN VALOR NEGATIVO (-).

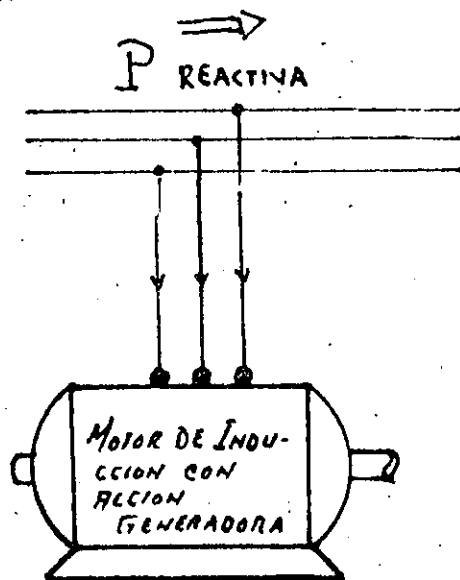
COMO SE PUEDE VER DE LA ECUACION

$$I_2 = \frac{SE_r}{\sqrt{Z_2 + jSX_2}} \quad \text{AMPS}$$

(F)

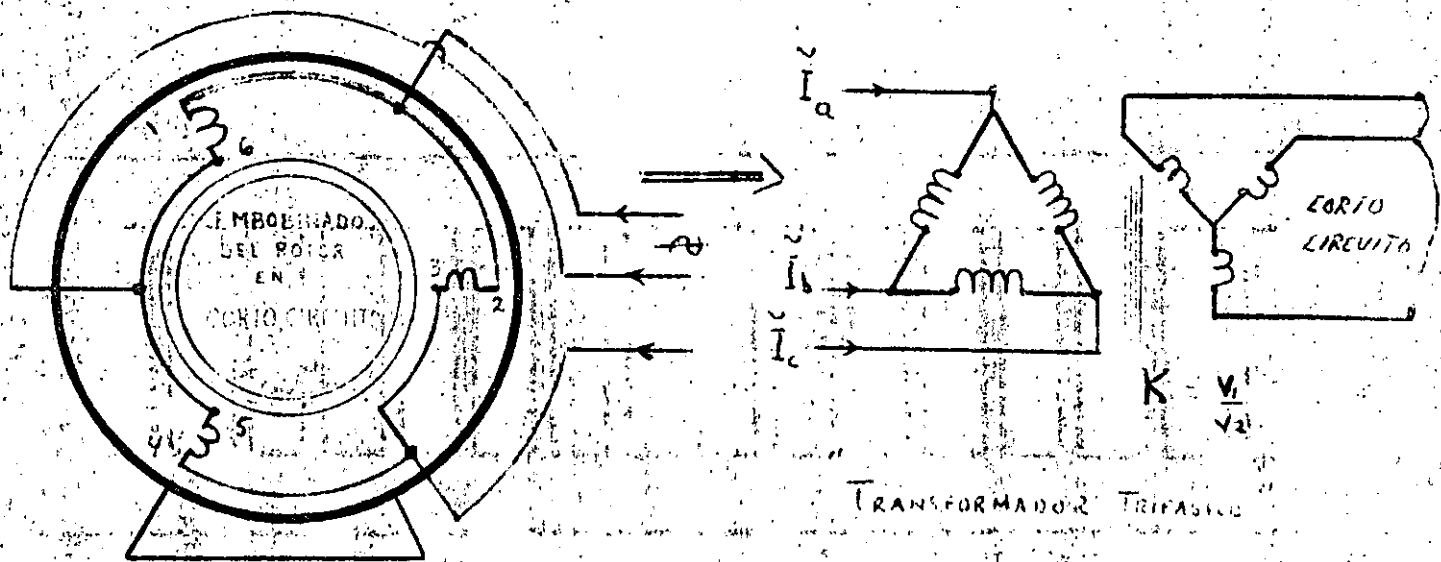
SU RESULTADO ES UNA ACCION GENERADORA:

LA ACCION GENERADORA SE LLEVA A CABO SI SE ALIMENTA POTENCIA REACTIVA AL MOTOR DESDE EL BUS A DONDE ESTA CONECTADO



Relación de Transformación del motor de Inducción Jaula de Ardilla.

Puesto que la jaula de ardilla es un enbobinado en corto circuito la máquina tiene las características de un transformador. Funcionando también en corto circuito en idéntica forma sucede con el motor de inducción de rotor devanado.



MOTOR DE INDUCCIÓN
"JAULA DE ARDILLA"

FIG (9)

Para el motor de inducción la relación de transformación está dada por la expresión :

$$b = \frac{E_2}{E_1} = \frac{K_{w1} N_p h_1 q_2}{K_{w2} N_r h_2 q_1} \quad (17)$$

Esta expresión es bastante directa pues tanto el estator como el rotor de la máquina tienen un enbobinado con un determinado número de vueltas.

Las corrientes en las barras del rotor que cubren un par de polos en el motor jaula de ardilla están fuera de fase entre sí como se indica por las diferencias entre las longitudes de las flechas de la fig(10) que representan el valor instantáneo de la corriente.

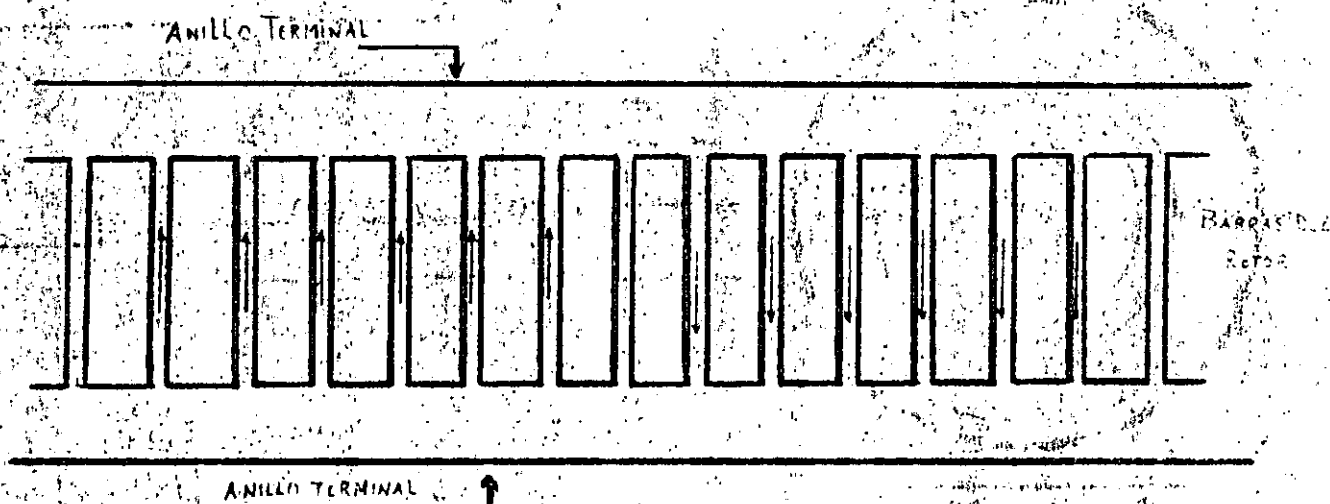


FIG 10

En un sistema de m fases balanceado, el ángulo entre fases es de :

$\frac{360^\circ}{m} = \alpha$ y según esto el número de fases en el rotor es el número de barras del rotor entre par de polos.

llamando S_2 al número total de ranuras del rotor.

El número de fases en el rotor es de :

$$m_2 = \frac{2 S_2}{P} \quad (18)$$

Una vuelta de un enbobinado de paso completo debe de tener 2 conductores activos desplazados entre sí 180° medidos eléctricamente y por lo tanto una barra del rotor corresponde a una mitad de una vuelta

por fase:

$$N_2 = \frac{1}{2} \quad (19)$$

Las vueltas efectivas por fase están dadas por la expresión:

$$\frac{m_1 K_{w1} N_{ph1}}{q_1} \quad (20)$$

y las vueltas totales en el rotor

$$\frac{S_1}{2} \quad (21)$$

de tal forma que la relación de transformación es:

$$b = \frac{m_1 K_{w1} N_{ph1}}{\frac{S_2}{2} q_1} = \frac{2 m_1 K_{w1} N_{ph1}}{S_2 q_1} \quad (22)$$

Llamando:

r_{22} = La resistencia de una barra del rotor incluyendo la de las secciones del anillo terminal asociadas con la barra.

I_{22} = Corriente en la barra del rotor

Las pérdidas totales en el cobre en la carga del rotor es:

$$P_2 = \frac{I_{22}^2}{I_2^2} \cdot \frac{S_2 r_{22}}{m_1} \quad \dots \quad \frac{n}{\text{Fase}} \quad \sqrt{m_1 I_2^2 r_2 = S_2 I_{22}^2 r_{22}} \quad W_0 \quad (23)$$

Pero como $\frac{I_{22}}{I_2} = b$ Relación de Transformación. 23 b

Cuando estas ultimas expresiones se sustituyen en la ecuación (23)

La expresión para la resistencia del rotor referida al estator

se transforma en :

$$r_2 = \frac{4 m_1 K_{w1}^2 N_{ph1}^2}{S_1 q_1^2} \cdot \frac{r_{22}}{2} \quad \frac{n}{\text{Fase}} \quad (24)$$

POTENCIA MECÁNICA Y PAR

La Potencia mecánica desarrollada en un motor de Inducción de "m" fases recordando la ecuación:

$$P = P_{2 \text{ ent}} - P_{2 \text{ pérdidas}} = m I_2^2 \times \frac{1-s}{s} r_2 \dots \text{Watts/fase} \quad (25)$$

El Par desarrollado es la potencia mecánica dividida entre la velocidad angular del rotor

$$T = \frac{P_{\text{em}}}{\omega_m} \text{ Newtts. m.} \quad (26)$$

$$\omega_m = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi (1-s) n_{\text{sin}}}{60} \quad (27)$$

Si se Sustituyen las ecuaciones (25) y (27) en la expresión del Par

$$T = \frac{m 60 I_2^2 r_2}{2\pi n_{\text{sin}} s} \quad (28)$$

Llamando

$$m I_2^2 \frac{r_2}{s} = \text{Potencia real de entrada al rotor} \quad (29)$$

Que es la potencia transferida a través del entrehierro al enbobinado del rotor.

APLICACIONES:

UN Motor de Inducción de rotor Devanado tiene los siguientes datos:

Potencia 15 H.P.

TENSION 440 V

Nº de fases 3

Nº de Polos 8

Estator y Rotor Conectados en Estrella.

La relación de las vueltas efectivas del rotor es $b = 2.4$ a 1.

Las pérdidas por fricción y Ventilación son 220 Watts, a Velocidad Nominal y se pueden considerar casi constantes desde Cero Carga a plena Carga. EL estator y el rotor tienen las siguientes Constantes por fase.

Estator

$$r_1 = 0.52 \Omega$$

$$X_1 = 1.15 \Omega$$

$$X_M = 40 \Omega$$

$$r_{fe} = 360 \Omega$$

Rotor

$$r_2 = 0.11 \Omega$$

$$X_2 = 0.20 \Omega$$

Las pérdidas parásitas son de 120 Watts

Usando el circuito equivalente y considerando un deslizamiento $S = 0.045$ con frecuencia y Voltaje Nominal balanceado aplicados al estator, y con los anillos rozantes del rotor en Corto Circuito.

Calcular:

- a) La Corriente del Estator
- b) El factor de potencia
- c) La Corriente en el embobinado del rotor
- d) La Potencia de Salida en H. P.
- e) La Eficiencia
- f) El Par.

SOLUCION:

observando los 2 circuitos adjuntos (a, b)

La Impedancia del rotor Se refiere al estator con el uso de la relación de Impedancia de modo tal que:

$$r_2 = b^2 r_{22} = 5.76 \times 0.110 = 0.634 \frac{\Omega}{\text{face}}$$

$$b^2 = (2.4)^2 = 5.76$$

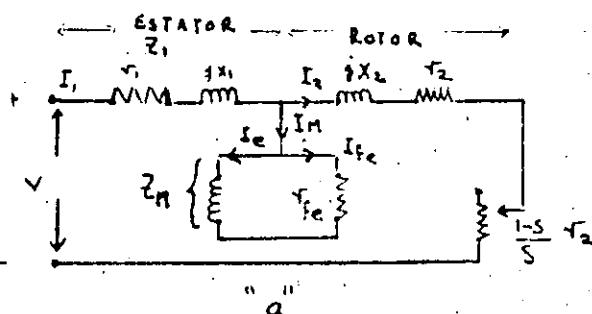
$$X_2 = b^2 X_{22} = 5.76 \times 0.20 = 1.15 \text{ } \Omega/\text{phase}$$

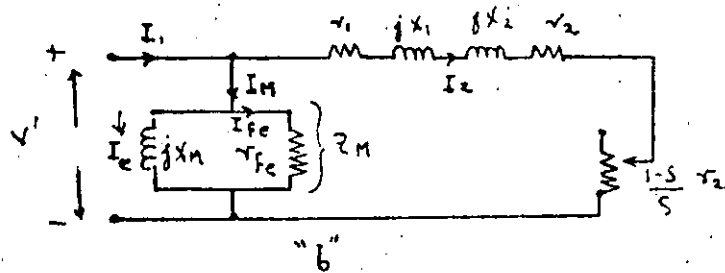
Quando se tiene un deslizamiento $S = 0.045$

La Impedancia del rotor referida al estator es:

$$Z_2 = \frac{V_2}{S} + jX_2 = \frac{0.634}{0.045} + j1.15$$

$$Z_2 = 14.10 + j 1.15 = 14.13 \angle 4.7^\circ \text{ } \Omega/\text{phase}$$





La Impedancia de dispersion del estator es:

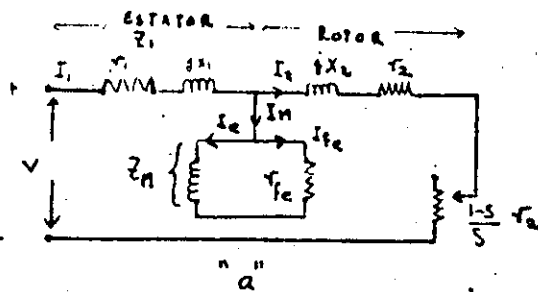
$$Z_1 = r_1 + jX_1 = 0.52 + j1.15 = 1.26 \angle 65.6^\circ$$

La Impedancia de excitación referida al Estator es

$$Z_m = \frac{r_{fe} j X_m}{r_{fe} + j X_m} = \frac{360 + j40}{360 + j40}$$

$$Z_m = 39.8 \angle 83.65^\circ = 4.40 + j39.5 \text{ } \Omega/\text{fase}$$

- a) Calculando la corriente del estator. Se divide el Voltaje aplicado a una fase del estator por la impedancia del circuito vease la fig (a)



$$Z = Z_1 + \frac{Z_2 Z_M}{Z_2 + Z_M}$$

$$Z = 1.26 \angle 65.6^\circ + \frac{14.13 \angle 4.7^\circ \times 39.8 \angle 83.65^\circ}{14.13 \angle 4.7^\circ + 39.8 \angle 83.65^\circ}$$

$$Z = 0.52 + j1.15 + \frac{562 \angle 88.35^\circ}{44.8 \angle 65.6^\circ}$$

$$Z = 12.09 + j6.0 = 13.47 \angle 26.4^\circ \text{ } \Omega/\text{fase}$$

El Voltaje en Cada fase es

$$V = \frac{440}{\sqrt{3}} = 254$$

Este voltaje produce la Corriente I del Estator

$$I_1 = \frac{V}{Z} = \frac{254 \angle -26.4^\circ}{13.47} = 18.85 \angle -26.4^\circ \text{ Amp/fase}$$

b) El Factor de potencia del Motor es:

$$F.P = \cos \theta = \cos 26.4^\circ = 0.895$$

c) La corriente en el embobinado del rotor es:

$$I_2 = \frac{E_2}{Z_2} = \frac{I_1 Z_M}{(Z_2 + Z_M) Z_2} = \frac{I_1 Z_M}{Z_2 + Z_M}$$

$$= \frac{18.85 \angle -26.4^\circ \times 39.8 \angle 83.65^\circ}{44.8 \angle 65.6^\circ}$$

∴

$$I_{22} = b I_2 = 2.4 \times 16.75 \angle -8.35^\circ$$

$$= 40.2 \angle -8.35^\circ \text{ Amp/fase}$$

d) Potencia de Salida en H.P.

$$P_{em} = m I_2^2 \times \frac{1-s}{s} r_2 = 3 (16.75)^2 \left(\frac{1-0.045}{0.045} \right) \times 0.634$$

$$P_{em} = 11,300 \text{ Watts.}$$

$$P_{mec} = P_{em} - (P_{fw} + P_{parasitas})$$

$$P_{mec} = 11300 - (220 + 120) = 10,960 \text{ Watts}$$

$$P_{mec} = \frac{10,960}{746} = 14.7 \text{ H.P.}$$

e) La eficiencia es la relación de la Potencia de Entrada a la Potencia de Salida.

La potencia real de Entrada es:

$$P_{ent} = mVI, \cos \theta$$

$$P_{ent} = 3 \times 254 \times 18.85 \times 0.895 = 12,880 \text{ Watts}$$

$$\eta = \frac{P_{ent} - P_{mec.}}{P_{ent}} = \frac{12,880 - 10,960}{12,880}$$

$$= 1 - \frac{10,960}{12,880} = 1 - 0.149 = 0.851$$

f) El Par es la relación de la potencia mecánica a la velocidad Angular de rotación

$$W_m = \frac{2\pi \eta}{60} = \frac{2\pi (1-s) \eta \sin}{60} = \frac{2\pi (1-0.045) \frac{120 \times 60}{8}}{60}$$

$$W_m = 90 \text{ rad/seg:}$$

$$T = \frac{P_{mec.}}{W_m} = \frac{10,960}{90} = 121.8 \text{ New. m.}$$

POR LO QUE CORRESPONDE A LOS METODOS DE ANALISIS
PARA ESTE TIPO DE MOTORES SE SUGIERE RECURRIR AL
LIBRO INTITULADO PRUEBAS DE EQUIPO ELECTRICO
MOTORES DE INDUCCION TRIFASICOS DE INDUCCION DEL.
ING: VICTOR PEREZ AMADOR. DE LA EDIT. LIMUSA.
Y CUYAS PRINCIPALES PRUEBAS TRATAREMOS.

BIBLIOGRAFIA.

Electric Machinery
Fitzgerald Kingsley Kusko
3^{ERA} Edic.
Edit. Mc.Graw. Hill.

Pruebas de Equipo Electrico
Motores Trifasicos De Induccion
Ing. Victor Perez Amador. B
Edit. LIMUSA.

Maquinas Electromagneticas y
Electromecanicas.
Leander W. Matsch.
Representaciones y Servicios De Ingenieria
S.A. Mexico.

Generalidades de Motores de Corriente Alterna.
Ing. Horst Huter.
Ponencia presentada en el I. P. N. 10- II- 75.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

CALCULO Y SELECCION DE MOTORES ELECTRICOS

CARACTERISTICAS DE LOS MOTORES
DE INDUCCION

ING. LUIS ALFONSO PADILLA G.
DICIEMBRE, 1984

CARACTERISTICAS DE MOTORES DE INDUCCION

Uno de los puntos más importantes en la aplicación de motores de inducción es el conocimiento de sus características de operación.

Si se desea por ejemplo realizar una comparación entre varios motores, la potencia no es el aspecto más importante, como tampoco lo es la frecuencia, la tensión o la velocidad, ya que éstas quedan fijadas por el circuito de alimentación o los requisitos de operación. Lo anterior nos permite deducir que las características preponderantes y que están dentro del control del diseñador y del fabricante son:

- 1.- Eficiencia
- 2.- Factor de Potencia
- 3.- Par de arranque
- 4.- Par máximo
- 5.- Corriente de arranque
- 6.- Elevación de temperatura

Es importante mencionar que una comparación completa entre dos motores similares, debe involucrar todas las características mencionadas. No puede decirse por ejemplo que un motor es mejor que otro porque tiene mayor eficiencia, ya que ésta puede obtenerse a expensas de un bajo par de arranque y una alta corriente de arranque, si se reduce la resistencia de la jaula del rotor.

En la misma forma pueden obtenerse pares elevados a expensas del factor de potencia y de la eficiencia, al disminuir el número de espiras del estator, incrementando así el campo magnético, la corriente magnetizante y las pérdidas en el hierro.

CURVAS CARACTERISTICAS.

Desde los inicios del motor de inducción, los investigadores descubrieron que la corriente para cualquier carga y a cualquier velocidad, está localizada en el arco de un círculo referido al voltaje aplicado. De este hecho se deduce el diagrama circular que permite graficar el comportamiento completo de un motor a partir de 3 juegos de lecturas:

- 1.- La corriente, tensión y potencia en vacío
- 2.- La corriente, tensión y potencia a rotor bloqueado
- 3.- La resistencia óhmica del devanado del estator a una temperatura determinada.

CURVAS DE SATURACION EN VACIO.

Estas curvas se obtienen haciendo funcionar el rotor sin ninguna carga aplicada a la flecha.

Se varía la tensión de alimentación desde 30 ó 40 % de sobre tensión hasta el valor mínimo que permita que la máquina continúe trabajando. Para cada valor de tensión se obtienen las lecturas correspondientes de AMPERES y WATTS y se obtienen las curvas indicadas en la figura 1.

De estas curvas, es posible deducir los siguientes valores:

- 1.- Corriente magnetizante correspondiente unicamente al entrehierro, la cual corresponde a la ordenada AB levantada apartir del voltaje nominal hasta la tangente a la curva de amperes que pasa por el origen.
- 2.- Corriente magnetizante para el entrehierro y el hierro (ordenada AC).
- 3.- El factor de saturación, AC entre AB que indica el grado al cual se trabaja el hierro.
- 4.- Pérdidas mecánicas AE
- 5.- Pérdidas en el hierro ED.

A los dos últimos conceptos se les denomina las pérdidas constantes de la máquina, ya que prácticamente son independientes de la carga.

Estas curvas son útiles para estimar el factor de potencia y la eficiencia de la máquina a diferentes cargas, ya que la corriente magnetizante constituye la mayor parte de la corriente reactiva y tiene un efecto definitivo en el factor de potencia.

CURVAS DE SATURACION A ROTOR BLOQUEADO.

Estas curvas se trazan tomando lecturas de tensión, corriente y potencia mientras se aplica un freno para evitar el giro del motor. Por lo general se utiliza un brazo de palanca que permita leer al mismo tiempo el par mecánico ejercido por el motor.

Cuando no es posible tomar lecturas a voltaje nominal, se toman lecturas a voltaje reducido y se extrapolan tomando en consideración que la gráfica de Amperes-Voltaje es prácticamente una línea recta y que las curvas de Watts y Par varían en función del cuadrado del voltaje.

Las curvas de saturación a rotor bloqueado nos dan directamente el valor de la impedancia del motor, el par de arranque a diferentes tensiones y la corriente requerida para producir un par determinado.

Las lecturas de Watts y la resistencia del devanado del estator permiten a su vez calcular la resistencia del rotor referida al estator.

CURVAS DE OPERACION.

De las lecturas obtenidas en las pruebas de vacío y de rotor bloqueado a tensión nominal y del valor de la resistencia del estator, es posible determinar por medios gráficos las curvas de eficiencia, factor de potencia y velocidad en función del par.

Estas curvas pueden obtenerse desde luego directamente de una prueba de dinamómetro en la cual se varíe la carga aplicada al motor desde un 25% hasta un 150% de la carga nominal, manteniendo la tensión aplicada en el valor de placa y tomando lecturas de velocidad, corriente, par y potencia de entrada.

Las curvas de operación son desde luego las más importantes ya que proporcionan una imagen completa del comportamiento del motor, excepción hecha de la elevación de temperatura.

El examen en las curvas de operación como las que se muestran en la figura 3, permite deducir algunos puntos, no aparentes a primera vista y que pueden ser de gran utilidad para juzgar la correcta aplicación de un motor. Por ejemplo si la curva de factor de potencia muestra un cambio abrupto dependiente como el mostrado en A, puede inferirse que la corriente reactiva a baja carga tiene relativamente menor importancia que a cargas mayores, es decir que la corriente magnetizante es relativamente baja comparada con la asociada al flujo de dispersión. Esto explicaría porque el factor de potencia a baja carga es comparativamente alto y permite deducir que el par máximo tendrá un valor adecuado.

De la misma manera el quiebre en la curva de eficiencia indicaría que las pérdidas constantes son relativamente más bajas que las pérdidas variables. En el caso ilustrado la eficiencia máxima ocurre al 75% de la carga nominal, lo cual indica un diseño bien equilibrado y una distribución de las pérdidas que permite obtener un balance adecuado entre el funcionamiento y la elevación de temperatura.

EFICIENCIA.

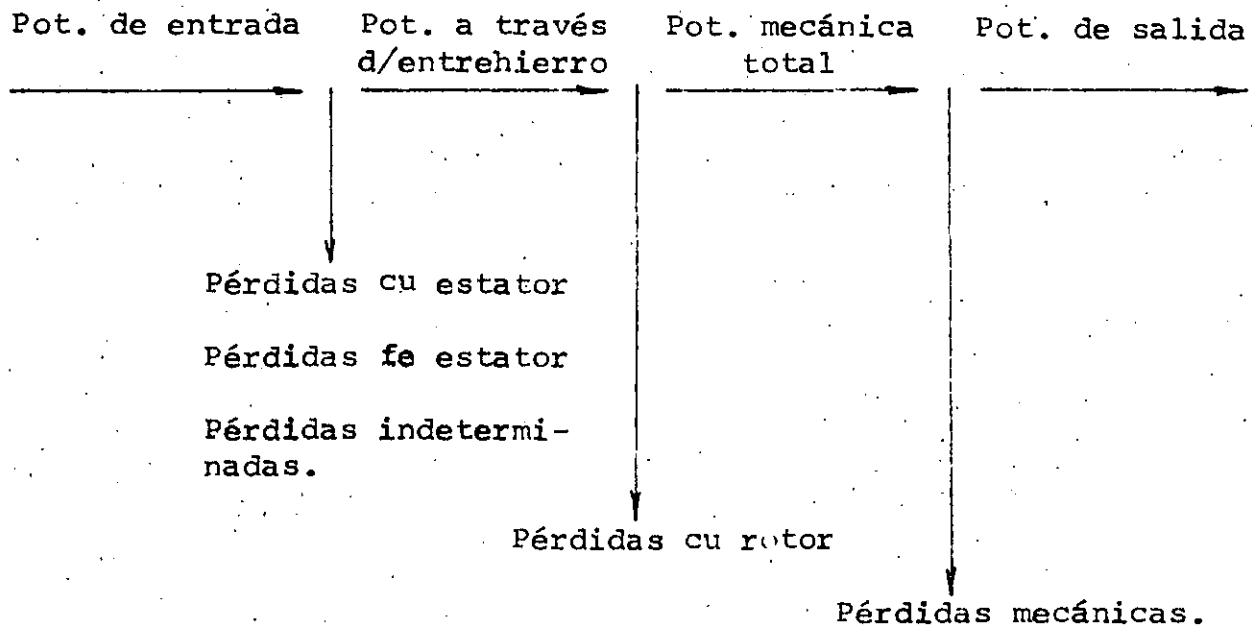
La eficiencia de un motor eléctrico se define como la relación de la potencia de salida entre la potencia de entrada, es decir:

$$\begin{aligned} \text{Eficiencia} &= \frac{\text{Potencia de salida}}{\text{Potencia de entrada}} \\ &= \frac{\text{Potencia de entrada} - \text{pérdidas}}{\text{Potencia de entrada}} \\ &= \frac{\text{Potencia de salida}}{\text{Potencia de salida} + \text{pérdidas.}} \end{aligned}$$

Por otra parte, las pérdidas en un motor de inducción pueden clasificarse como sigue:

- a) Pérdidas en el cobre del estator
- b) Pérdidas en el núcleo del estator
- c) Pérdidas indeterminadas
- d) Pérdidas en el cobre del rotor
- e) Pérdidas mecánicas (fricción y ventilación)

El flujo de potencia podría ilustrarse como sigue:



Si consideramos la potencia transferida a través del entrehierro como la potencia de entrada al rotor P_{ER} , podemos establecer la siguiente igualdad:

$$P_{ER} = \text{Pot. mecánica total} + \text{pérdidas en rotor}$$

Como de acuerdo con el circuito equivalente las pérdidas en el cobre del rotor valen

$$P_{ER} \times s$$

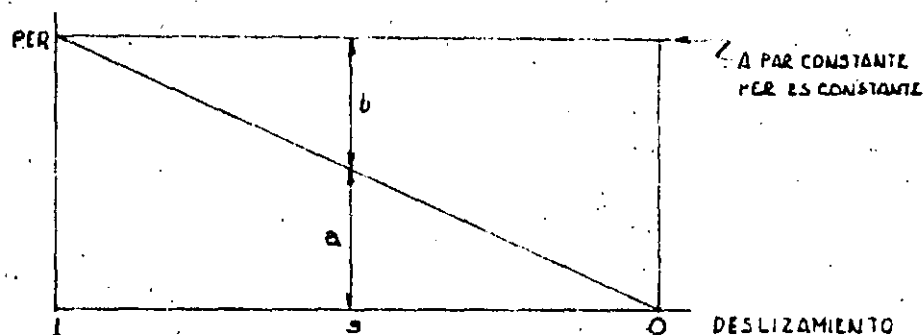
Y la potencia mecánica total vale

$$P_{ER} (1 - s)$$

Podemos escribir

$$P_{ER} = P_{ER} (1 - s) + P_{ER} \times s$$

Lo cual puede representarse gráficamente como sigue:



A un deslizamiento s , a representa las pérdidas en el cobre del rotor P_r y b la potencia mecánica total P_m .

Si conocemos la potencia mecánica total, podemos calcular las pérdidas en el cobre del rotor por la relación:

$$P_r = \frac{s}{1 - s} P_m$$

EJEMPLO.

Supongamos un motor de inducción de 400 HP que trabaja con un deslizamiento a plena carga de 2% y que tiene pérdidas por fricción y ventilación de 5 KW.

La potencia de salida valdrá : $400 \times .746 = 298 \text{ KW}$.

La potencia mecánica total = $298 + 5 = 303$ KW.

6

Las pérdidas en el rotor = $\frac{.02}{1 - .02} 303 = 6.2$ KW

Y la potencia de entrada al rotor = $303 + 6.2 = 309.2$ KW.

Lo anterior nos indica que un motor que opera a un deslizamiento de 2% tiene pérdidas en el rotor que equivalen a un 2% de su potencia de salida. Esto equivale a decir que las pérdidas en el cobre del rotor siempre podrán medirse determinando el porcentaje de caída de la velocidad, a partir de la velocidad de sincronismo.

CURVAS PAR-VELOCIDAD.

La curva que relaciona la velocidad con el par presenta algunos puntos que merecen especial atención.

En primer lugar el valor de par correspondiente a velocidad cero o sea el par de arranque, que nos da una idea de la capacidad del motor para poner en marcha la carga impulsada.

En seguida la curva par-velocidad presenta por lo general una disminución del par después del arranque. El valor mínimo que se lee en la curva representa un punto crítico en el período de aceleración de la carga.

Continuando el examen de la curva encontramos el valor del par máximo o par de desenganche que nos da una medida de la capacidad extrema del motor, aún cuando esta capacidad no este normalmente disponible por encontrarse en una región de operación inestable, su valor es de suma importancia.

Finalmente encontramos el valor nominal del par que identifica el punto de operación para el cual fué diseñado el motor.

Si la curva de par-velocidad del motor se dibuja en conjunto con la correspondiente a la carga impulsada, la diferencia de abscisas a cualquier velocidad, representa el par de aceleración, o sea el excedente del par requerido para vencer la resistencia de la carga y que por lo tanto queda disponible para permitir que se incremente la velocidad.

Existen 5 diseños normalizados de motores que pueden caracterizarse por su curva par-velocidad y están designados por las letras A, B, C, D, y F.

El diseño B puede ser considerado el de aplicación general ya que sus características satisfacen la mayor parte de los requerimientos prácticos.

De acuerdo con la norma respectiva el par de arranque de los motores diseño B puede variar entre el 175 y el 100% para - motores de dos polos, entre el 275 y 100% para motores de - cuatro polos y así sucesivamente.

La corriente de arranque de estos motores no debe exceder - por su parte del límite fijado por la misma norma.

Por lo que respecta al par máximo, la Norma indica valores mínimos de 250% para motores de baja capacidad en dos polos y de 200 % en motores hasta de 200 HP, a la misma velocidad. En cuatro polos los límites van de 300 a 200 %.

El deslizamiento a carga nominal de un motor de diseño B no - deberá exceder por Norma del 5%, sin embargo comercialmente es usual encontrar valores entre el 2 y el 4%.

Las características del motor de diseño A son muy similares a las del B con la única salvedad de que la corriente de arranque no está limitada en el caso del diseño A. Puede decirse en general que este diseño tiene un par de arranque ligeramente menor que el B y un par máximo ligeramente mayor.

El motor de diseño C por su parte proporciona un par de arranque mayor que el de los dos tipos mencionados. Su par de arranque debe estar entre el 250 y el 200% del de plena carga lo - cual se logra mediante un diseño especial de la jaula del rotor que obliga a sacrificar el % del par máximo.

La corriente de arranque para un motor de diseño C está sujeta a los mismos límites que para el diseño B y su deslizamiento tampoco deberá exceder del 5%.

Un motor de diseño D desarrolla un elevado par de arranque - como puede verse en su curva par-velocidad.

Dicho par de arranque no debe ser inferior al 275 % del par - nominal y este valor debe representar el valor máximo de par desarrollado por el motor.

Una característica importante del motor de diseño D, es su - elevado deslizamiento, que debe ser superior al 5% y puede alcanzar en casos especiales hasta el 20%

La corriente de arranque de un motor diseño D, también está sujeta a los límites especificados para motores A, B y C, - aunque por lo general se encuentra muy por debajo de este límite.

Por último, el motor de diseño F es de aplicación mucho más limitada, lo cual es entendible si examinamos su curva par-velocidad. Esta curva presenta un par de arranque y un par máximo menores que las de cualquier otro tipo. El deslizamiento es mayor que para los diseños A, B y C y la única ventaja es la de requerir una menor corriente de arranque, típicamente 9 Amperes por HP a 220 Volts contra 14.5 Amperes/HP para los diseños B, C y D en capacidades de 30 a 200 HP.

8

MOTORES DE ROTOR DEVANADO

Si nosotros podemos variar la resistencia del circuito secundario de un motor de inducción, podemos obtener diferentes curvas de operación como se muestra en la figura 5.

La inserción de resistencia nos permite desde luego variar el par de arranque del motor, pero no nos permite variar el par máximo cuyo valor queda fijado por la reactancia de dispersión del primario y del secundario $X_1 + X_2$. Lo que si podemos variar es el deslizamiento al que ocurre el par máximo.

La adición de resistencias externas en un motor de rotor devanado permite:

- Disminuir la corriente de arranque
- Incrementar el par de arranque hasta el valor del par máximo.
- Ajustar la velocidad de operación dentro de ciertos límites.

ELEVACION DE TEMPERATURA.

Para un tamaño de motor y un sistema de ventilación determinados, es posible establecer una capacidad de disipación en °C/Watt, que nos permita calcular la elevación de temperatura en función de las pérdidas del motor que contribuyen al calentamiento.

Todos los materiales aislantes son afectados por el calor, que los envejece y deteriora gradualmente hasta llegar el momento en que el aislamiento falla o pierde por completo sus propiedades.

Los sistemas de aislamiento están clasificados según la temperatura de operación a la cual puede esperarse que su duración sea normal.

El método clásico para determinar la elevación de temperatura de un motor consiste en medir la resistencia del devanado R_1 , a la temperatura ambiente T_1 y posteriormente a la temperatura de operación nominal T_2 , calculándose el valor de la temperatura de operación con la fórmula:

$$T_2 = \frac{R_2}{R_1} (234.5 + T_1) - 234.5$$

La elevación de temperatura permisible para las diferentes clases de aislamiento es la indicada en la tabla siguiente:

Clase de Aislamiento	105	130	155	180
Tem. Ambiente	40°	40°	40°	40°
Elevación de temperatura (medida por resistencia).	60°	80°	105°	125°
Margen para el punto más caliente.	5°	10°	10°	15°
Temp. del punto más caliente.	105°	130°	155°	180°

FACTOR DE SERVICIO.

Cuando la placa de un motor tiene estampado un factor de servicio mayor de 1.0, este factor nos indica la capacidad de sobrecarga del motor a tensión y frecuencia nominales.

Cuando la carga del motor es igual a su potencia nominal multiplicada por el factor de servicio; la eficiencia, el factor de potencia y la velocidad, serán diferentes de los valores a 100% de carga.

Por lo que respecto a la elevación de temperatura cuando el motor opera a su factor de servicio, podemos ver en la gráfica respectiva que a 115% de carga el motor operaría 10°C arriba de la elevación de temperatura indicada en la tabla anterior, lo que equivale a decir que ya no existe margen para el punto más caliente, factor que evidentemente limitará la duración del motor.

Puede decirse que un motor con factor de servicio de 1.15 tiene un margen en cuanto a su elevación de temperatura a 100% de carga lo cual le permite operar con sobrecargas hasta de 115% sin exceder la capacidad térmica del aislamiento, notándose sin embargo que a este valor de sobrecarga la elevación de temperatura excede al valor normal de un motor con factor de servicio unitario.

VARIACION DE TENSION Y FRECUENCIA

Por Norma, un motor debe tener una cierta reserva de capacidad que le permita operar satisfactoriamente a una tensión 10% arriba o abajo de la nominal, a una frecuencia 5% arriba o abajo de la nominal o sujeto a una variación combinada de voltaje y frecuencia que no exceda del 10% siempre y cuando la variación de frecuencia no sea superior al 5%.

Cabe mencionar que en condiciones diferentes de las nominales, los valores de eficiencia, factor de potencia, elevación de temperatura, etc. podrán ser diferentes de los garantizados por el fabricante para operación normal.

Debe señalarse igualmente que si un motor se opera con una sobrecarga equivalente a su factor de servicio, no pueden admitirse simultáneamente variaciones de tensión o de frecuencia.

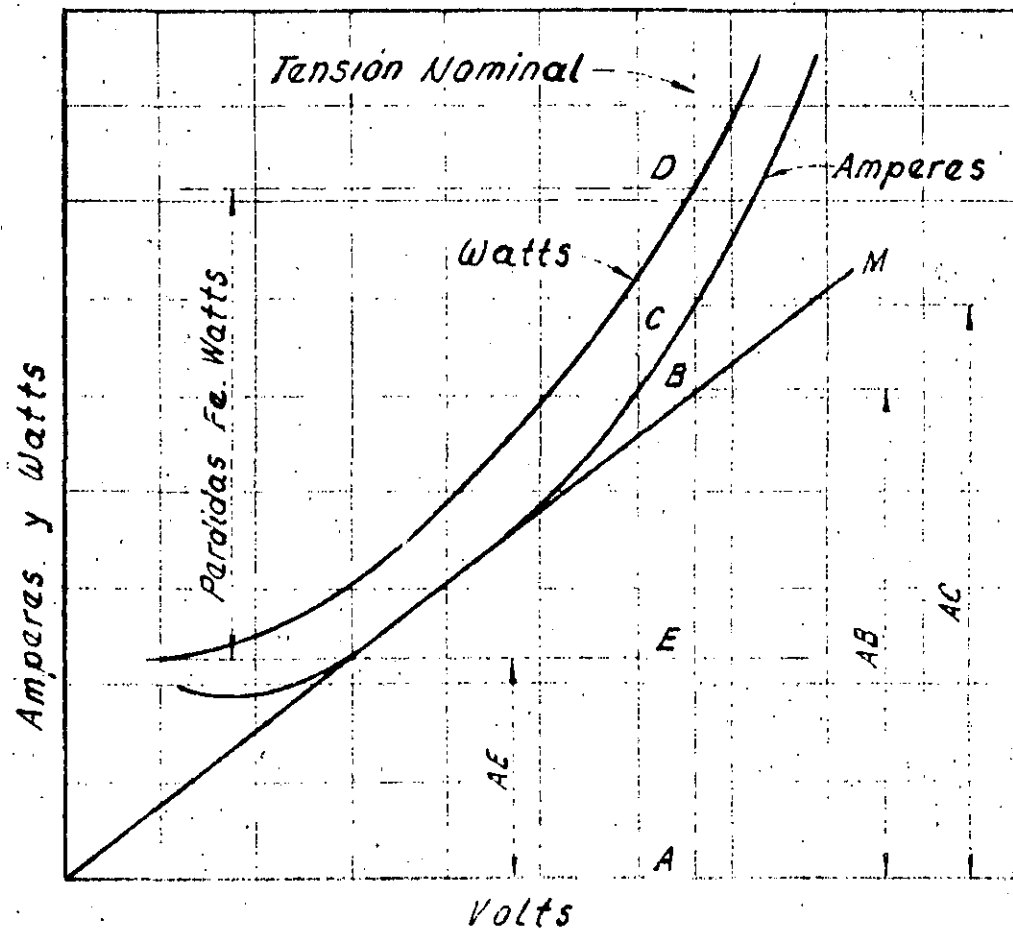
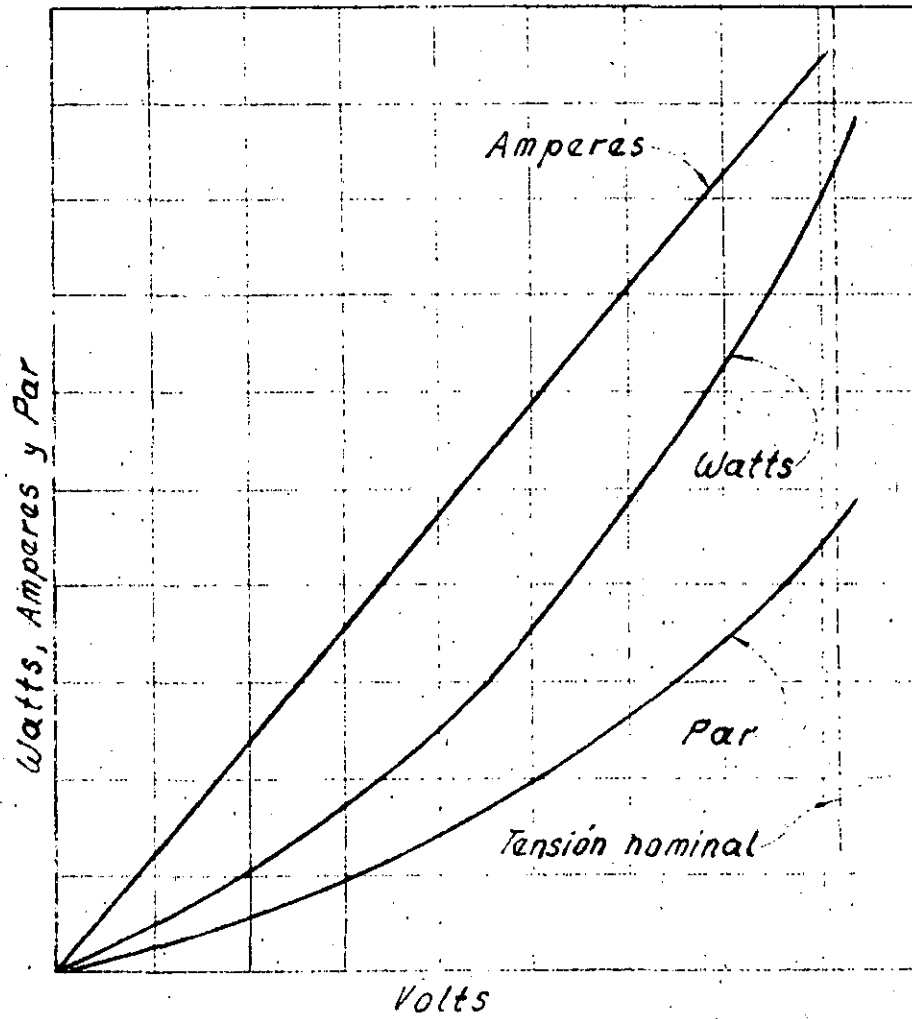
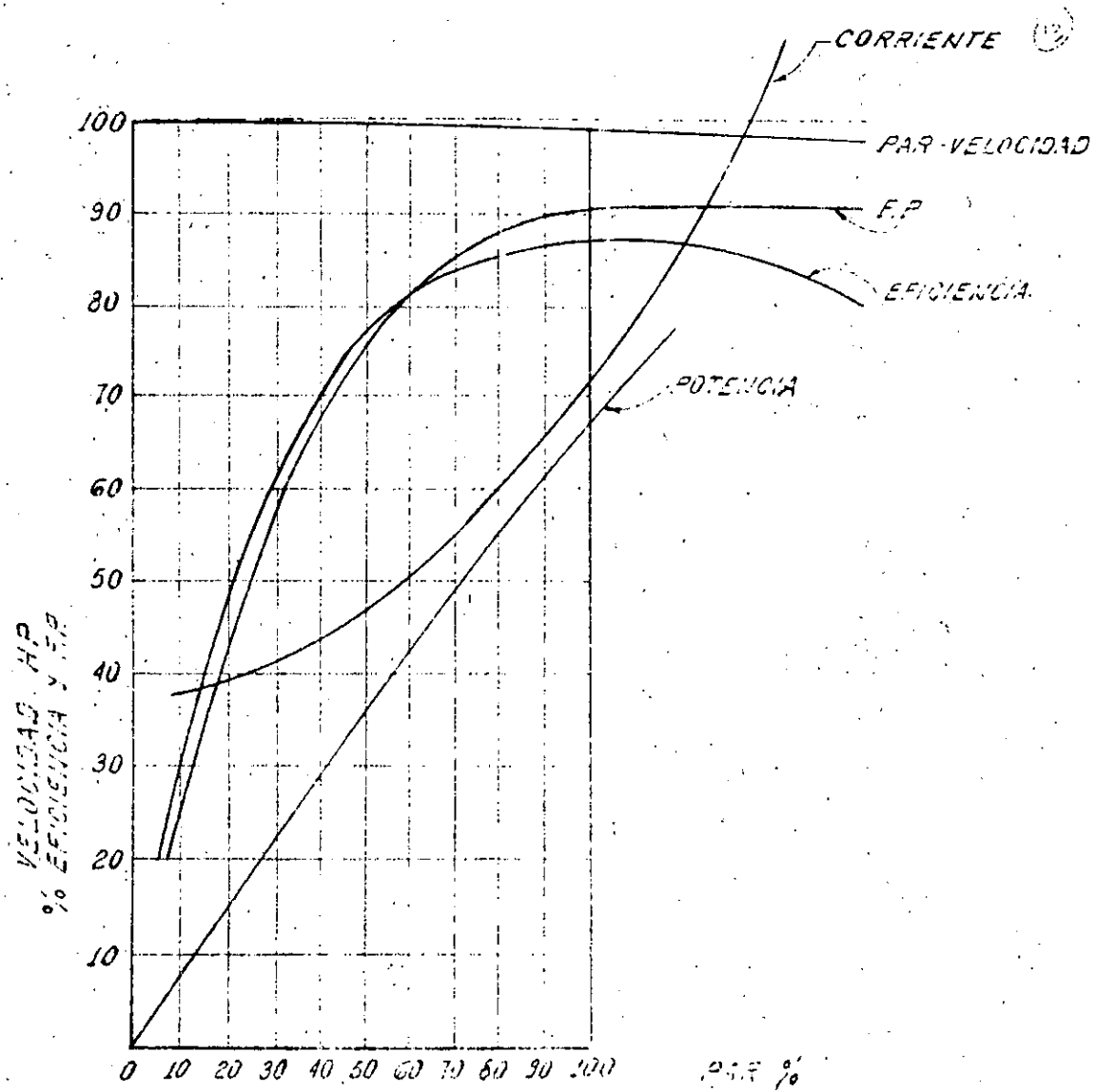


FIG. 1



SATURACION A ROTOR BLOQUEADO

FIG. 2.



CURVAS DE OPERACION

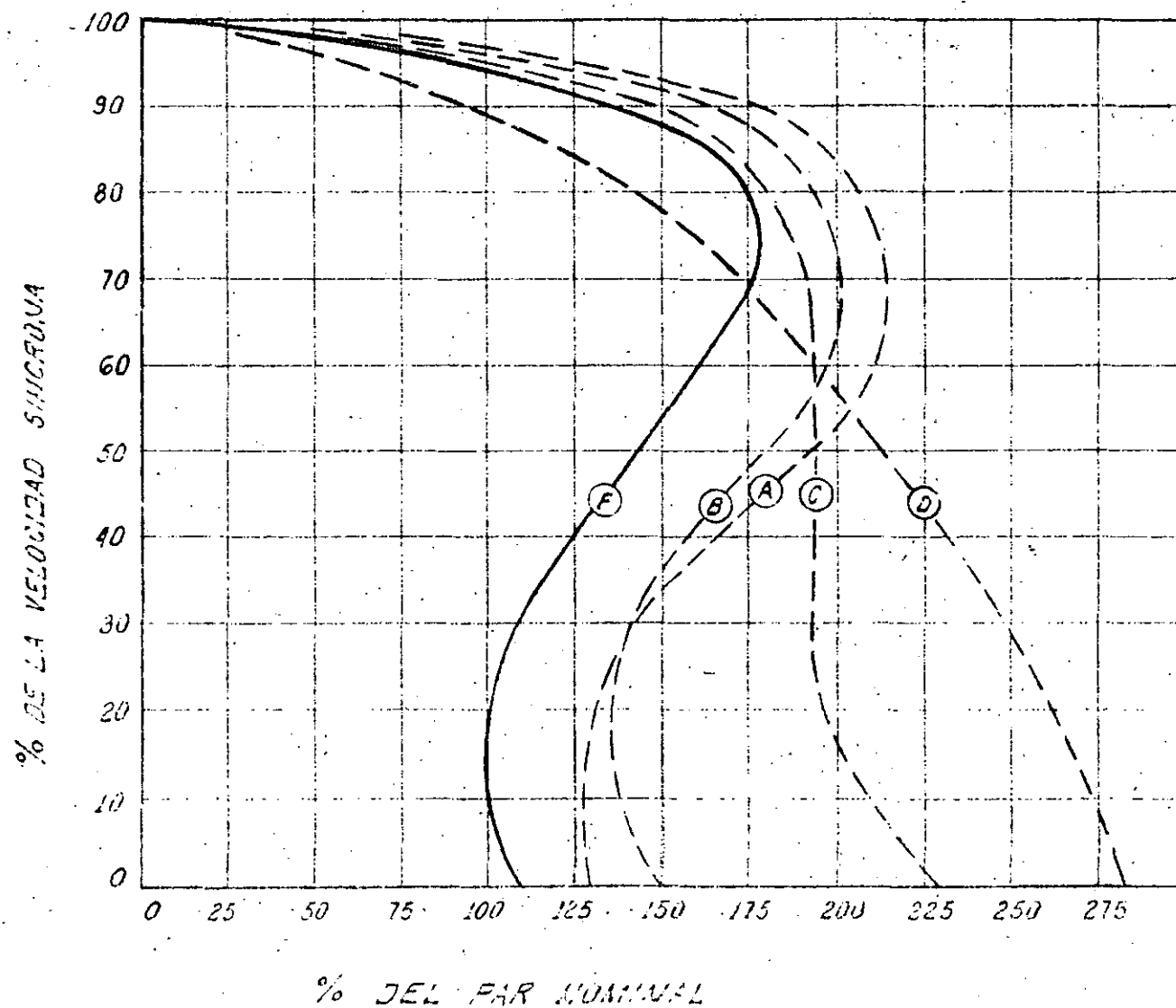
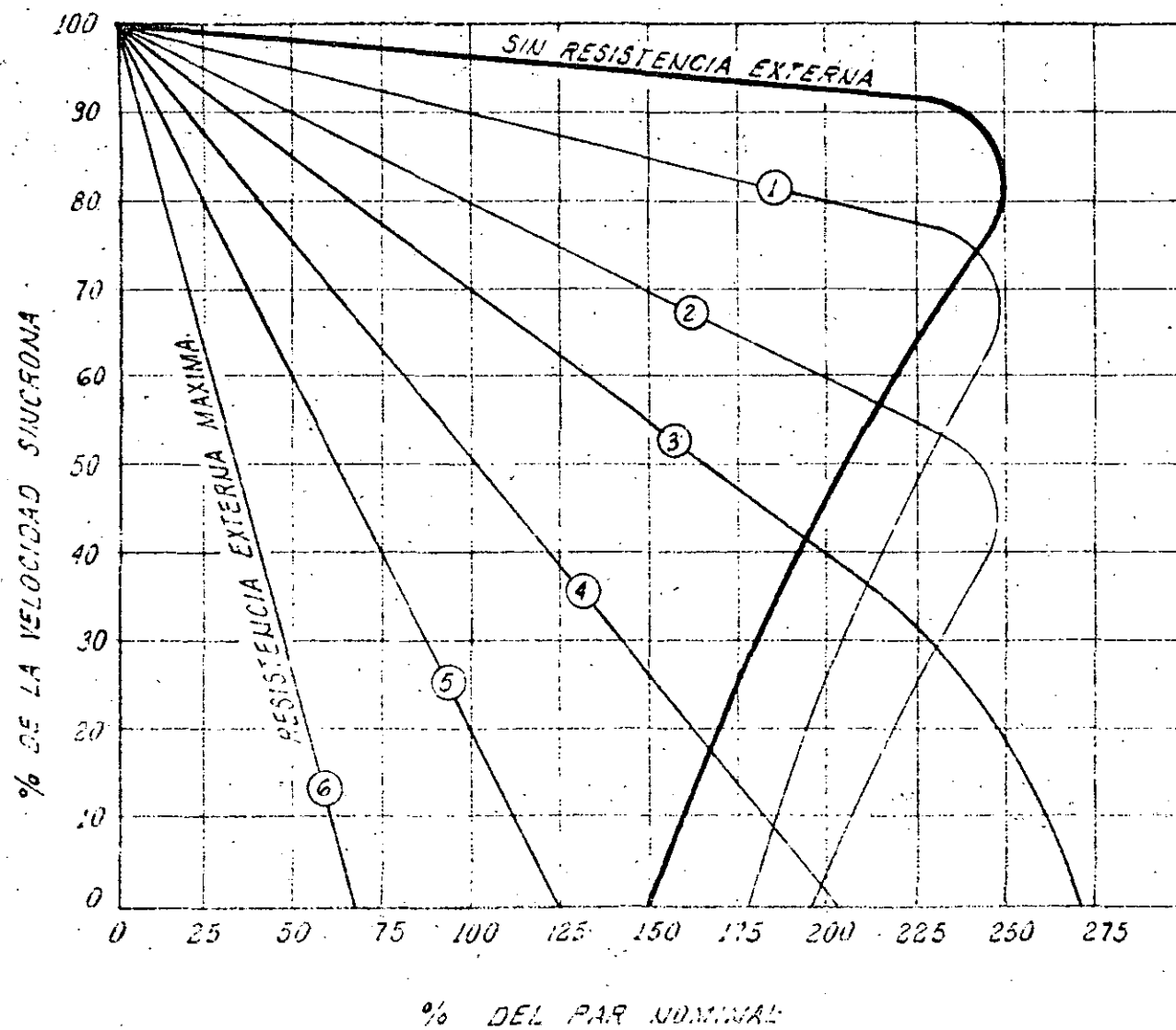


FIG. 5



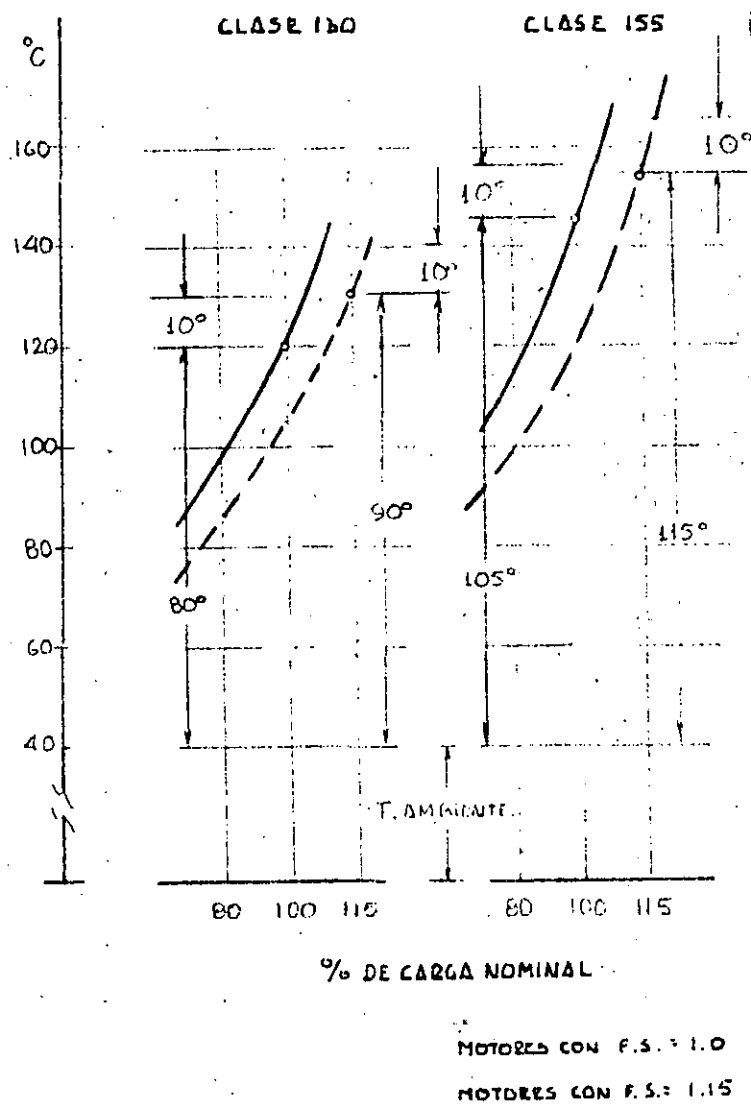
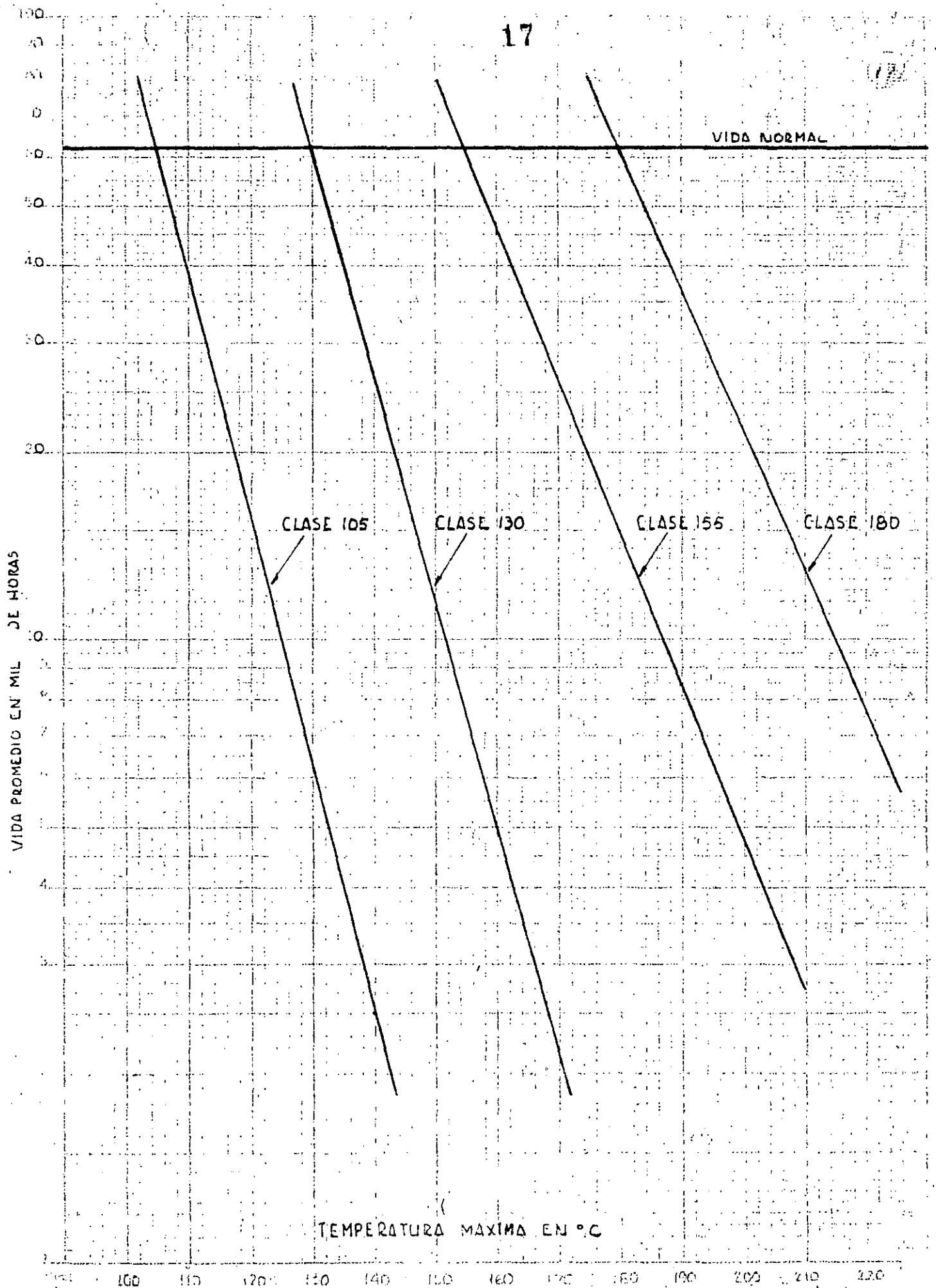


FIGURA 6





DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.

CALCULO Y SELECCION DE MOTORES ELECTRICOS

SELECCION DE MOTORES DE CORRIENTE DIRECTA

ING. JOSE MENDEZ TELLEZ G.
DICIEMBRE, 1984

SELECCION DE MOTORES DE CORRIENTE DIRECTA (C. D.)

I N D I C E

I	-	INTRODUCCION	1
II	-	EXPRESIONES BASICAS	2
III	-	CARACTERISTICAS PAR - VELOCIDAD .	3
IV	-	CONTROL DE VELOCIDAD	9
V	-	FRENADO	15
VI	-	APLICACIONES INDUSTRIALES.	18
VII	-	APLICACIONES TRACTIVAS	21

SELECCION DE LOS MOTORES DE CORRIENTE DIRECTA (C.D.)

I - INTRODUCCION

A FINALES DEL SIGLO PASADO LAS OPERACIONES INDUSTRIALES Y DE TRANSPORTE SE REALIZABAN MEDIANTE TRANSMISIONES DE MAQUINAS DE VAPOR.

CON LA APARICION DE LA ENERGIA ELECTRICA EMPEZARON A DESTACAR LAS VENTAJAS QUE SOBRE LA MAQUINA DE VAPOR, OFRECIAN LAS MAQUINAS ELECTRICAS. EN EL CASO MAS SIMPLE LOS MOTORES ELECTRICOS SE PODIAN ACOPLAR DIRECTAMENTE A LAS MAQUINAS DE PRODUCCION EVITANDO LAS COMPLICADAS TRANSMISIONES DE LAS MAQUINAS DE VAPOR.

HOY EN DIA LOS MOTORES DE CORRIENTE DIRECTA PRESENTAN DIVERSAS VENTAJAS SOBRE LOS MOTORES DE CORRIENTE ALTERNA, ESPECIALMENTE EN APLICACIONES DONDE LOS REQUIRIMIENTOS DE OPERACION EXIGEN AMPLIOS RANGOS DE REVOLUCIONES, VARIACION RAPIDA DE VELOCIDAD, CAMBIO BRUSCO DEL SENTIDO DE GIRO, ELEVADA CAPACIDAD DE SOBRECARGA Y DEMANDAS DE PARES ALTOS EN LOS ARRANQUES.

A CONTINUACION SE ENUNCIAN ALGUNOS DE LOS PRINCIPIOS ELEMENTALES QUE JUSTIFICAN LA APLICACION DE MOTORES DE CORRIENTE DIRECTA EN CIERTAS APLICACIONES ESPECIFICAS.

SELECCION DE MOTORES DE C.D.

II - EXPRESIONES BASICAS

$$1 \quad T = K_1 \emptyset I_A$$

$$2 \quad N = \frac{V - I_A R_A}{K_2 \emptyset}$$

$$3 \quad N = \frac{V - \frac{R_A T}{K_1 \emptyset}}{K_2 \emptyset} = \frac{V}{K_2 \emptyset} - \frac{R_A T}{K_1 K_2 \emptyset^2}$$

$$4 \quad T = K_1 K_2 \left(\frac{V}{K_2} - N \emptyset \right)$$

$$5 \quad \text{MOTOR} \quad V = E + I_A R_A$$

$$6 \quad \text{GENERADOR} \quad V = E - I_A R_A$$

T = PAR

$\emptyset$ = FLUJO MAGNÉTICO

I_A = CORRIENTE DE ARMADURA

R_A = RESISTENCIA DE ARMADURA

N = VELOCIDAD ANGULAR EN RPM

V = TENSIÓN APLICADA

E = TENSIÓN INDUCIDA

K_1, K_2 = CONSTANTES DEPENDIENTES DE UNIDADES Y CARACTERÍSTICAS PARTICULARES DE CADA MÁQUINA

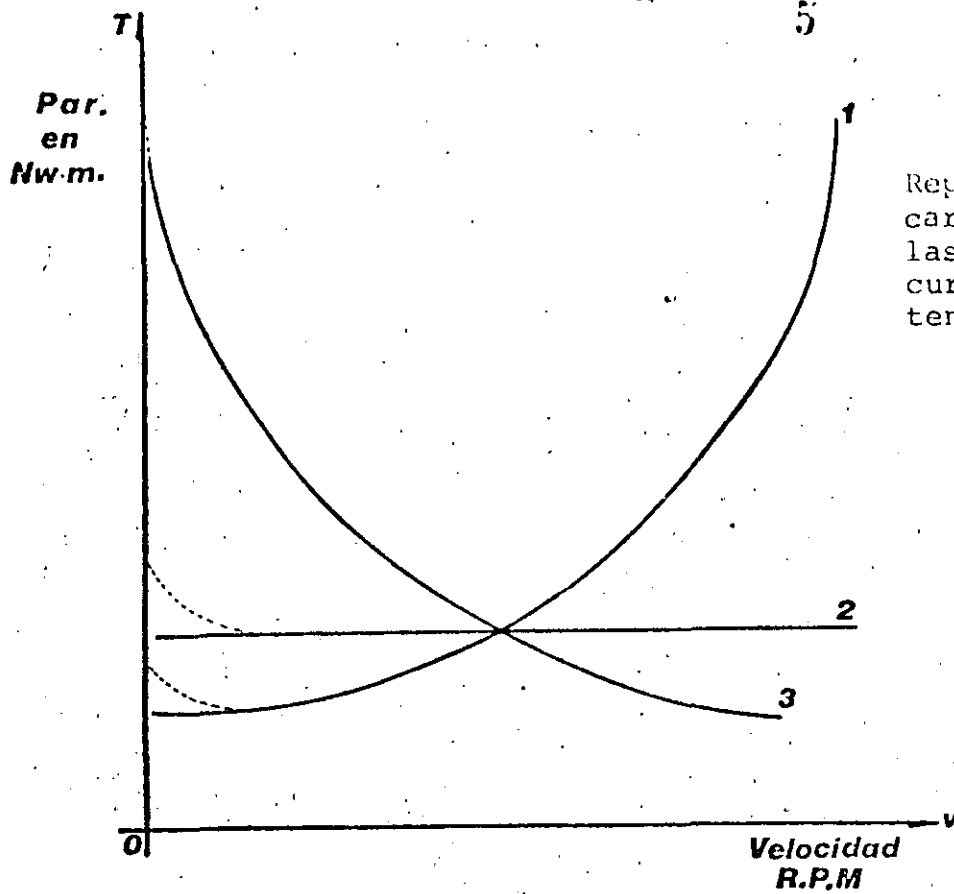
III - CARACTERISTICAS PAR - VELOCIDAD

LOS MOTORES DE CORRIENTE DIRECTA PRESENTAN CARACTERISTICAS DE PAR-VELOCIDAD DIFERENTES A LOS OTROS TIPOS DE MOTORES, COMO LOS MISMOS DE CORRIENTE ALTERNA O DE COMBUSTION INTERNA.

LOS REQUERIMIENTOS DE CARGA IMPUESTOS POR ALGUNOS TIPOS DE OPERACIONES SON MUY COMPATIBLES CON LOS PERFILES PAR-VELOCIDAD SUMINISTRADOS POR LOS MOTORES DE C.D., EN ESPECIAL AQUELLAS CARGAS DE TIPO INERCIAL; ES POR ELLO QUE ESTAS MAQUINAS COMPITEN VENTAJOSAMENTE CON LAS DE COMBUSTION INTERNA EN APLICACIONES TRACTIVAS.

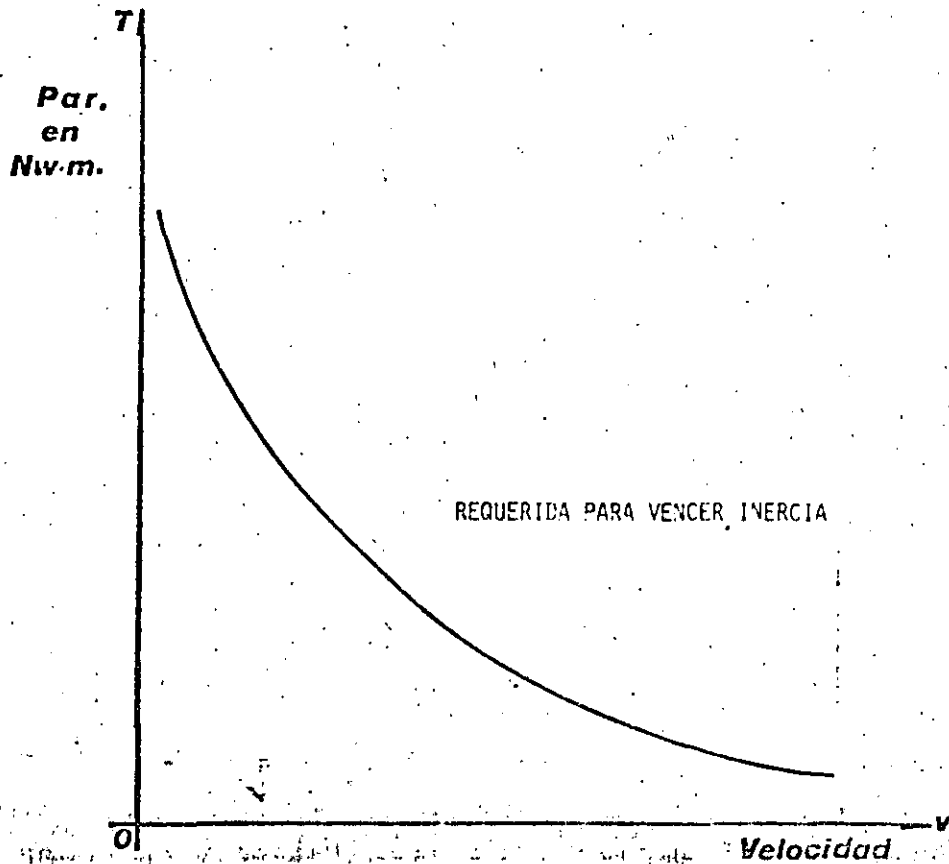
DETALLES ESPECIFICOS DE ESTOS CONCEPTOS, SE MUESTRAN A CONTINUACION.

Graficas Velocidad - Par



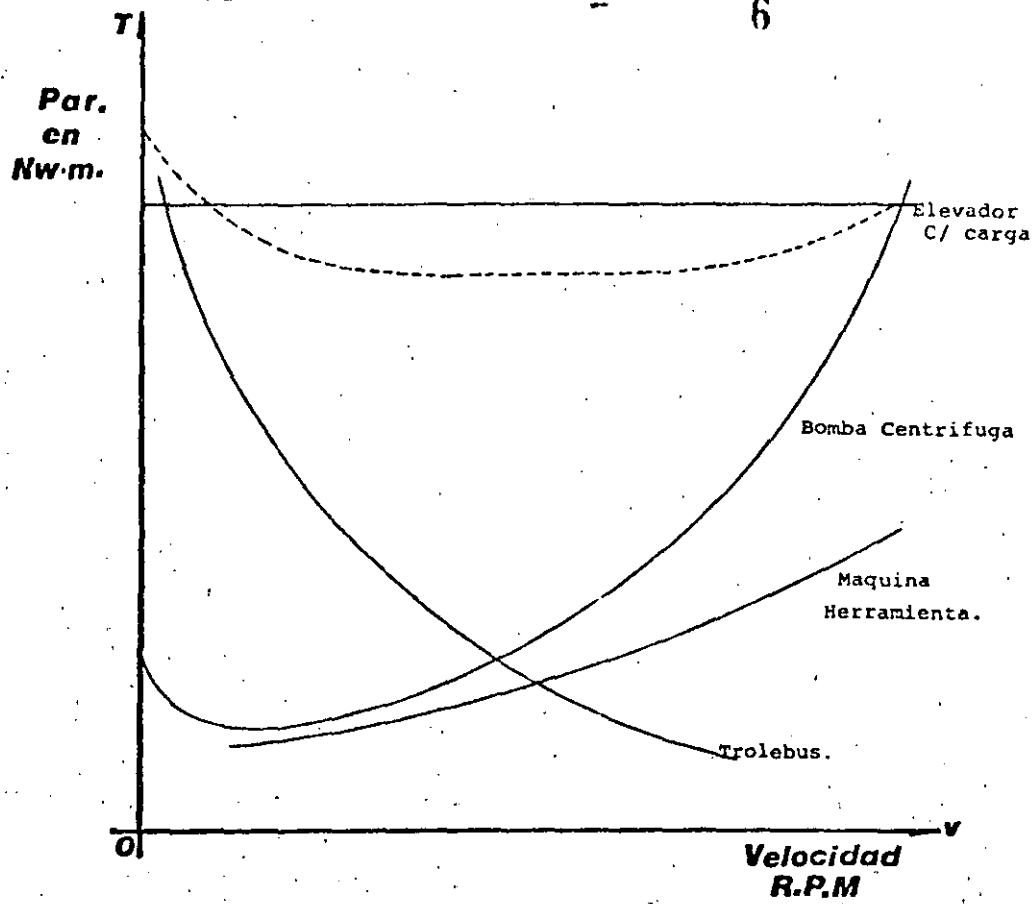
Representación
característica de
las principales
curvas de par resis
tente

Graficas Velocidad - Par

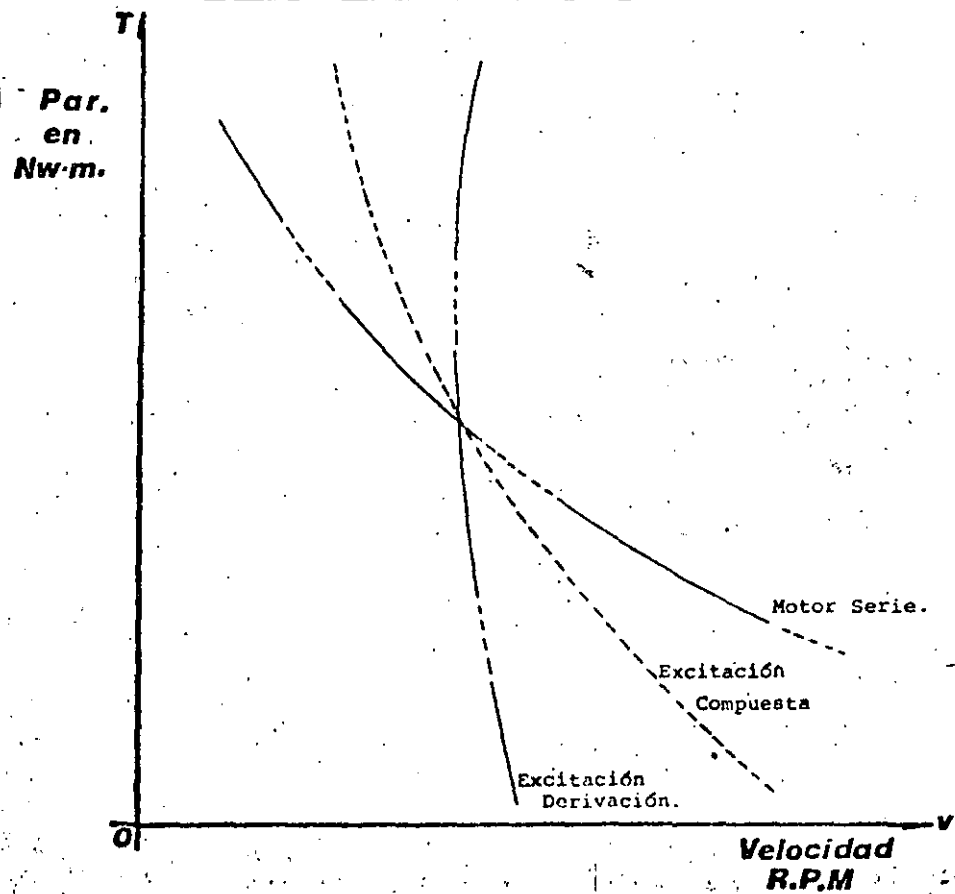


Graficas Velocidad-Par

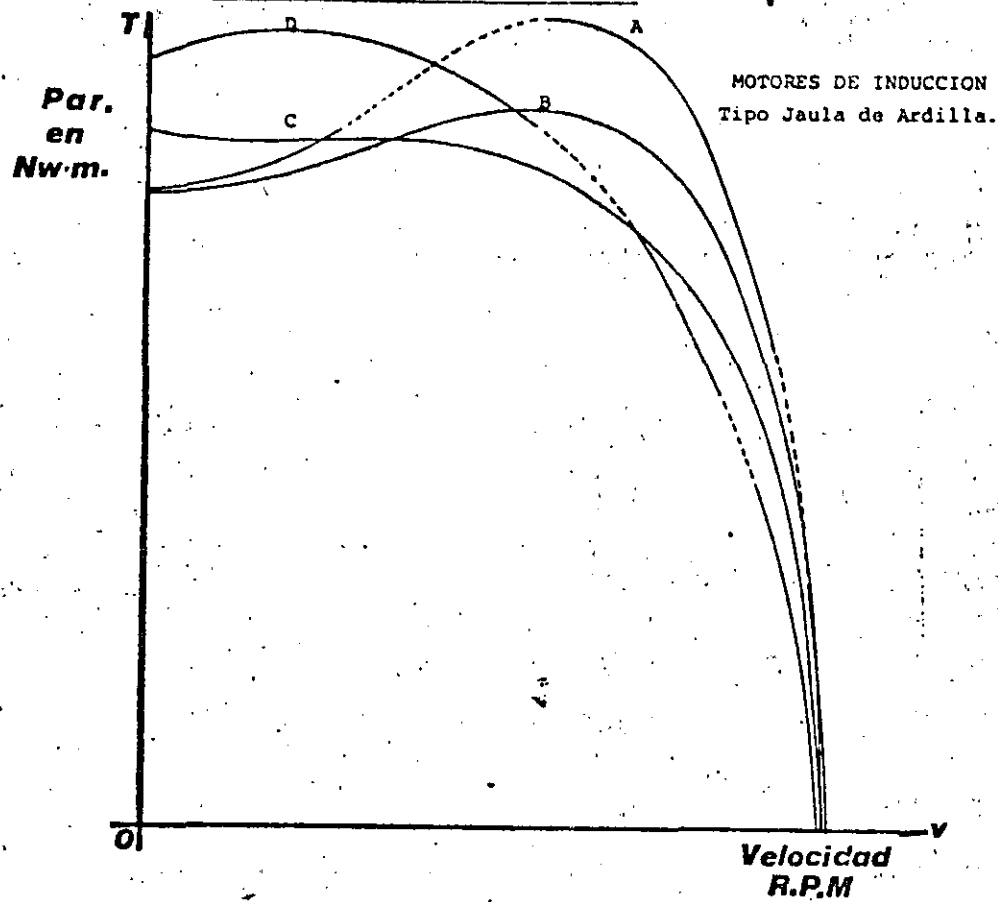
6



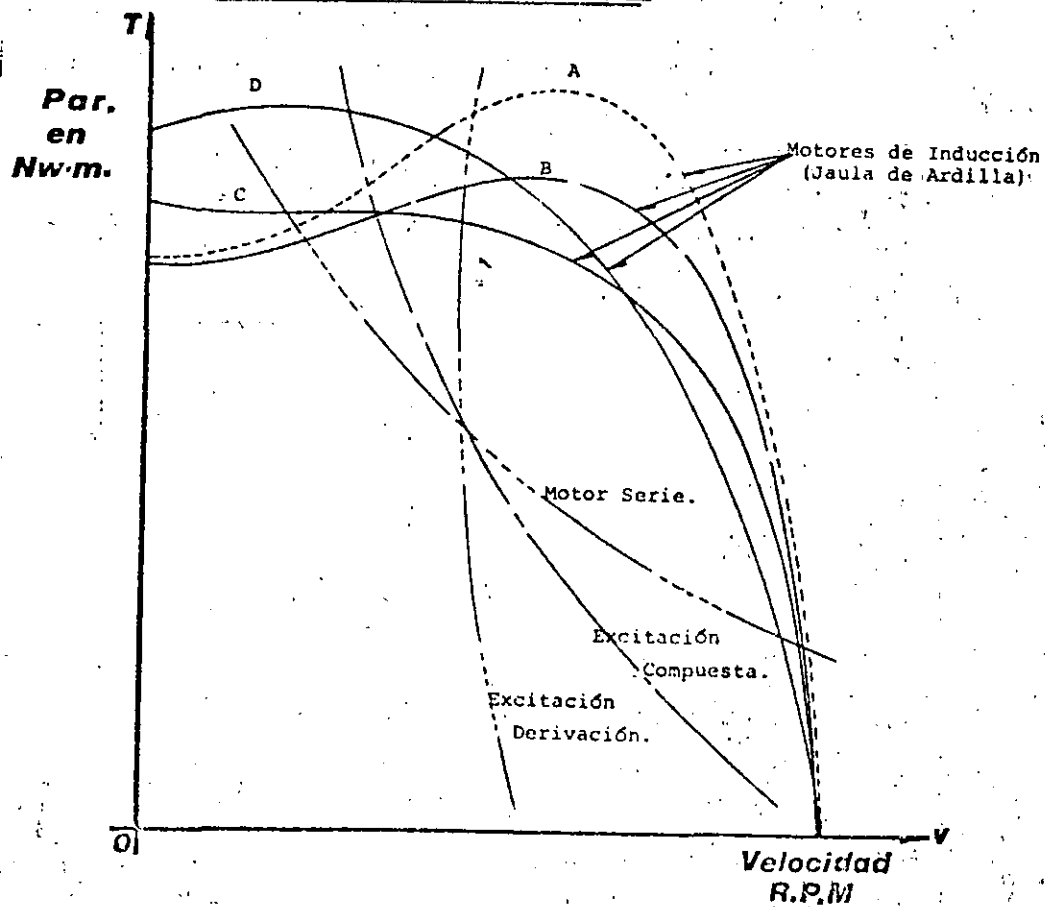
Graficas Velocidad-Par



Graficas Velocidad-Par



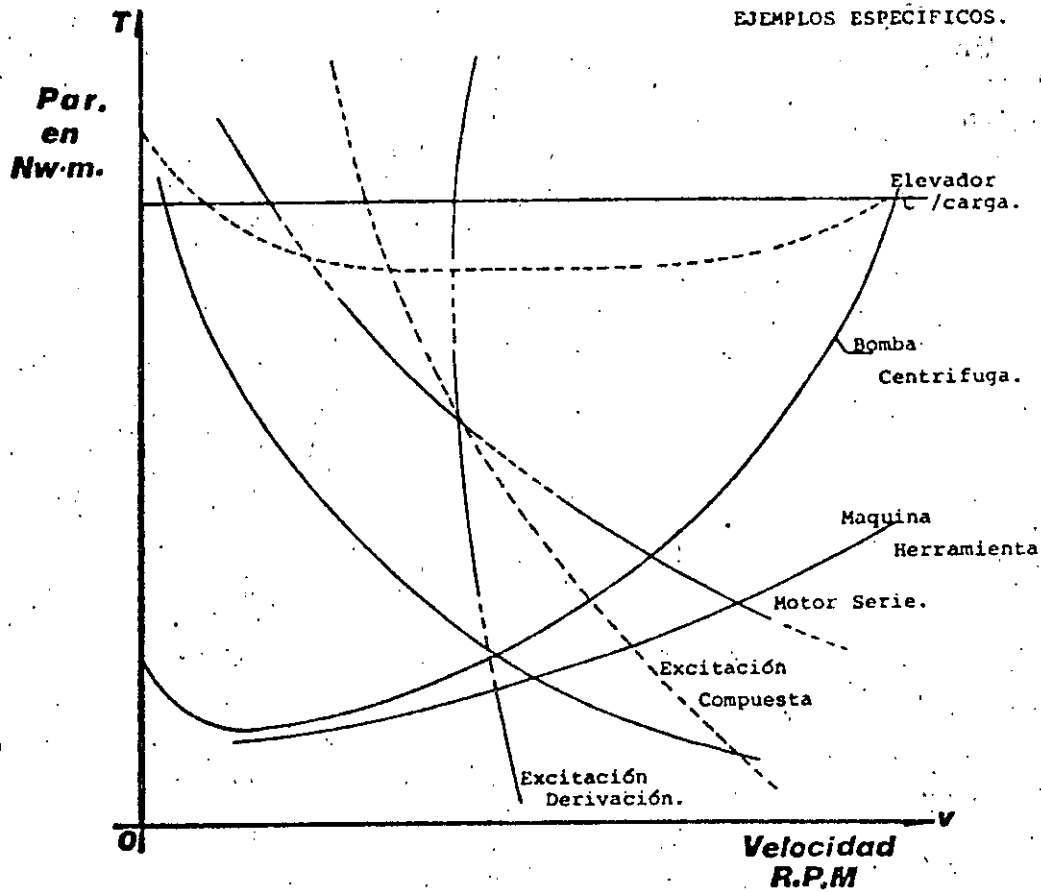
Graficas Velocidad-Par



Graficas Velocidad-Par

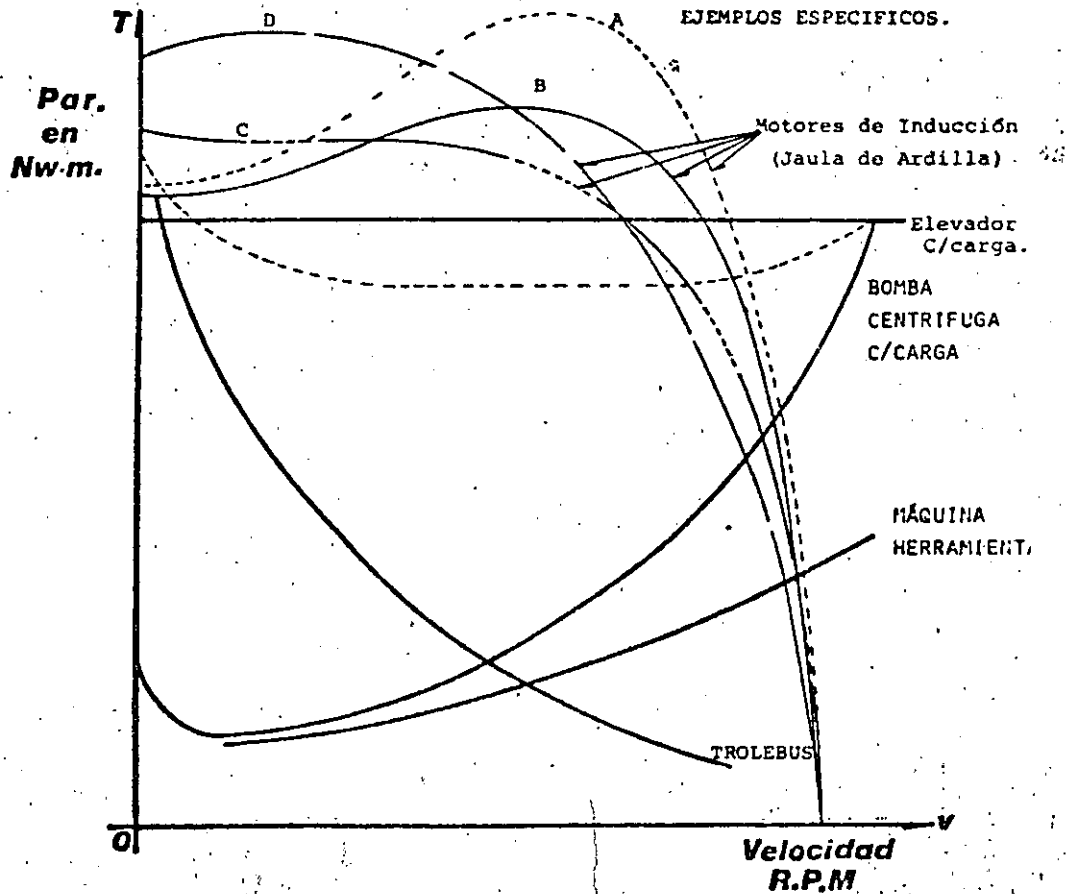
8

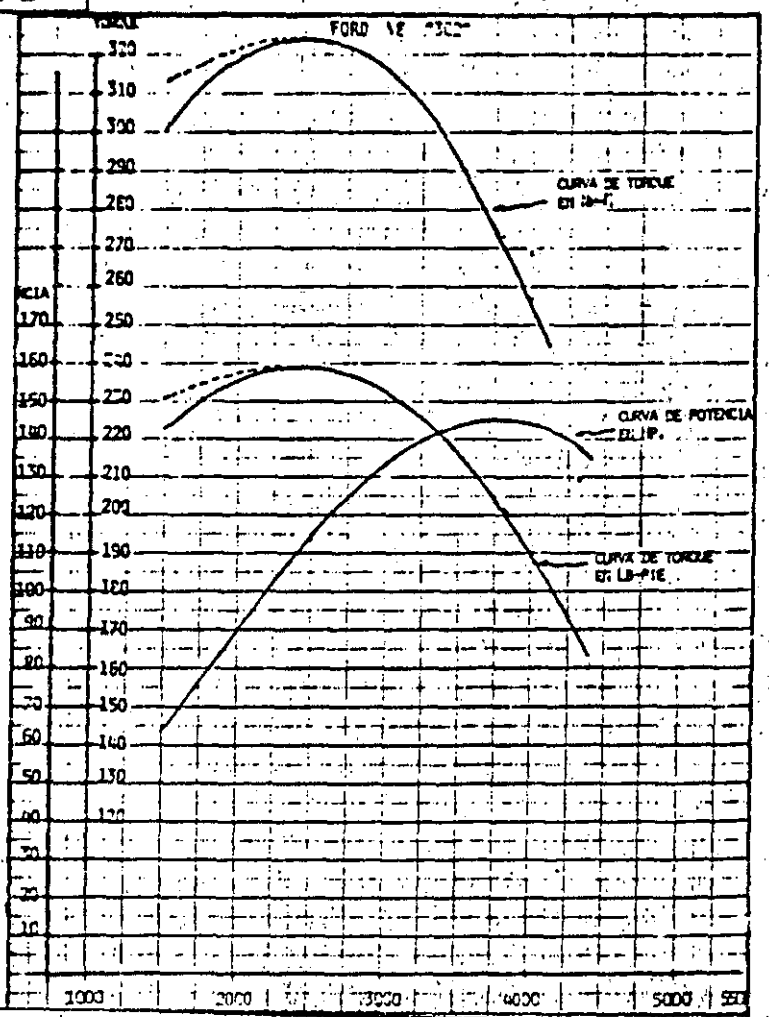
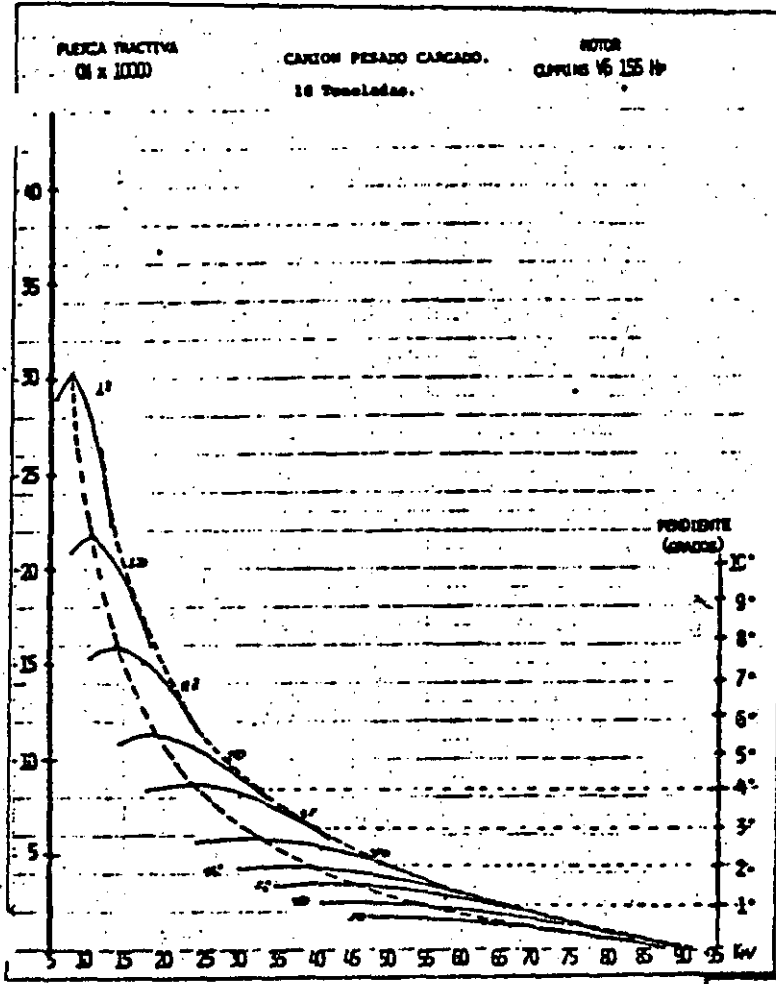
EJEMPLOS ESPECIFICOS.



Graficas Velocidad-Par

EJEMPLOS ESPECIFICOS.



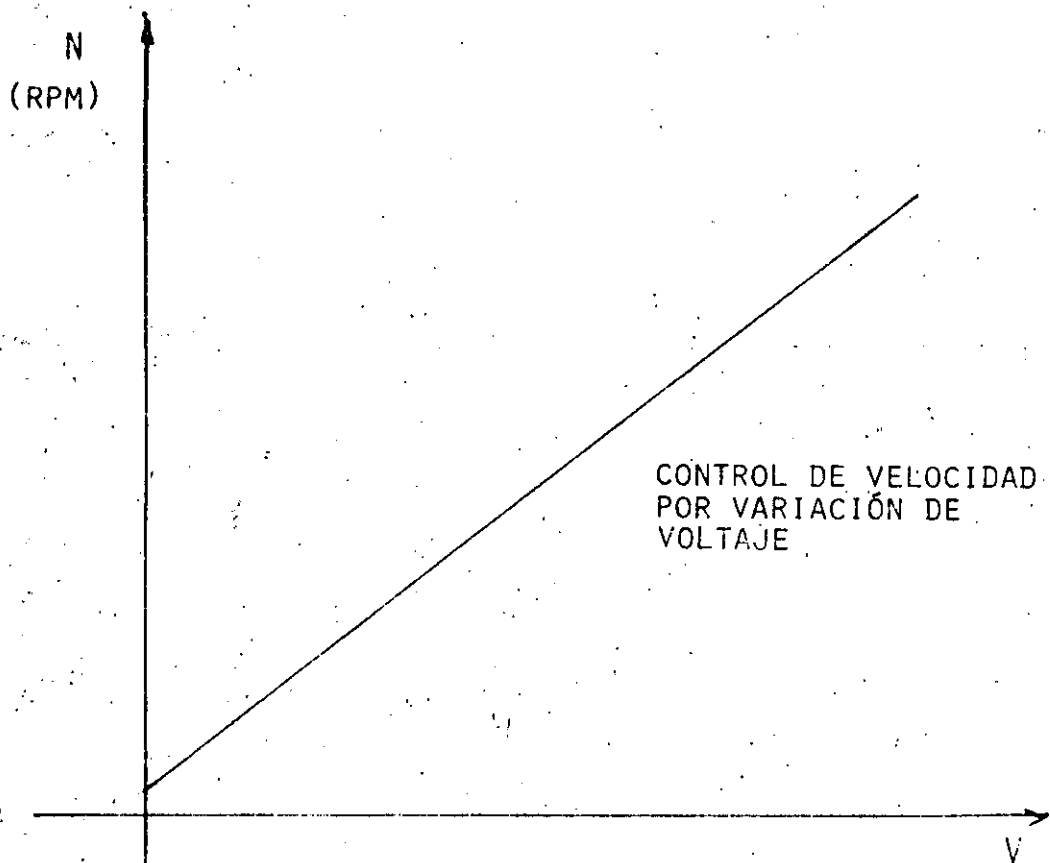


IV - CONTROL DE VELOCIDAD EN MOTORES DE C.D.

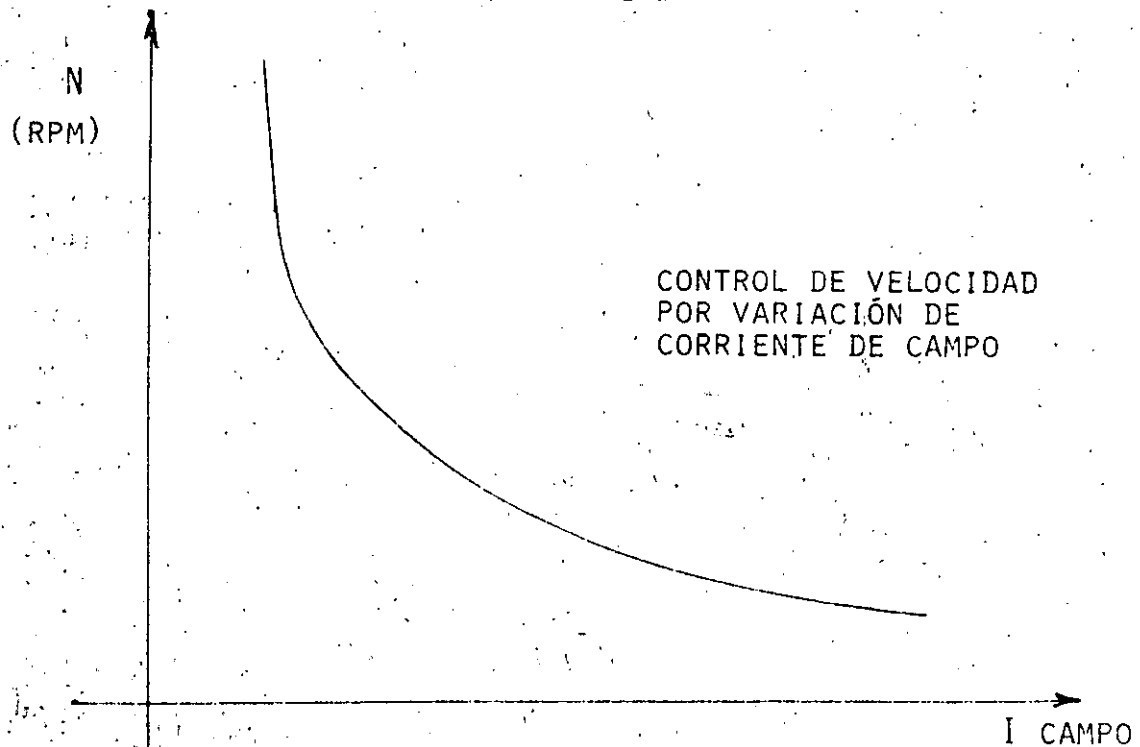
SEGURAMENTE QUE UNA DE LAS CARACTERISTICAS, QUE HACEN MAS ATRACTIVA LA OPERACION DE LOS MOTORES DE DIRECTA, LO REPRESENTA SU CONTROL DE VELOCIDAD EN RANGOS MUY PRECISOS.

ESTA PROPIEDAD LO HA HECHO DESPLAZAR AL MOTOR DE INDUCCION DE C.A., SOBRE TODO EN AQUELLAS APLICACIONES EN DONDE EL CONTROL DE VELOCIDAD RESULTA RELEVANTE.

EL TIPO DE CONTROL, COMO SE MUESTRA EN LAS SIGUIENTES LAMINAS PUEDE EFECTUARSE PRINCIPALMENTE A TRAVES DE DOS METODOS, A SABER: CONTROL POR VARIACION DE LA TENSION APLICADA Y POR MODIFICACION DE LA CORRIENTE DE CAMPO (FLUJO MAGNETICO). NO OBSTANTE, LA MAYOR PRECISION DEL PRIMERO DE ELLOS, AUNADO A LOS DIFERENTES METODOS DE CONTROL DE TENSION DE QUE SE DISPONE HOY EN DIA, LO HACEN MAS UTILIZADO; SIRVIENDO EL SEGUNDO (CONTROL DE CORRIENTE DE CAMPO) COMO COMPLEMENTO DEL PRIMERO.



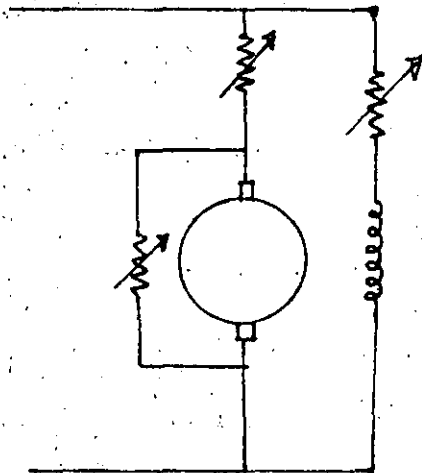
$$N = \frac{V - I_A R_A}{K_2 \Phi}$$



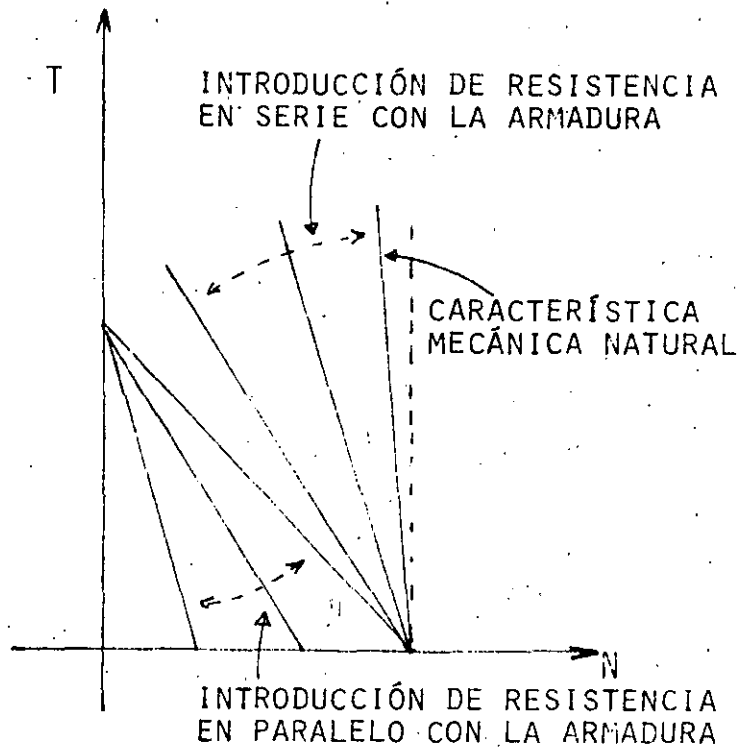
$$I \text{ CAMPO} = F(\Phi)$$

+ CONTROL POR RESISTENCIAS Y SU EFECTO EN LA CURVA DE PAR

MOTOR EXCITACIÓN DERIVACIÓN

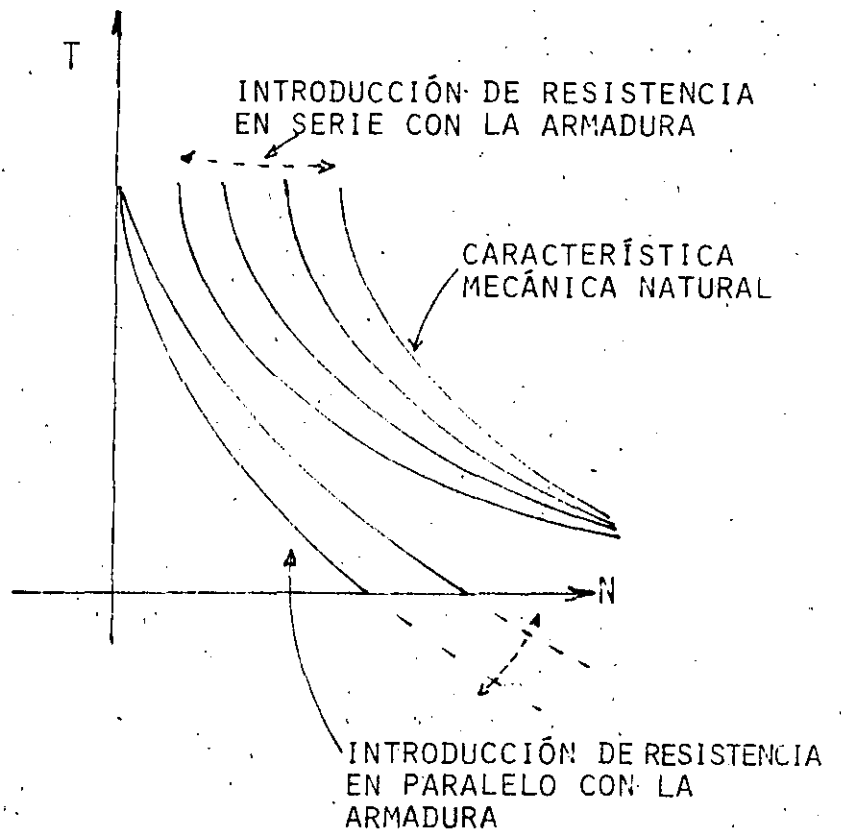
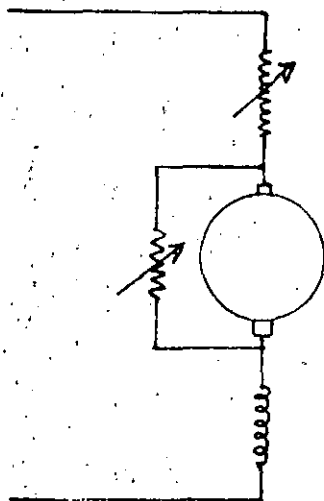


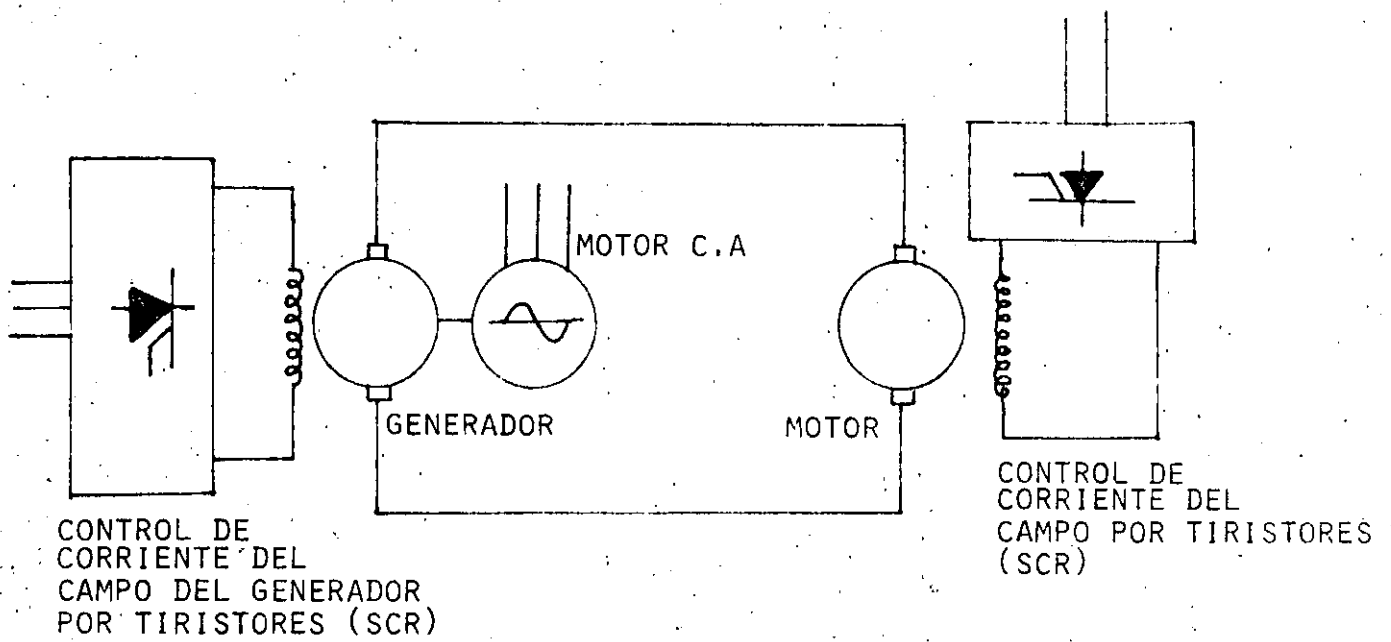
$$N = \frac{V - \frac{R_A T}{K_1 \Phi}}{K_2 \Phi}$$



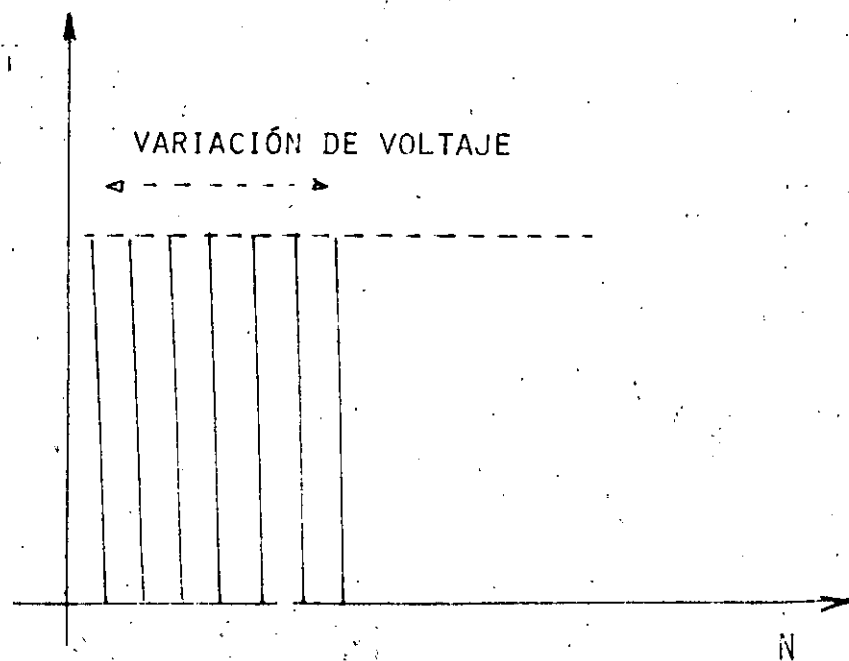
$$T = K_1 \Phi I_A$$

MOTOR EXCITACIÓN SERIE



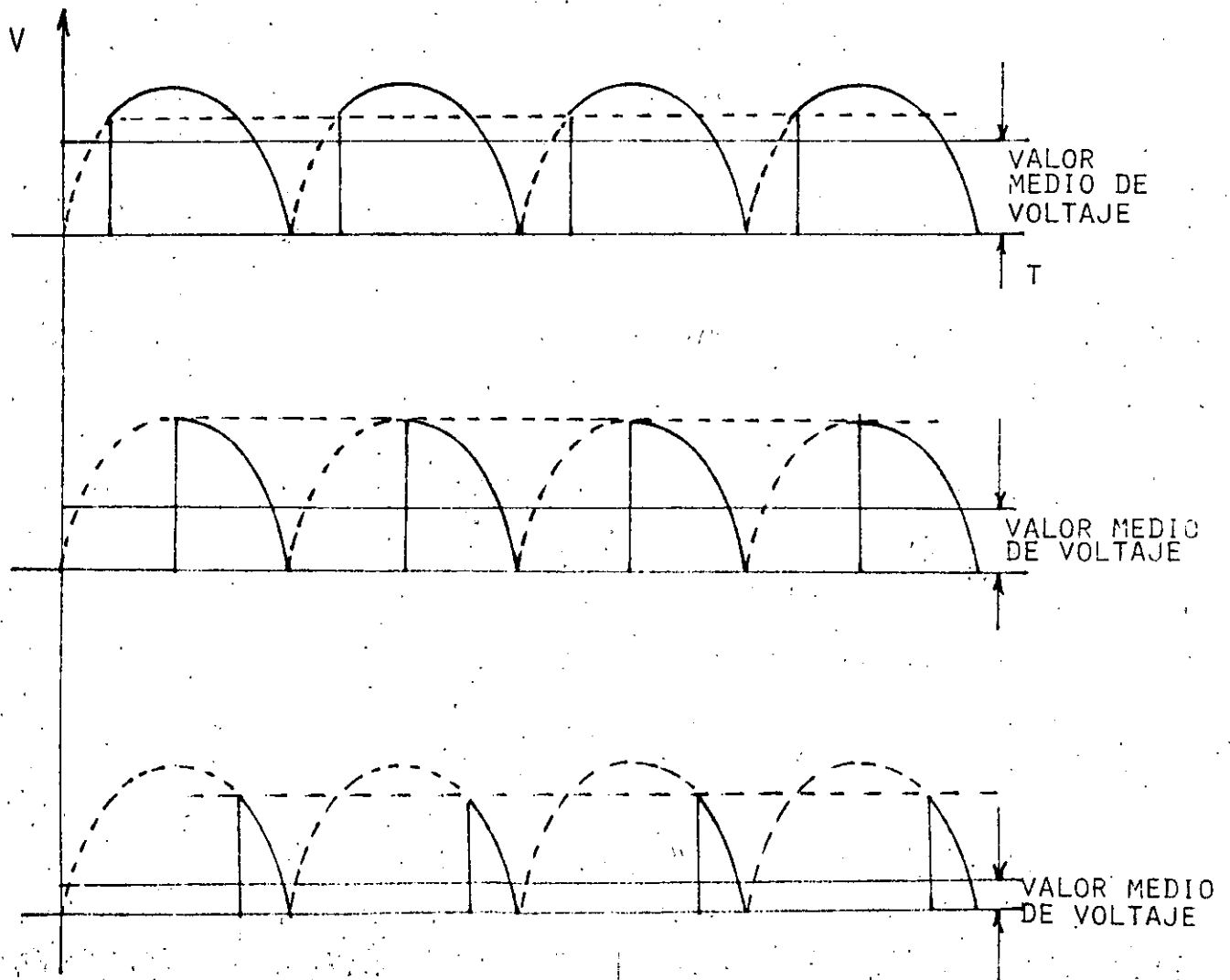
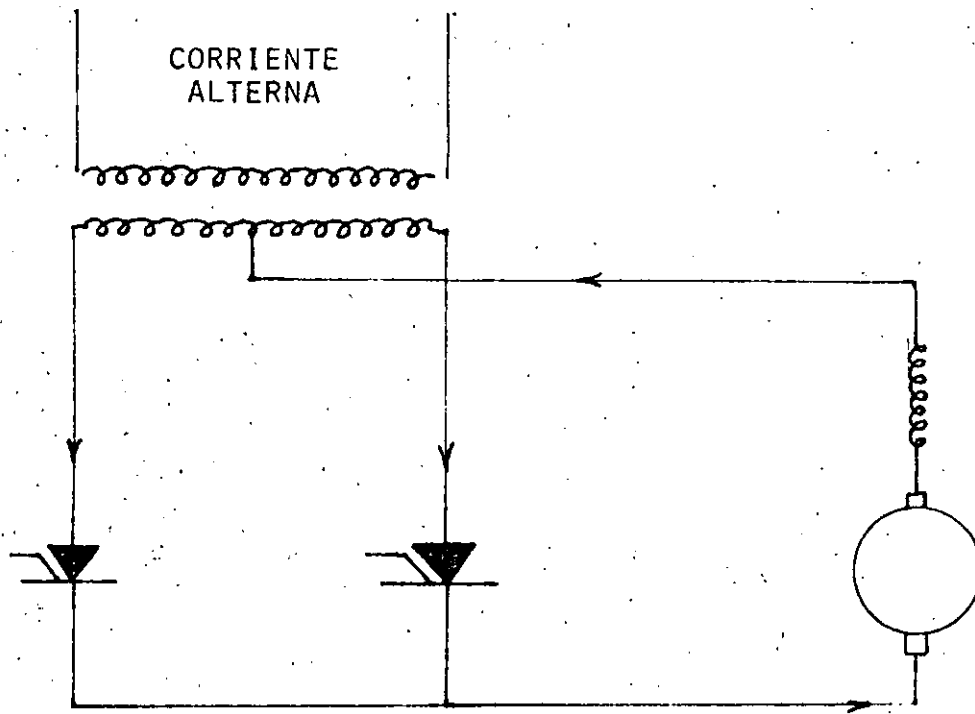


$$N = \frac{V - \frac{R_A I}{K_1 \phi}}{K_2 \phi}$$



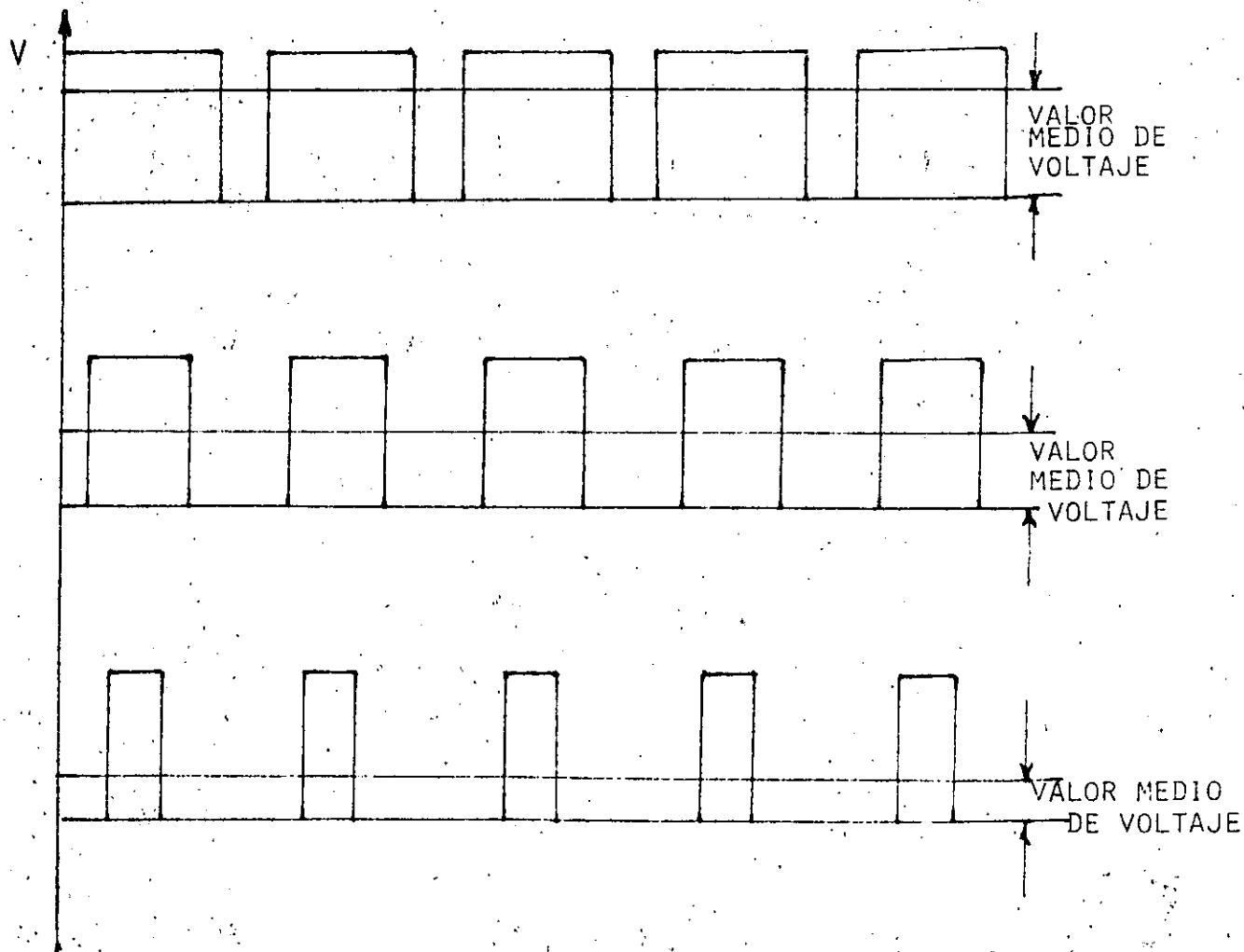
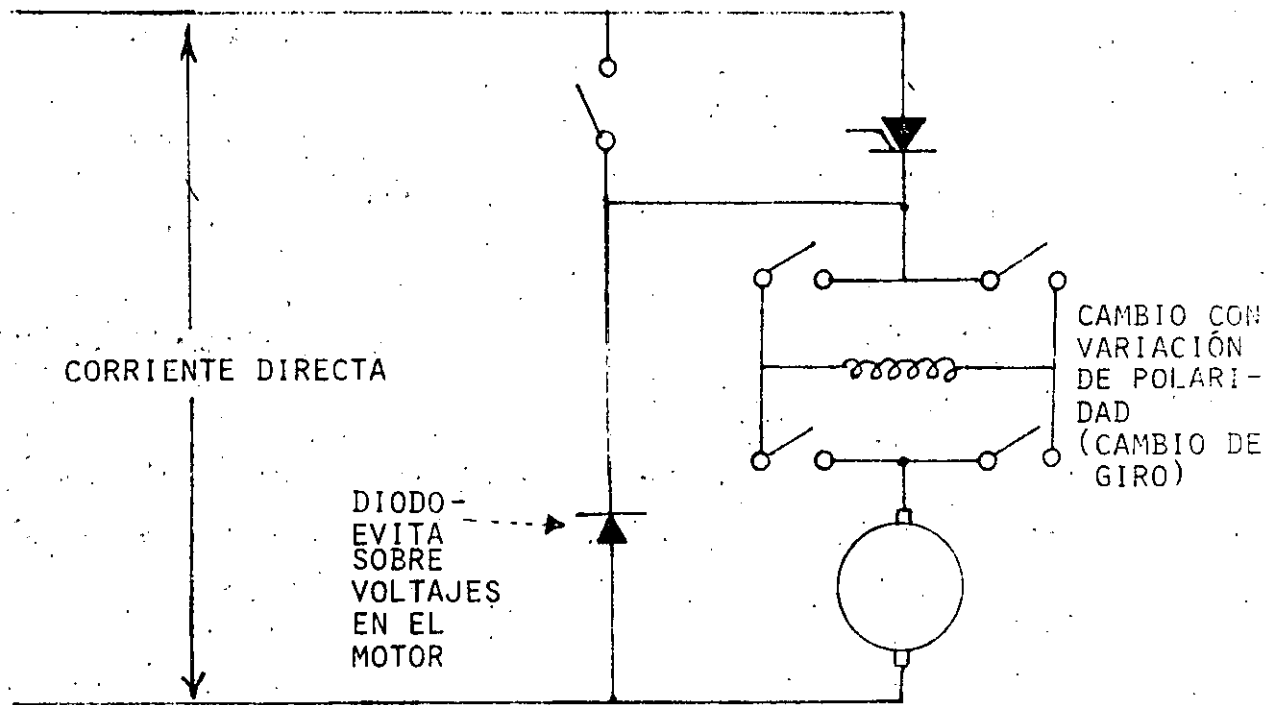
CONTROL DE VELOCIDAD DIRECTA
POR TIRISTORES CON FUENTE DE CORRIENTE ALTERNA

14



CONTROL DE VELOCIDAD DIRECTA POR TIRISTORES CON FUENTE DE CORRIENTE DIRECTA

15



V - FRENADO EN MOTORES DE C.D.

UNA DE LAS CARACTERÍSTICAS MAS FAVORABLES QUE PRESENTAN LOS MOTORES DE C.D., ES LA OPERACION DE FRENADO QUE PUEDEN EFECTUAR GRACIAS A LA REVERSIBILIDAD AL ACTUAR COMO GENERADORES.

LAS VENTAJAS DEL FRENADO ELECTRICO ESTIBAN EN LA ADECUADA REGULACION, FINO ESCALONAMIENTO Y SOBRE TODO EN LA AUSENCIA DE DESGASTES QUE IMPLICA BAJO MANTENIMIENTO.

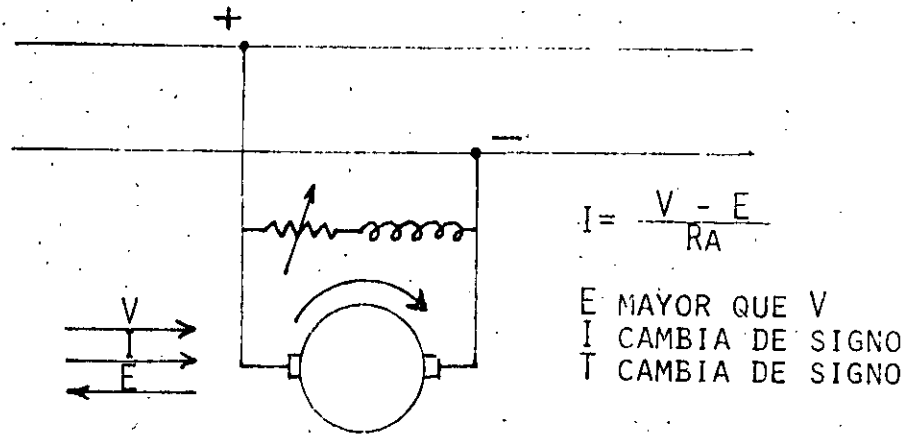
A FIN DE QUE UNA MAQUINA DE DIRECTA, PROPORCIONE UN PAR DE FRENADO ES NECESARIO QUE EL CAMPO O LA CORRIENTE DE ARMADURA INVIERTAN SU SENTIDO RESPECTO AL FUNCIONAMIENTO COMO MOTOR, ASI LA ENERGIA GENERADA SE TRANSFORMA EN CALOR A TRAVES DE RESISTENCIAS O SE DEVUELVE A LA RED.

LOS TIPOS PRINCIPALES DE FRENADO, SE ENUNCIAN A CONTINUACION:

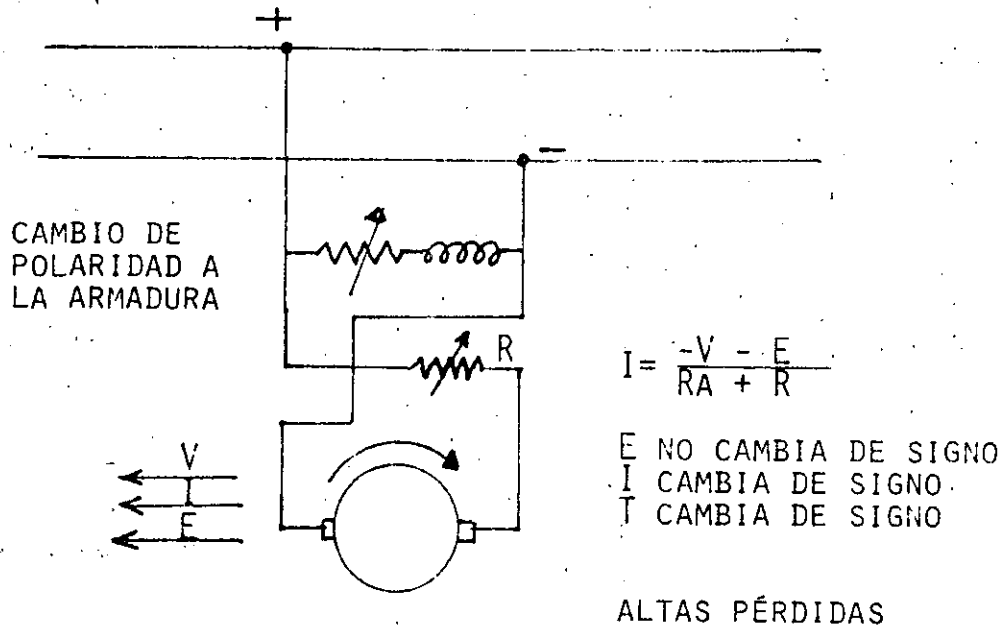
TIPOS BASICOS DE FRENADO

17

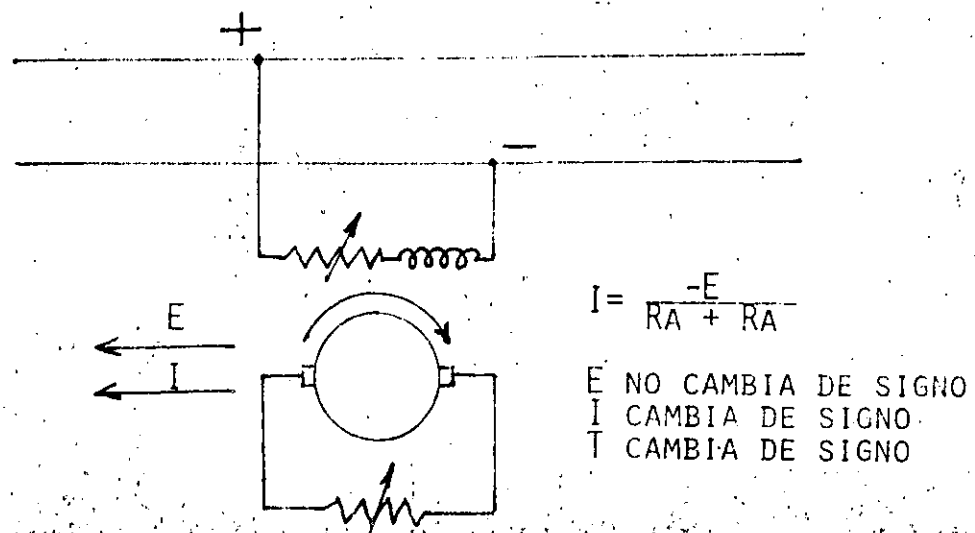
1) FRENADO REGENERATIVO



2) FRENADO EN OPOSICIÓN

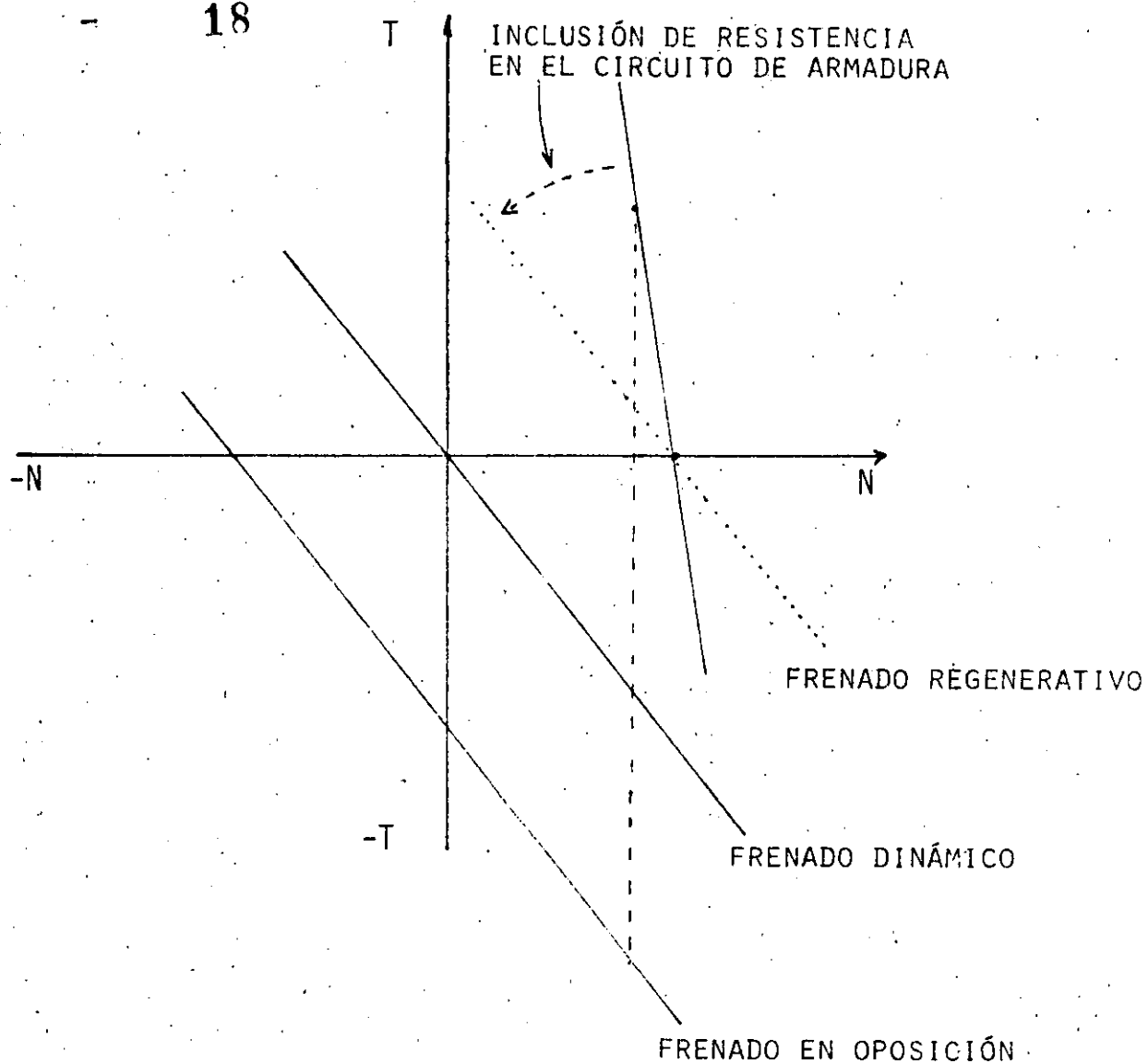


3) FRENADO DINÁMICO



COMPORTAMIENTO MECANICO DE UN MOTOR EXCITACION
DERIVACION EN CONDICIONES DE FRENADO

18



VI - APLICACIONES INDUSTRIALES DE LOS MOTORES DE CORRIENTE DIRECTA

LA PREGUNTA DE SI ELIGE UN MOTOR DE CORRIENTE ALTERNA O DIRECTA, SE PLANTEA NO SIN RAZON. SIN EMBARGO, DADA LA DIVERSIDAD DE REQUERIMIENTOS Y LAS DIFERENTES CARACTERISTICAS QUE OFRECEN LAS FAMILIAS DE AMBOS TIPOS DE MAQUINAS, NO ES FACIL CONTESTAR SIN UN CONOCIMIENTO PROFUNDO DE LAS CONDICIONES QUE EN LA MAYORIA DE LOS CASOS VIENEN DADAS POR:

- TIPO DEL PROCESO DE PRODUCCION (EXIGENCIAS DE CONTROL, REGULACION Y AUTOMATIZACION.
- COMPORTAMIENTO PAR - VELOCIDAD DE LA MAQUINA A OPERAR
- EXIGENCIAS DE ACELERACION, DECELERACION.

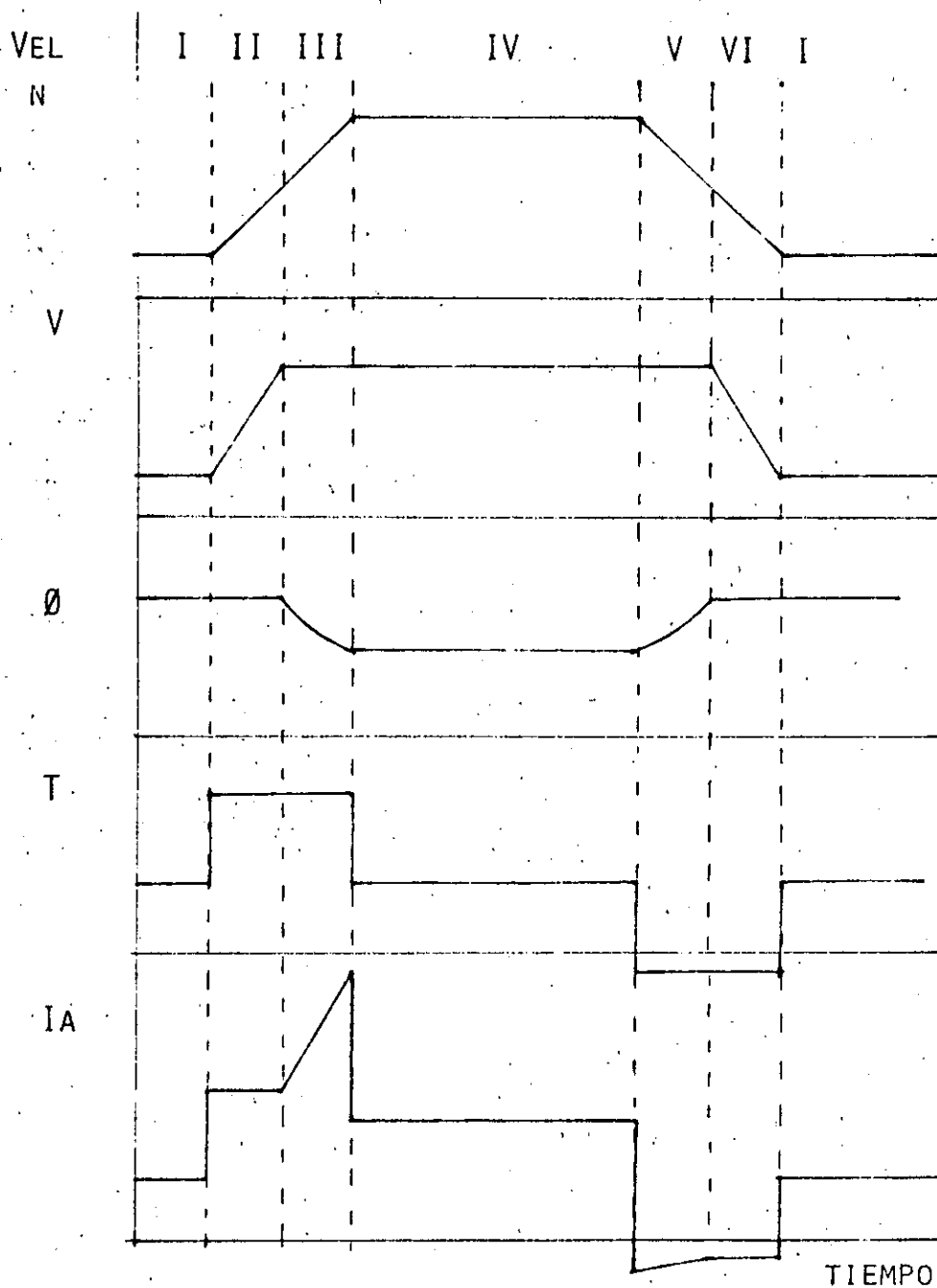
ALGUNAS APLICACIONES ESPECIFICAS SE ENCUENTRAN EN:

- TRENES DE LAMINACION -

EN GENERAL ESTE TIPO DE PROCESO SE CARACTERIZA POR OPERACIONES CON CAMBIOS DE VELOCIDAD, ACELERACIONES Y DECELERACIONES RAPIDAS Y CONTROL DE VELOCIDAD MUY PRECISO, UN EJEMPLO DEL COMPORTAMIENTO DE ESTE TIPO DE PROCESO SE MUESTRA A CONTINUACION:

COMPORTAMIENTO DE UN MOTOR DE CORRIENTE DIRECTA EN UN TREN DE LAMINACIÓN

20



INTERVALOS DE OPERACIÓN

- I.- VELOCIDAD EN VACIO
- II Y III.- ACCELERACIÓN
- IV.- VELOCIDAD DE OPERACIÓN
- V Y VI.- DECELERACIÓN

- MAQUINAS PARA LA INDUSTRIA DE PAPEL -

UN GRAN NUMERO DE MAQUINAS DE ESTE TIPO REQUIEREN FRECUENTEMENTE DE UN PAR CONSTANTE, DENTRO DE UN AMPLIO MARGEN DE REVOLUCIONES: EN ALGUNOS CASOS ES NECESARIO AJUSTAR LA VELOCIDAD EN UN MARGEN DE 1:3 HASTA 1:7 Y OCASIONALMENTE HASTA 1:20. LA SINCRONIZACION DE LOS GRUPOS DE MOTORES EN EL PROCESO RESULTA MUY CRITICA, GENERALMENTE EN EL ORDEN DE 0.1% A 0.03%.

- MAQUINAS HERRAMIENTAS -

EL DESARROLLO MODERNO DE ESTE TIPO DE MAQUINAS, ESPECIALMENTE EN EL CASO DE MAQUINAS DE CONTROL NUMERICO PARA VERSIONES DE TORNOS O CENTROS DE MAQUINADO, IMPONEN CARACTERISTICAS, TALES COMO: AMPLIO MARGEN DE REVOLUCIONES, CON VARIACION PAULATINA; CAMBIO SENCILLO DE GIRO; BUENAS POSIBILIDADES DE REGULACION DINAMICA Y CON ELLO BUENA ADAPTABILIDAD DEL PAR, ACELERACION Y DECELERACION A LAS CONDICIONES DE TRABAJO EN CADA CASO.

- GRUAS Y ELEVADORES -

HOY EN DIA SE FABRICAN MOTORES PARA SU APLICACION EN GRUAS HASTA POTENCIAS DE UNOS 750 Kw POR UNIDAD.

LA APLICACION EN ESTOS CASOS ES UNIVERSAL Y LOS MOTORES DE C.D. SE ENCUENTRAN EN GRUAS DE ASTILLEROS, SIDERURGIA, INDUSTRIA DE LA CONSTRUCCION, ALMACENES, ETC.

GENERALMENTE SE BUSCAN AMPLIOS MARGENES DE REVOLUCIONES, CAMBIO DE GIRO Y TIEMPOS DE ACELERACION Y DECELERACION MUY CORTOS.

LA APLICACION DE MOTORES DE C.D. RESULTA TIPICA EN ELEVADORES DE ALTA VELOCIDAD PARA TRANSPORTE DE PERSONAS UTILIZADOS EN EDIFICIOS MUY ELEVADOS, EN CONTRASTE CON LOS UTILIZADOS EN EDIFICIOS DE APARTAMENTOS DE BAJA VELOCIDAD, GENERALMENTE ACCIONADOS POR MOTORES DE INDUCCION.

VII - APLICACIONES TRACTIVAS

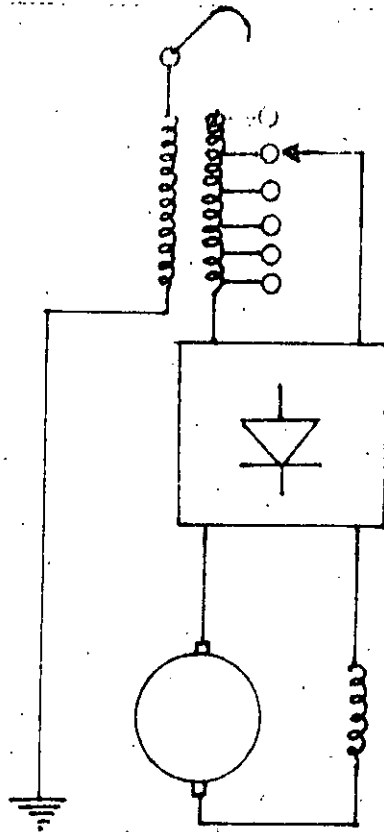
EL CAMPO NATURAL DE LOS MOTORES DE C.D. Y EN ESPECIAL EL DE EXCITACION SERIE SE DA EN EL TERRENO DE TRANSPORTE, ASI ELLOS SE ENCUENTRAN EN TODO TIPO DE VEHICULOS TALES COMO: LOCOMOTORAS, TRANVIAS, TROLEBUSES, SISTEMAS DE TRANSPORTE COLECTIVO (METRO), ETC.

LA FUENTE DE ALIMENTACION PROVIENE DE REDES DE C.A. Y C.D.; SI EL VEHICULO ES AUTOPROPULSADO ENTONCES LA ENERGIA PROVIENE DE BATERIAS O GENERADORES ACCIONADOS POR MOTORES DE COMBUSTION INTERNA, GENERALMENTE A DIESEL.

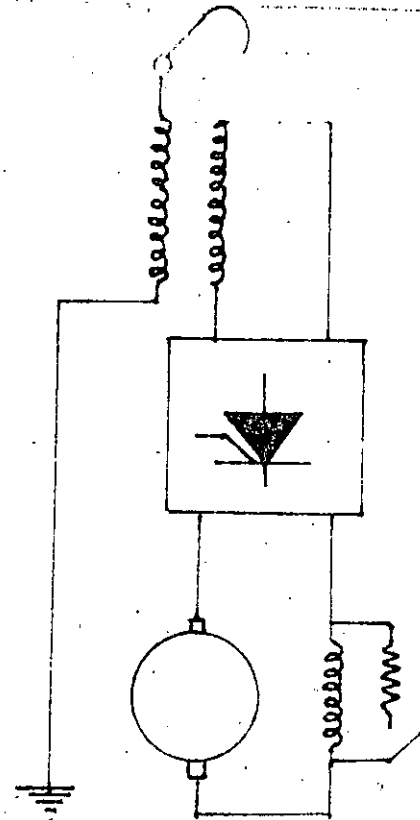
A CONTINUACION SE MUESTRAN CASOS ESPECIFICOS AL RESPECTO.

CONTROL DE VELOCIDAD POR MEDIO DE VARIACION DE TENSION Y ALIMENTACIÓN DE C.A.

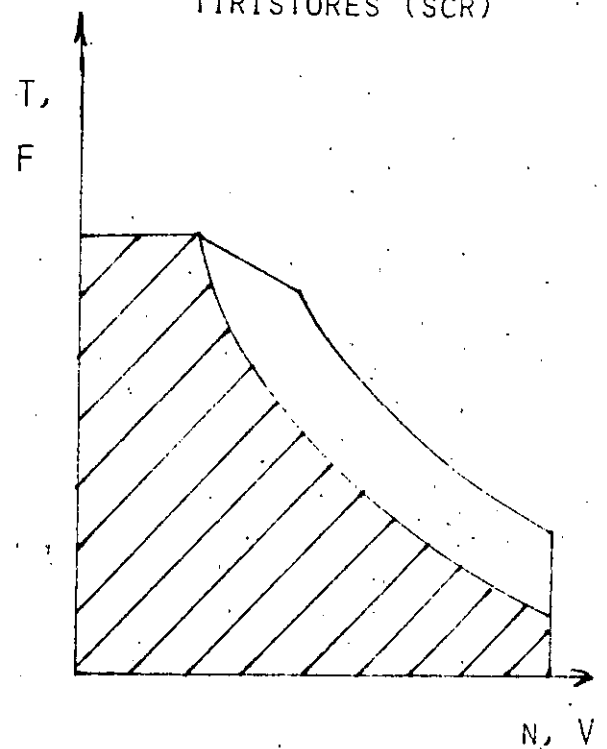
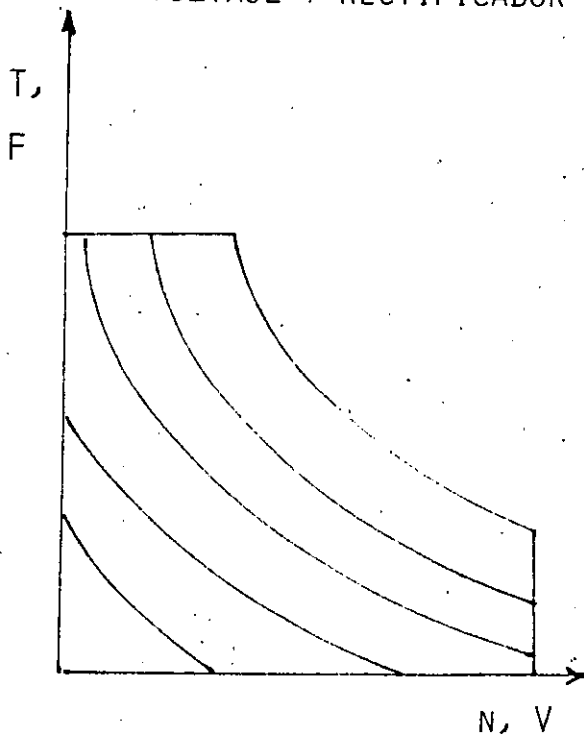
23



CONTROL CON TRANSFORMADOR CON DERIVACIONES DE VOLTAGE Y RECTIFICADOR



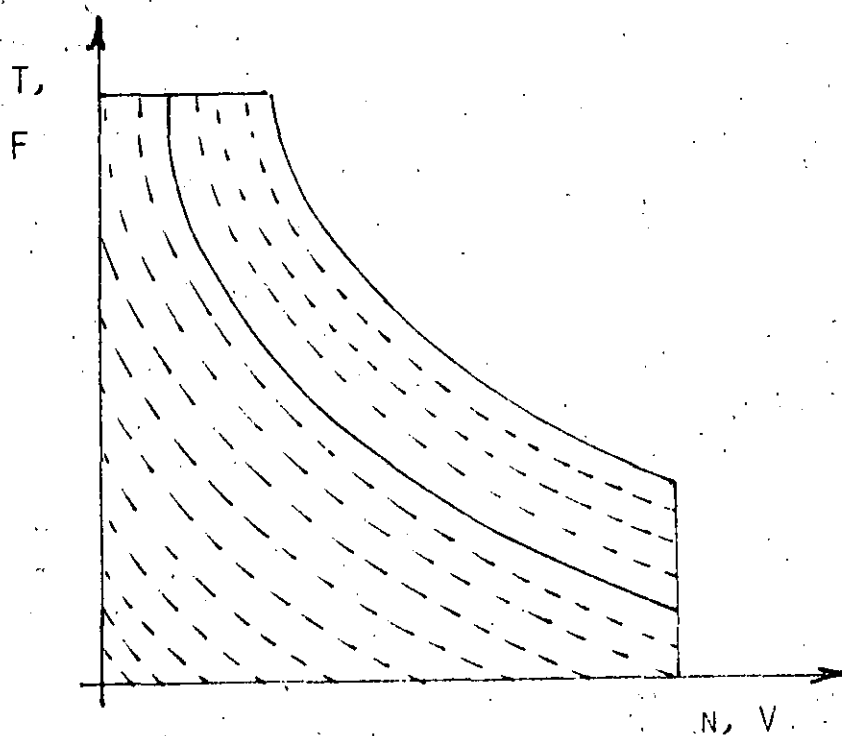
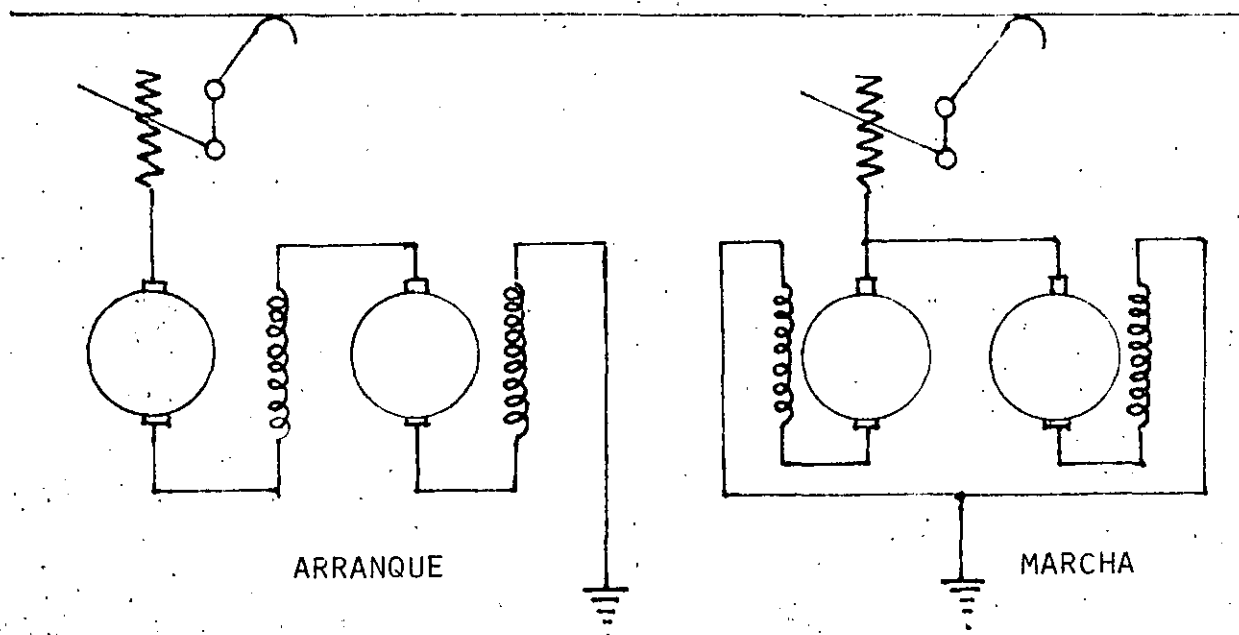
CONTROL CON VARIACIÓN DE VOLTAGE POR MEDIO DE TIRISTORES (SCR)

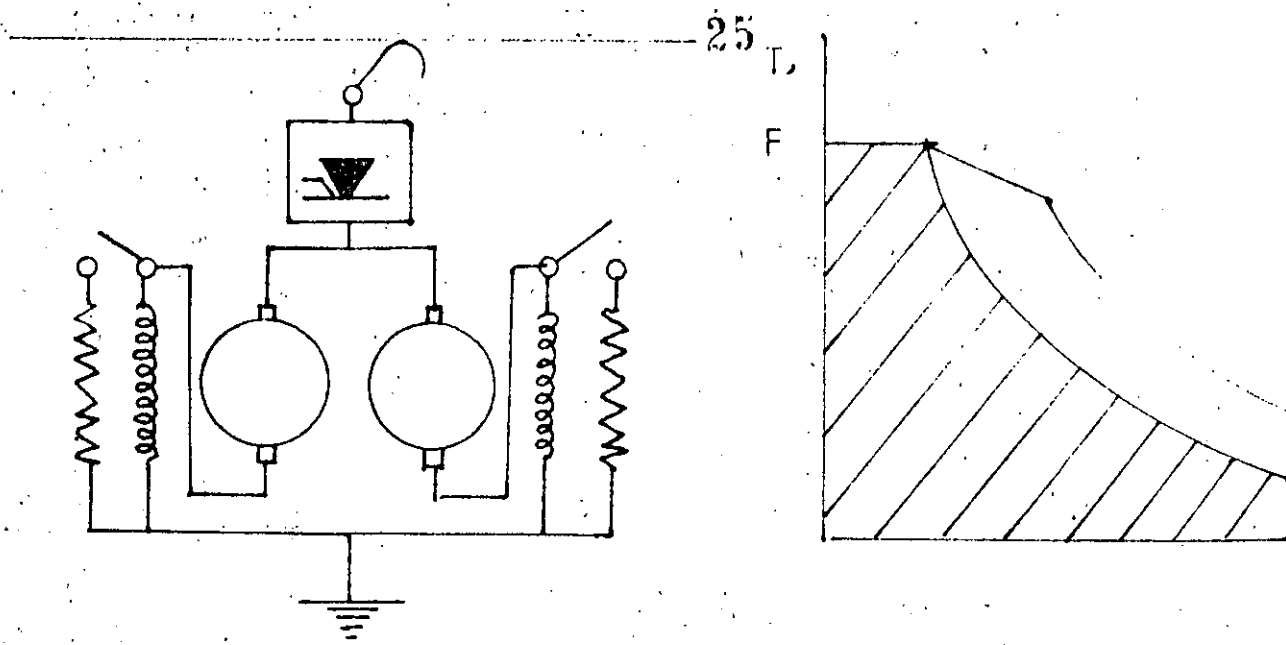


F= FUERZA TRACTIVA
V= VELOCIDAD DEL VEHÍCULO

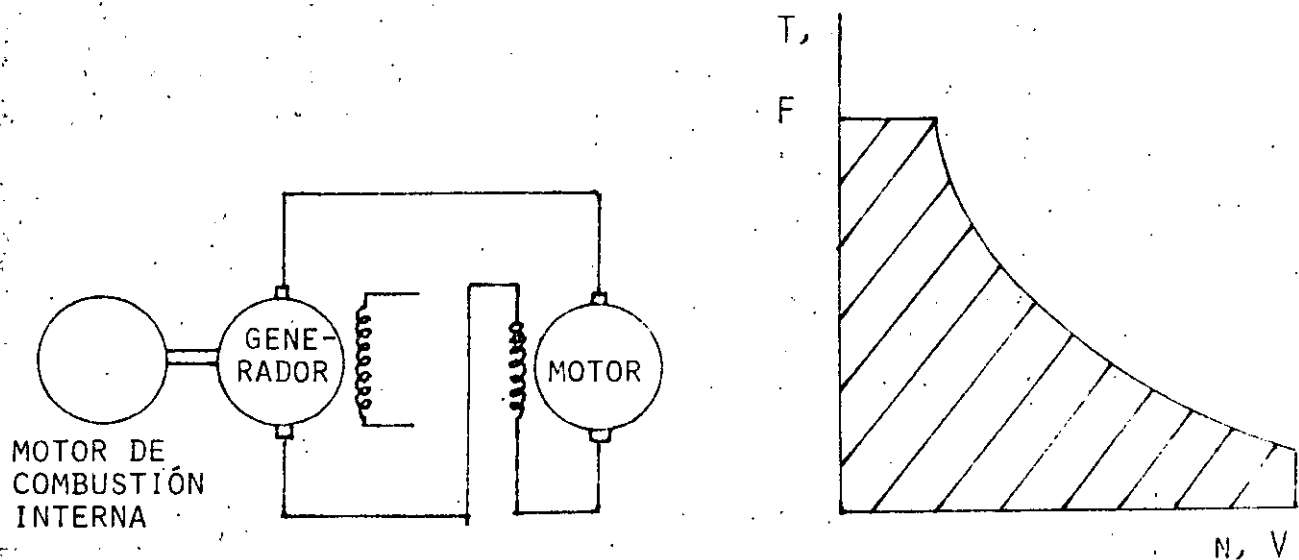
CONTROL DE VELOCIDAD POR MEDIO DE CONEXIÓN SERIE-PARALELO Y ALIMENTACIÓN DE C.D.

24





CONTROL DE VELOCIDAD POR MEDIO DE TIRISTORES Y ALIMENTACIÓN DE C.D.

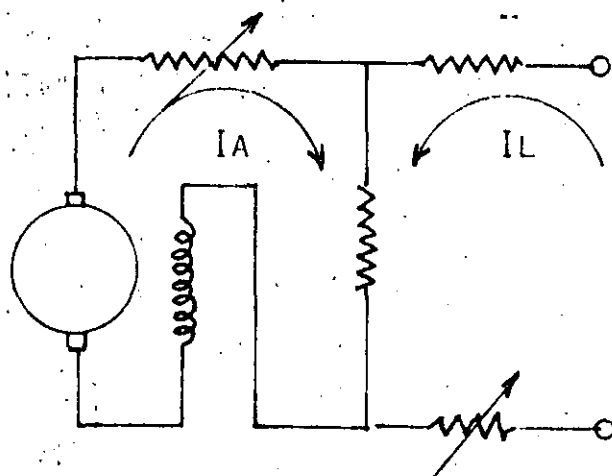


CONTROL DE VELOCIDAD EN VEHÍCULOS AUTO PROPULSADOS CON MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

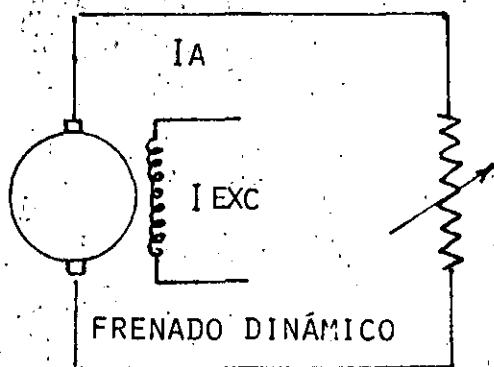
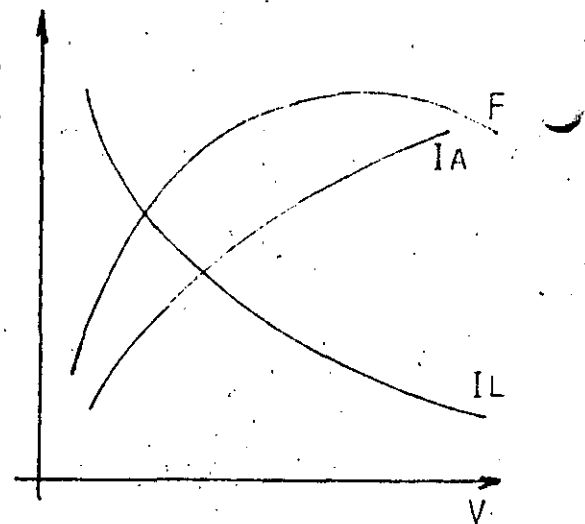
EJ.: (LOCOMOTORAS DIESEL-ELÉCTRICAS)

DIFERENTES CONDICIONES DE FRENADO Y SUS CURVAS CARACTERÍSTICAS

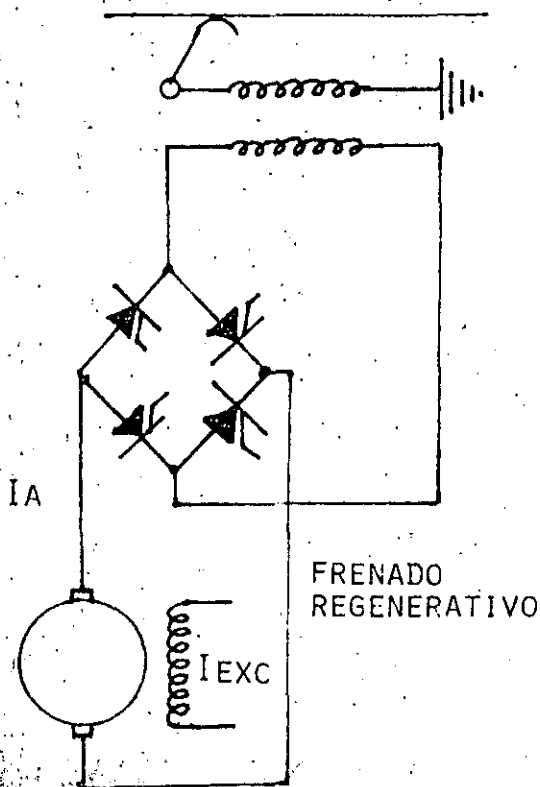
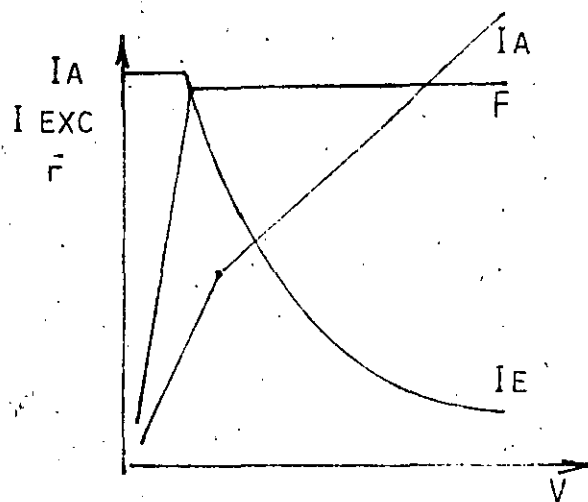
26



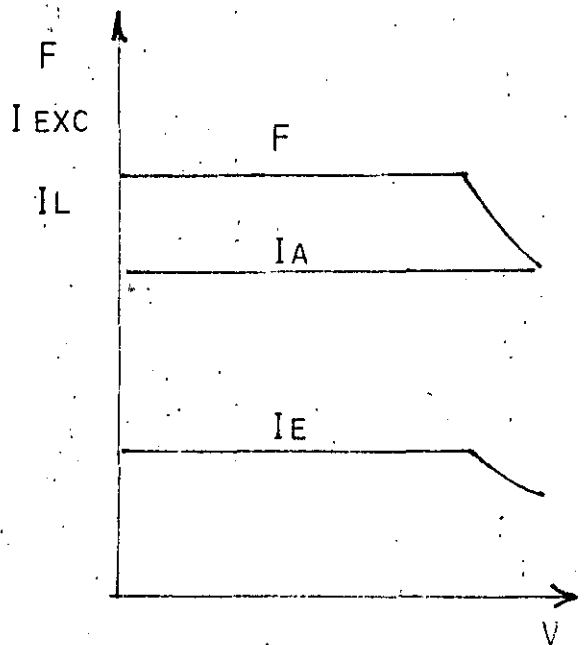
FRENADO DINÁMICO CON RESISTENCIA DE COMPENSACIÓN



FRENADO DINÁMICO



FRENADO REGENERATIVO



SAVING ENERGY WITH ELECTROMAGNETIC CLUTCHES AND BRAKES

Electromagnetic clutches and brakes react quickly and cycle rapidly. Thus, they are well suited to applications requiring fast, smooth starts and stops, frequent jogging, and accurate indexing or reversing. What's more, they often conserve energy by allowing the use of a smaller motor.

JAMES J. WILSON
Electroid Co.
Union, N. J.

THE ENERGY shortage has stirred interest in finding new applications for electromagnetic clutches and brakes. With these components, starting and stopping torques often can be produced with much smaller motors. The motor can be brought up to speed separately and then coupled to the load through the clutch. Thus, the motor need not provide high starting torque to overcome the breakaway friction of the load.

Improving Lathe Performance with an Electromagnetic Clutch/Brake

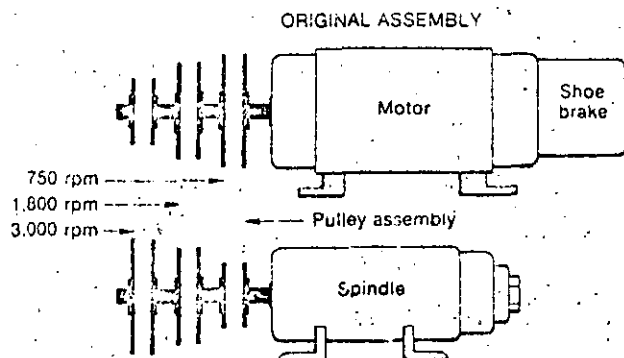
In a typical application of an electromagnetic clutch/brake assembly, the cycling rate of a common machine-shop lathe was doubled to increase production. Originally, the three-speed pulley arrangement was run by a 0.5-hp ac motor with a shoe-brake assembly. The load was picked up directly by the motor, and the shoe-brake stopped the lathe when the motor shut off.

A disadvantage of this machine was its slow response. Considerable time was required for the motor to come up to full speed and for the brake to stop the spindle. Thus, the machine was not suited for high production operation with high cycling rates.

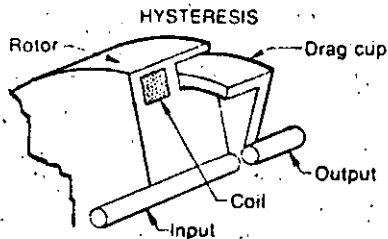
By replacing the existing shoe-brake with an electromagnetic clutch assembly, however, cycling time was increased by 100%, motor life improved, and considerable energy saved. The figures show the lathe assembly before and after the modification.

In the modified assembly, the motor is connected to the load through the clutch/brake combination. The motor runs continuously at constant speed, and the load is engaged by the clutch. At the end of a cycle, the clutch disengages and the brake stops the spindle.

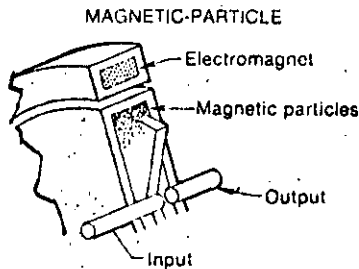
To find the proper clutch/brake assembly to increase the cycling rate from 35 to 70 cycles/hr, first calculate the required torque from Equation



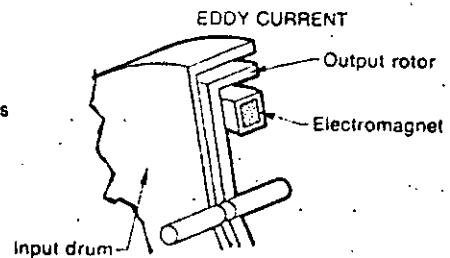
Nonfriction Clutches and Brakes



Hysteresis currents couple input and output. These devices are limited to low-torque applications such as tape drives and instrumentation servos.



Magnetic particles form rigid bond between input and output. These devices provide high torque-to-signal linearity over a wide control range.



Eddy currents couple input and output rotors. These devices have a moderately slow response and are widely used in adjustable-speed drive systems.

1. This is a light-duty application, so $K = 1.5$. Also, the low-speed condition requires the highest torque, therefore, $N = 750$ rpm. Torque is

$$\begin{aligned} T &= 5,250 (1.5) (0.5) / 750 \\ &= 5.25 \text{ lb-ft} \\ &= 63 \text{ lb-in.} \end{aligned}$$

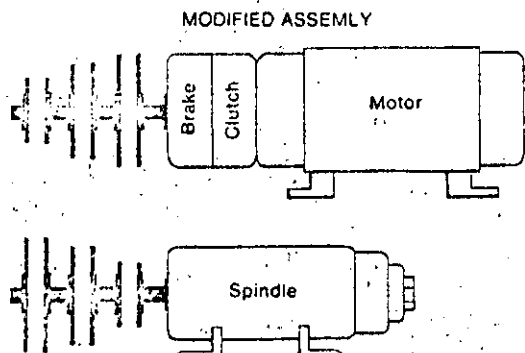
From the chart, a 2½-in. diameter brake unit delivers the required torque. Now, the brake must be checked for heat capacity. Because high speed operation is the worst case for heat generation, $N = 3,000$ rpm is used in this calculation. From the table, $A = 14$ for this clutch/brake. Also, inertia of the system is $WR^2 = 0.398$ lb-ft²/in. Therefore, the maximum number of starts or stops at 3,000 rpm is

$$\begin{aligned} C &= \frac{4 \times 10^5 (14)}{(0.398) (3,000)^2} \\ &= 1.56 \text{ operations/min} \\ &= 94 \text{ operations/hr} \end{aligned}$$

which is greater than the required 70 operations/hr. From Equation 3, heat input is

$$\begin{aligned} E &= 1.71 (0.398) (1.56) (3,000/100)^2 \\ &= 949 \text{ lb-ft/min} \end{aligned}$$

Checking the heat dissipation graph, the 2½-in. diameter brake has a capacity of 3,100 lb-ft min, therefore it is adequate for the application.



Electromagnetic clutches use electromagnetism to couple the input and output shafts. An electric coil generates a magnetic field that attracts the mating faces into engagement to transmit rotary power. The amount of current applied to the coil controls the strength of the magnetic field and, thus, the torque transmitted.

Similarly, electromagnetic brakes use a magnetic field to attract the brake faces into engagement. In this case, though, one of the faces is stationary while the other rotates with the turning member.

In addition to separate units, combined brake and clutch assemblies also are available. These assemblies operate according to the same principles as the separate units.

Generally, electromagnetism is surrounded by an aura of mystery. As a result, there is some confusion about recommended design procedures for electromagnetic clutches and brakes, even though the devices themselves are not overly sophisticated. This article shows how to evaluate electromagnetic clutches and brakes and presents a

simplified procedure for picking the best one for an application.

Two Basic Types

Electromagnetic clutches and brakes can be grouped into two main categories: frictionless types, which do not use physical contact between the input and output, and friction types which also include positive engagement devices.

Frictionless clutches and brakes include magnetic particle, eddy current, and hysteresis. In the magnetic particle clutch, fine magnetic powder in the demagnetized state is free-flowing between the input and output members. When the coil is energized, the particles are magnetized and brought together to form a chain almost like a solid mass of metal. More expensive than friction units, they provide fast response and smooth operation. Torque is independent of slip speed.

The eddy current clutch employs a magnetic field in which eddy currents produce the driving force. With this method, the input drum must rotate faster than the output rotor to produce torque. As a result, this type of clutch cannot be used for zero-slip applications. It also may be sensitive to temperature. Eddy current clutches are used in adjustable speed drives for web processing equipment, extruders, conveyors, hydraulic test stands, printing presses, and packaging machines.

The principle behind the hysteresis clutch is that the magnetic field alone provides the force necessary to transmit torque. This type of clutch is usually limited to the lower torque ranges (less than 10 lb-ft). Its main advantage is good linearity over a wide control range. Torque is independent of slip speed.

Friction clutches and brakes are called the workhorses of industry — they are inexpensive, versatile, and fast acting. In an electrically-actuated friction clutch, the rotor is mounted to the motor shaft and held with a key. Inserted into the rotor face is a ring of friction material that provides a surface for distributing the engagement force over a large area, resulting in long wear.

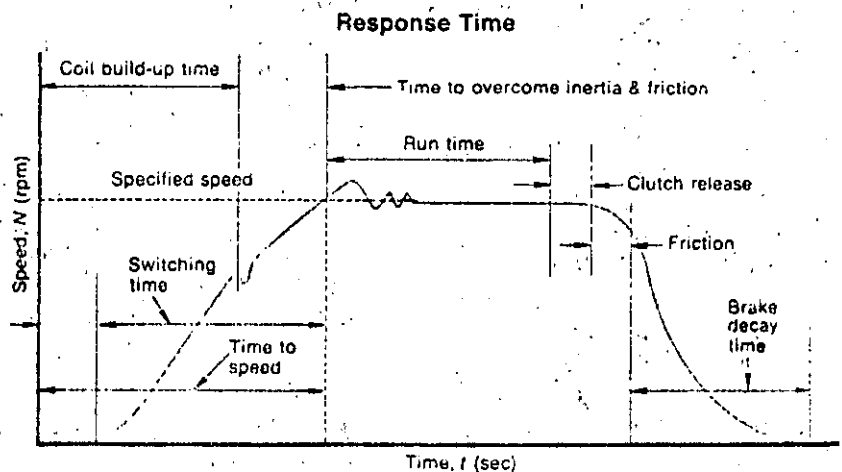
In many applications, a load must be picked up gradually, and when one clutch member rotates faster than the other, the clutch slips. As the two parts are brought closer, friction between them increases, and the driven part rotates faster and faster until both parts are operating at the same speed (no slip). This gradual engagement allows the load to be picked up slowly and smoothly. (*Slip speed* is the speed at which the driver is turning, minus the speed of the driven member.)

A nonmetallic friction material usually is mounted between the driving and driven mem-

bers for good wear resistance. A variety of materials is available to suit almost any application. The main drawbacks to friction clutches are the wear of contact surfaces, and their need for adjustment and eventual replacement. In addition, units have to be derated for continuous slip.

Single and multiple disc designs are available for both axial and radial clutches. While a single-disc design may have greater contact surface per disc, a multiple-disc clutch has greater total surface, therefore greater capacity. By stacking, or increasing the number of discs, the diameter of a friction clutch can be reduced without a loss of capacity. This feature is useful where available space on the machine or system is limited. However, multiple-disc clutches usually are not recommended for continuous slip.

A positive engagement clutch can be used in situations where the gradual engagement of the load is not required. In this case, a toothed armature is drawn



This response curve shows how speed varies with time for a typical clutch/brake assembly. Response time, or time to speed, is defined as the time from the moment of energization until rotation reaches a specified speed.

These tables provide a quick guide for sizing an electromagnetic clutch or brake for an application. To use the tables, first determine if the application is light-duty ($K = 1.5$) or heavy-duty ($K = 3.0$). Then, use the motor horsepower rating and the shaft speed to determine the diameter of the clutch or brake. These tables produce basically the same result as using Equation 1 and the heat dissipation and inertia tables. Of course, once the size is found, the heat capacity must also be checked.

Light Duty

Motor Size (hp)	Shaft Speed (rpm)														Clutch Diam (in.)
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1,000	1,100	1,200	1,500	1,800	
1/50															1 3/4
1/20															
1/11															
1/8															
1/6															2 1/4
1/4															
1/3															2
1/2															
3/4															4 1/4
1															
1 1/2															
2															8 1/2
3															

Heavy Duty

Motor Size (hp)	Shaft Speed (rpm)														Clutch Diam (in.)
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1,000	1,100	1,200	1,500	1,800	
1/50															1 3/4
1/20															
1/11															
1/8															
1/6															2 1/4
1/4															
1/3															2 5/8
1/2															
3/4															4 1/4
1															
1 1/2															
2															5 5/8
3															

into contact axially with a magnetic body that has mating teeth. As soon as contact is made, speed of the driven member equals that of the driving member.

Positive - engagement clutches and brakes have a large torque capacity for their size. However, because of the shock loading generated by this type of engagement, their top speed is limited to 300 rpm. Heat dissipation is not a factor. Because the mating surfaces do not slip, this type of clutch does not generate appreciable heat during engagement. The need for an "on-off" device is probably the main limitation of the positive engagement clutch.

Key Design Factors

There are certain key characteristics and parameters that determine the right size clutch or brake for a specific job. One of the most important design considerations is response time. Clutch response or "time to speed" is defined as the time from the moment the clutch is energized until a specified speed is reached.

Rotation, however, does not start until the torque output of the clutch exceeds the friction load. Where the load is small, time to overcome friction can be ignored because the clutch has enough output at the instant of contact.

Faster overall response can be produced by applying forcing voltages of up to 50 times the continuous-duty coil voltage rating. This technique can reduce response time by 50% to 80%. Energizing a 1.5-Vdc coil with 75-Vdc for several milliseconds is an example of the method.

Actual response time depends upon the load on the clutch or brake or the difference in angular speed between driver and driven load. Decay time de-

depends on both switching technique and contact protection. Without contact protection, disengagement times of about 50% or less of response time values can be expected.

To ensure fast response operation, switching must be performed on the dc side of the power supply rather than the ac side. In this way, response time is not affected by the time required to stabilize the filtering network of the power supply.

The capacity of a clutch is determined by its ability to maintain contact between driver and driven machine; namely, to transmit torque. Generally, the larger the working surface or contact area of a clutch face, the greater its capacity to transmit torque.

Three types of torque are important in clutch applications. The torque a clutch can transmit during slip is called dynamic torque. A second type of torque, encountered when a load must be accelerated or brought from rest to a certain speed within a given time period, is known as time-to-speed or average torque. When the clutch is fully engaged, a condition of zero slip, the clutch transmits its maximum running torque, called static or full-load running torque.

The torque for clutch/brake selection can be expressed in terms of horsepower and speed, or time and speed, thus

$$T = 5,250KP/N \quad (1)$$

$$T_{acc} = (\Delta N)WR^2/308t \quad (2)$$

When the actual torque requirement is not available and the inertia of the load WR^2 cannot be determined easily, Equation 1 must be used. The value of safety factor K generally varies between 1.5 and 3. For light or medium duty applications, such as milling machines which begin to cut after the tool has been brought up to speed, the

service factor is 1.5. In this case, maximum torque is required *after* acceleration.

A service factor of 3 is used in heavy-duty applications, for example starting the mixing barrel of a cement truck. In this case, the load must be accelerated from zero speed to some running speed, and maximum torque is required *during* acceleration. The tables in the box provide a quick guide for the sizing of the clutch/brake unit for a particular horsepower of the prime mover and shaft speed. Equation 2 accounts for the inertia of the system and the additional torque needed to overcome friction.

Finally, the heat dissipation capacity and cycling rate of the

unit also should be checked. During acceleration or deceleration of the load, heat is generated as the friction surfaces slip. The heat generated is found from

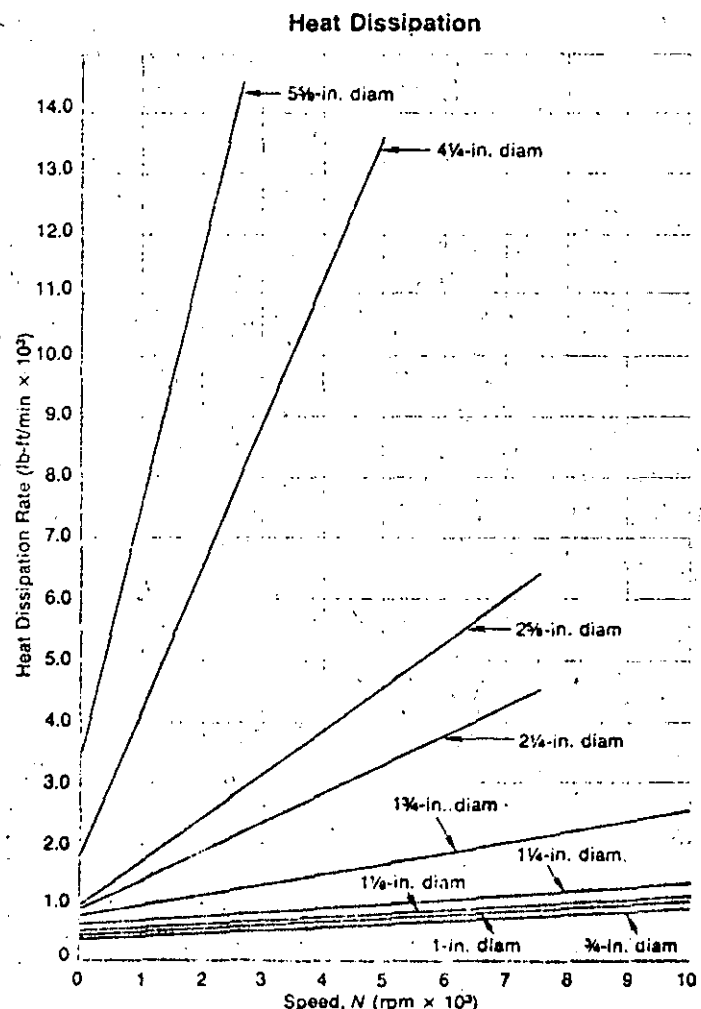
$$E = 1.7WR^2C(N/100)^2 \quad (3)$$

The upper limit on the number of starts or stops per minute is

$$C = (4 \times 10^5)A/WR^2N^2$$

The faster the cycling rate, the higher the heat input. Heat increases coil resistance, resulting in further slippage and increasing the heat input to the coil.

A high cycling rate (50% of duty cycle) usually produces greater wear and reduces operating life by as much as 50%



This graph is used to determine if the heat dissipation capacity of the selected clutch or brake is adequate. First heat input E is calculated from Equation 3. Then the heat dissipation rate of the device is found on the graph. If the calculated E is less than the rate from the graph, the selected unit is adequate.

Clutch/Brake Moments of Inertia

Diam (in.)	Inertia, WR^2 (lb-ft ² /in.)	Diam (in.)	Inertia, WR^2 (lb-ft ² /in.)	Diam (in.)	Inertia, WR^2 (lb-ft ² /in.)
3/4	0.00006	10-1/2	2.35	32	201.8
1	0.0002	10-3/4	2.58	33	228.2
1-1/4	0.0005	11	2.83	34	257.2
1-1/2	0.001	11-1/4	3.09	35	288.8
1-3/4	0.002	11-1/2	3.38	36	323.2
2	0.003	11-3/4	3.68	37	360.7
2-1/4	0.005	12	4.00	38	401.3
2-1/2	0.008	12-1/4	4.35	39	445.3
2-3/4	0.011	12-1/2	4.72	40	492.8
3	0.016	12-3/4	5.11	41	543.9
3-1/2	0.029	13	5.58	42	598.8
3-3/4	0.038	13-1/4	5.96	43	658.1
4	0.049	13-1/2	6.42	44	721.4
4-1/4	0.063	13-3/4	6.91	45	789.3
4-1/2	0.079	14	7.42	46	861.8
5	0.120	14-1/4	7.97	47	939.3
5-1/2	0.177	14-1/2	8.54	48	1021.8
6	0.250	14-3/4	9.15	49	1109.6
6-1/4	0.296	15	9.75	50	1203.1
6-1/2	0.345	16	12.61	51	1302.2
6-3/4	0.402	17	16.07	52	1407.4
7	0.464	18	20.21	53	1518.8
7-1/4	0.535	19	25.08	54	1636.7
7-1/2	0.611	20	30.79	55	1761.4
7-3/4	0.699	21	37.43	56	1893.1
8	0.791	22	45.09	57	2031.9
8-1/4	0.895	23	53.87	58	2178.3
8-1/2	1.00	24	63.86	59	2332.5
8-3/4	1.13	25	75.19	60	2494.7
9	1.27	26	87.96	66	3652.5
9-1/4	1.41	27	102.30	72	5172
9-1/2	1.55	28	118.31	78	7125
9-3/4	1.75	29	136.14	84	9584
10	1.93	30	155.92	90	12629
10-1/4	2.13	31	177.77	96	16349
				102	20836

Heat Dissipation Factors

Diam (in.)	Dissipation Factor, A
7/8	2.0
1	3.5
1 1/8	3.5
1 1/4	4.0
1 1/2	5.0
1 3/4	6.0
2 1/4	8.0
2 5/8	14.0
4 1/4	25.0
5 5/8	40.0
8 19/32	140.0

relationship. (See tables.)

3. Check the selected unit for heat dissipation capacity. (See heat dissipation graph.)

In tension-control applications, the selection procedure for clutch or brake units also must account for slippage. This condition generates more heat, especially at low speeds. Therefore, the calculations include mandrel shaft speed at maximum mandrel radius:

$$N = N_R / 2\pi R$$

The torque is calculated at a point of maximum mandrel radius

$$T = FR$$

Using the above values of N and T , the horsepower and energy dissipation are calculated as before by using Equation 1 and 3.

MD

Nomenclature

A	= Heat dissipation factor
C	= Cycling rate, min ⁻¹
E	= Heat input, lb-ft/min
F	= Tension force, lb
K	= Safety factor
N	= Rotational speed, rpm
N_R	= Mandrel shaft speed, rpm
P	= Motor rating, hp
R	= Radius of gyration, ft
T	= Torque, lb-ft
T_{acc}	= Acceleration or deceleration torque, lb-ft
t	= Response time, sec
W	= Weight, lb/in.

when operating at full torque capacity. Thus, locating a clutch or brake on a high or low speed shaft has a profound effect on capacity. For instance, locating a unit on the high-speed shaft results in a smaller unit, lower unit cost, and greater ability to dissipate heat because convective heat dissipation is greater. However, heat input is also higher because of greater slippage. Generally, the higher-speed shaft is selected in spite of the higher heat.

Sizing a Unit

When specifying a clutch, brake, or combination for a par-

ticular application, two key points must be considered first:

- When selection is made on the basis of torque requirements, the heat dissipation capacity must be evaluated carefully.

- Time response of a unit must not affect the overall response of the system.

The sizing procedure in general terms includes:

1. Find the required torque to do the job (Equation 1 or 2), based on available information about the application: motor size, speed of operation or shaft speed, and cycling rate.

2. Find the clutch/brake unit from the torque to the diameter

SOFT-START COUPLINGS

SLIP couplings act as cushions between load and driver, such as an electric motor or internal-combustion engine. During a start, the slip coupling allows the input shaft to turn unloaded and gradually applies increasing torque to the output until the load accelerates to full speed. This cushioning effect not only protects the load from jerky starts but also permits the driver to function at its most effective operating speed while the load is accelerating. In addition, the slip coupling applies a smooth torque demand to the driver by absorbing load shocks caused by machinery jams or abrupt load increases. Because of this improved driver performance and load protection associated with soft starts, slip couplings are used in a wide variety of applications, such as vehicles, operator-controlled tools, amusement rides, cranes, conveyors, and heavy industrial machinery.

Slip couplings are classified according to the type of coupling medium used. Fluid couplings contain oil that circulates between an input impeller and an output turbine. Centrifugal couplings use centrifugal force to press a friction member against a driven drum. Magnetic couplings use either eddy currents or hysteresis to couple the input and output members by magnetic force, or an electromagnet may pack ferromagnetic particles between an input disc and a driven drum for coupling.

Slip couplings all provide soft starts for load cushioning and driver protection. But there are many coupling types available, and they all slip differently. Here's how each type operates, and what it has to offer.

JOHN K. KROUSE
Staff Editor

Fluid Couplings

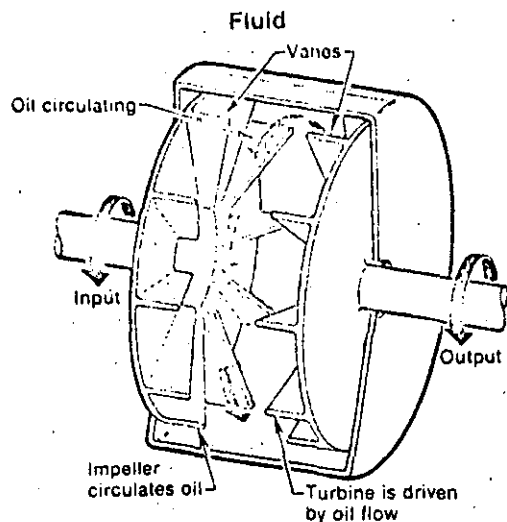
Fluid couplings are the smoothest-operating slip-type coupling and are thus well-suited for soft starts and protection against load shocks and jam-ups. They also dissipate heat well through the fluid fill, either to ambient air or auxiliary coolers. Therefore, they are often used when frequent starts and stops are required and where high-inertia loads require long acceleration times. Because the coupling bearings are constantly lubricated by the oil fill, fluid couplings have long service lives with little or no maintenance. Fluid couplings, however, have a limited torque capacity and are inherently less efficient than other types because 2 to 6% minimum slippage is required to develop full torque.

The torque capacity of a fluid

coupling and the slip time required to accelerate the load to full speed depend upon impeller speed and the level of oil in the coupling. The basic fluid coupling is the constant-fill type that always carries a full load of hydraulic fluid.

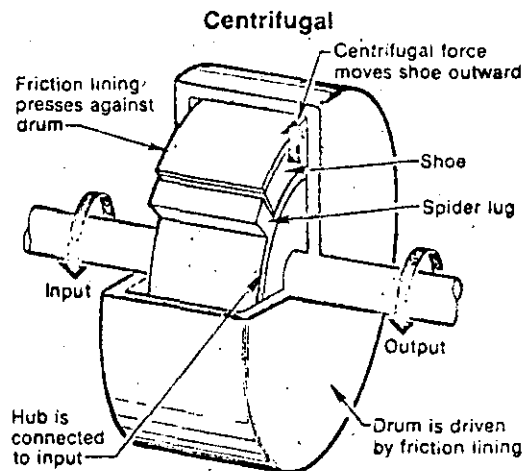
A variation of the basic constant-fill coupling is the variable-fill type, which is specially designed to operate at high slip rates. Hydraulic fluid-fill level is pre-adjusted to control output speed and slip time. However, this action also produces turbulence and heat at high operating speeds, so auxiliary coolers are usually required to maintain safe operating temperatures. More sophisticated fluid couplings have a reservoir that gradually fills the impeller-turbine housing as the load accelerates. By varying the fluid-fill during operation, this type provides long slip

Ways to Transmit Torque



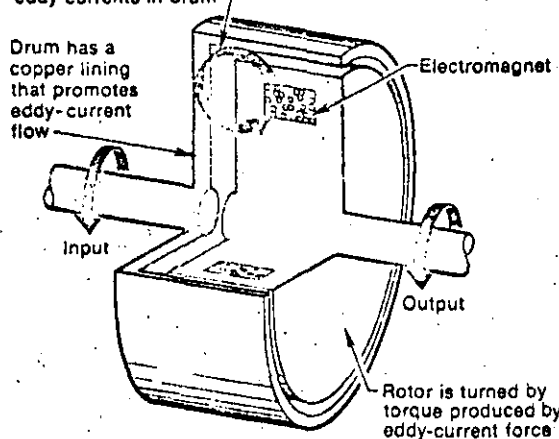
Fluid or hydraulic couplings consist of an input impeller, connected to the driver, and an output turbine wheel facing each other in a sealed housing filled with oil. The powered impeller circulates the oil, which strikes and rotates the turbine, the vanes of which are shaped so that power flow is more from hydrodynamic lift than from simple and less efficient oil impingement.

Shoe-type couplings have friction-lined shoes driven by an input and expanded outward by centrifugal force against an output housing. At low speed, centrifugal force is low and not sufficient to press the shoe outward, so the coupling is fully disengaged. As input speed increases, the shoe gradually engages with the output over some predetermined speed range.



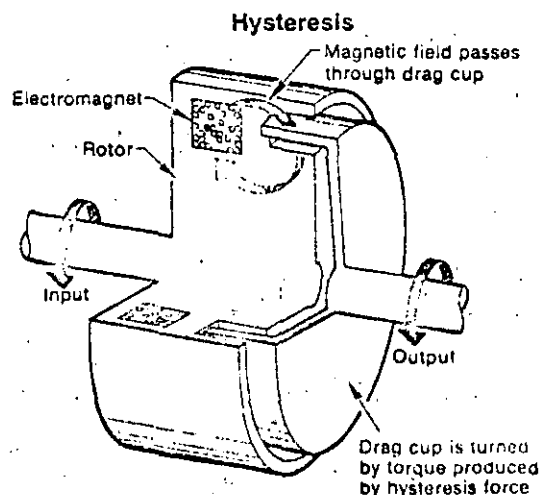
Eddy-Current

Magnetic field induces eddy currents in drum.

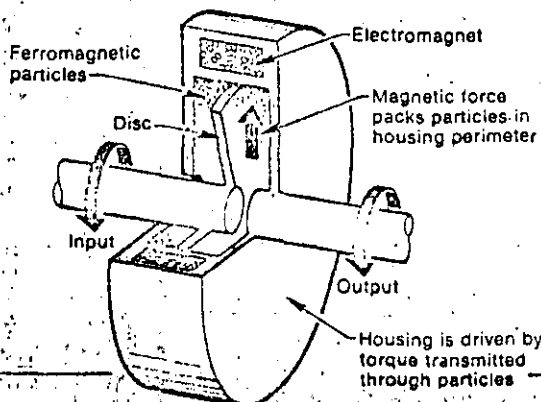


Eddy-current couplings have a driven input drum that rotates around an output rotor containing an electromagnetic coil. The input drum is made of soft iron or lined with copper to promote eddy-current flow. Torque is transmitted by the force developed as the eddy currents encounter electrical resistance in the rotating drum.

Hysteresis couplings contain an input rotor with an electromagnet and an output drag cup made of high-hysteresis steel. Salient poles on the magnetic rotor induce corresponding magnetic poles on the drag cup across an air gap. Once established, these poles resist displacement and tend to maintain their alignment. Thus, the input rotor and output drag cup rotate synchronously as if directly coupled, as long as the load does not exceed the coupling's torque rating.



Magnetic-Particle



Particle couplings contain a ferromagnetic powder in an annular working gap between an input disc and an output housing. When a magnetic field is induced through the gap by an electromagnet, the iron particles form chains that resist shearing in proportion to coil current. With maximum coil current, the particles lock the disc and housing together for zero slippage. The iron particles are frequently contained in a dry lubricant such as flake graphite or are suspended in oil.

times during starting and higher efficiency at normal running speeds.

Centrifugal Clutches

Centrifugal couplings mechanically interlock input and output shafts at full-speed operation and, therefore, have high torque capacity. In addition, centrifugal couplings are efficient and capable of operating at very high speeds. However, the relatively large coupling diameter required to produce sufficient centrifugal force makes the centrifugal coupling generally too costly and cumbersome for low-speed applications. And because of frictional wear, centrifugal couplings are used mostly in applications with little cumulative starting time.

There are several different kinds of shoe-type couplings having various shoe-connection arrangements to achieve particular output characteristics. Free-shoe couplings are the simplest type with weighted shoes free to move between lugs of a driven spider hub. Servicing this free-shoe type is simple because shoes are easily replaced, and torque capacity, slip time, and engagement speed can be varied easily, simply by changing the number of shoes or by inserting shoes of different weights.

Restrained-shoe couplings are similar to free-shoe types but have shoes spring-loaded to resist centrifugal action so that the input is accelerated to some predetermined speed before the coupling starts to engage. Increasing spring tension lengthens slip time and reduces startup torque.

Another variation of the basic shoe coupling is the connected-shoe type, which has a series of shoes connected to the input hub with steel links and rubber bushings. The steel links con-

trol the coupling action more closely than the free-shoe and restrained-shoe types, and the rubber bushings reduce noise and minimize load shocks transmitted through the device. Also, the spring action of the bushings compensates for any misalignment between the input and output shafts.

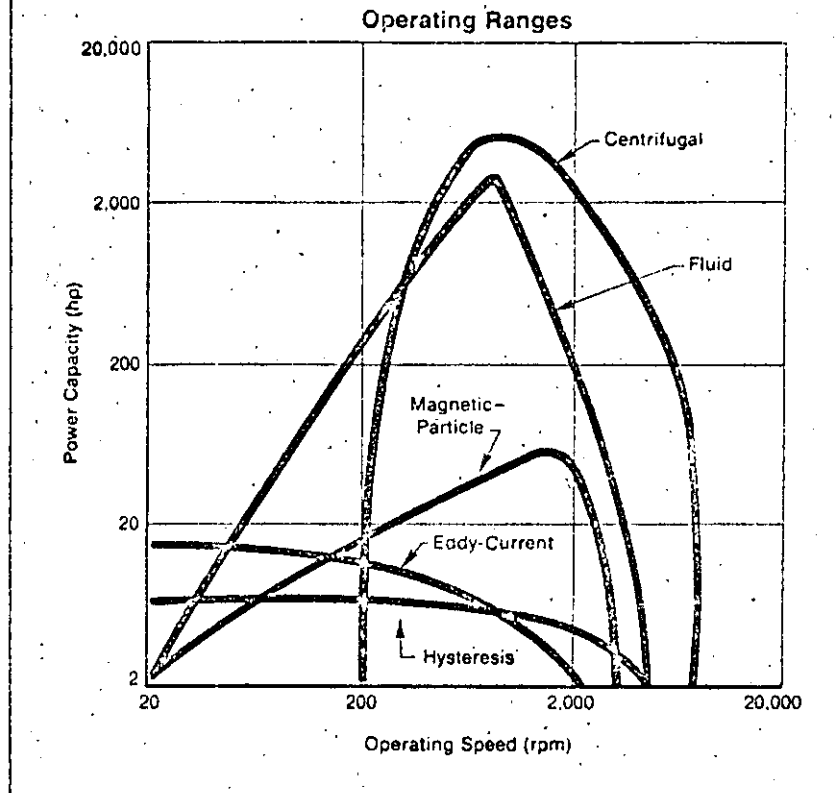
Another type of centrifugal shoe coupling uses liquid mercury instead of mechanical connections to force the friction shoe outward. An input hub encloses a mercury reservoir that flows outward through an orifice when the coupling rotates and expands friction shoes against an output drum. When rotation stops, tension springs attached to the hub retract the shoes and force the mercury back into the reservoir. Proper

combinations of orifice size and spring tension control slip time, and the high-inertia of liquid mercury provides a time delay and engagement smoothness not usually found with mechanically actuated centrifugal couplings.

The steel-shot coupling is another type of centrifugal coupling that contains steel shot instead of friction shoes. Starting torque and slip time of the steel-shot coupling depend on the amount of charge contained in the housing. Ports in the device housing allow the amount of shot charge to be easily varied. The charge has a typical service life of two million slip revolutions and is usually inspected for shot deterioration twice a year in most industrial applications. When about half

Comparing Couplings

Generally, the two most important operating parameters of a slip coupling are power capacity and operating speed. This graph shows how these operating ranges compare for each type of coupling.



the charge has been reduced to powder, it is replaced so that starting characteristics are not affected. The steel-shot type coupling has smoother engagement properties than the shoe-type, but lacks the torque capacity and high-speed capability of shoe coupling.

Magnetic Couplings

Magnetic couplings are the most accurate and controllable types of slip couplings. However, the high cost and complexity of the associated electrical or electronic control circuitry usually restricts these couplings to high-precision, stationary applications where starting-torque and slip time curves must be closely programmed.

Magnetic couplings require an external dc electrical supply to deliver controlled current flow through a coil in the device, with slip being inversely proportional to the applied current. The control circuit that regulates coil current flow is usually a timed circuit tripped by motor-start current. The circuit delivers increasing coil current from zero to maximum in a predetermined time for the load to accelerate to full speed. In applications where the load varies or where extremely high precision is required, an electronic feedback circuit compares input and output speeds and regulates coil current individually for each start. The major types of magnetic coupling are particle, eddy-current, and hys-

teresis types.

Magnetic-particle couplings have the highest torque capacity of the magnetic couplings, but have a limited service life because of mechanical wear of the particles acting on input and output members. Also, magnetic-particle couplings have higher de-energized residual drag than the other magnetic types because of the inevitable presence of ferromagnetic powder. Magnetic-particle couplings may also require auxiliary cooling because of heat generated by friction.

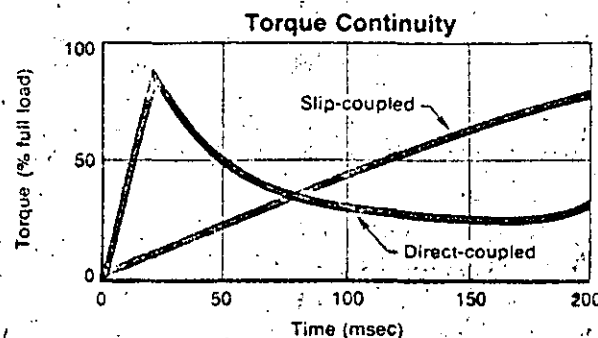
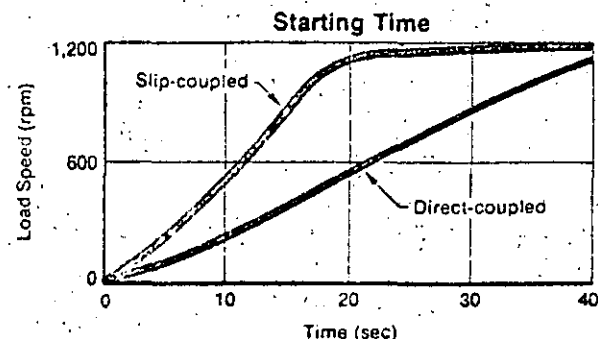
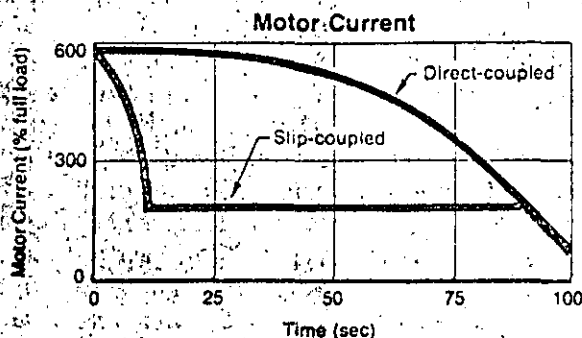
Eddy-current types require some slippage to develop full torque, so eddy-current couplings are inherently less efficient. And because eddy-current flow is affected by heat,

Why Soften the Start?

The major advantage of using a slip coupling versus direct coupling is improved driver starting performance. A system with a slip coupling provides faster, smoother starts requiring less power compared to a direct-coupled system. For example, consider a 200-hp induction motor driving a fan with a moment of inertia of 3,000 lb-ft².

During the first few hundred milliseconds after the motor is started, a direct-coupled motor imparts a sharp torque impulse to the load. The torque output of the slip coupling, however, is gradual and linear during this time. Total starting time of the slip-coupled system is about half that of the direct-coupled system. In addition, current required by the motor to accelerate the load is much less. With the slip-coupling, motor current declines rapidly to about 180% of full-load current and remains there until the load comes up to full speed, and then declines again. With direct coupling, motor current takes much longer to

decrease to low levels. Because of this reduced power requirement and starting time, it is possible to use a smaller motor in the system than would be required with direct coupling.



Coupling Characteristics

Centrifugal couplings are the least expensive slip coupling with the highest torque capacity, but coupling engagement is not so smooth and precise as it is with other types. The centrifugal coupling is often inserted between an internal-combustion engine and its load on small operator-controlled engine-driven devices such as lawn mowers and chain saws as well as larger industrial equipment and vehicles. By automatically disengaging at low speed, the coupling provides a simple means of connecting the engine to the load by simple throttle control where precise engagement is not critical.

Fluid couplings are more expensive and smoother operating than centrifugal types, but efficiency is lower because the fluid coupling does not lock input and output together. Fluid couplings are used typically in applications requiring extremely soft starts, protection against load shocks, and high-inertia loads with long start-up times such as conveyors, amusement rides, and large fans.

Magnetic couplings provide the highest precision of any slip coupling, but they require an external electrical supply and control circuitry. Slip characteristics are regulated either by knob-adjustment, or by external input signals applied directly to electronic controls. Because of the bulk, delicate nature, and cost of their controls and power supplies, magnetic couplings are generally confined to stationary, precision applications such as high-speed indexing in computer peripherals.

eddy-current couplings cannot be used effectively in ambients above 180 to 200°F. However, the couplings have the greatest cushioning action of any magnetic coupling and are, therefore, useful where very soft starts and load-shock protection are required. Also, reliability and service life are excellent because there is no physical connection between input

Changing the Slip Time

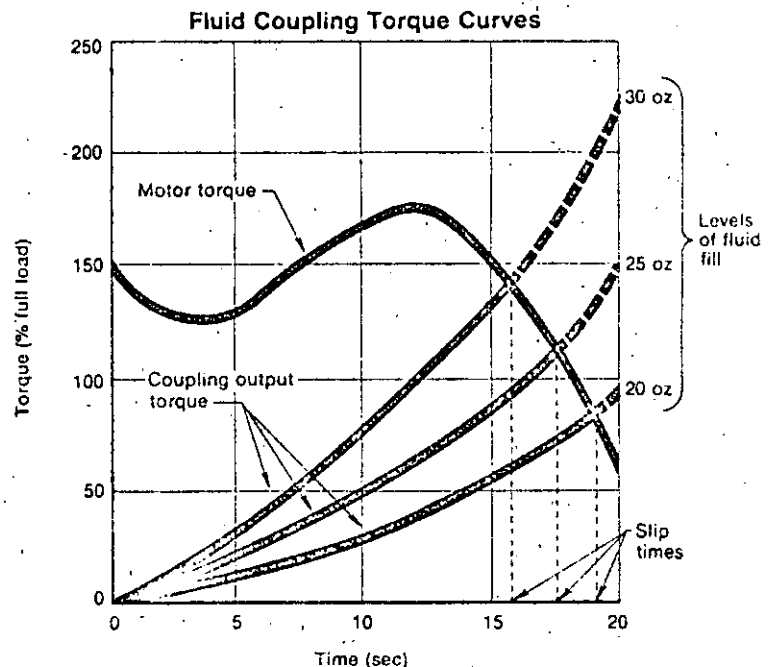
37

Slip time required to accelerate the load from rest to full speed is usually 10 to 20 sec. To match slip time more precisely to start-up time requirements, the torque-transmitting medium in the coupling is sometimes modified. For example, decreasing the fluid level in a fluid coupling increases slip time, as shown in the accompanying graph. This same effect is obtained in other types of couplings by decreasing coil current in magnetic couplings and by restraining the friction member in a centrifugal coupling.

As the slip time is increased, however, starting torque is decreased and the amount of heat dissipated increases. For this reason, most slip couplings have maximum rated slip times based on thermal capacity. Maximum slip times are typically only a few minutes, but some couplings have centrifugal fans on the input shaft to circulate air and prevent overheating for long slip times. Minimum slip time for an application may be calculated from motor and load parameters with the following equation

$$t = IN^2 / (1.61 \times 10^6 P)$$

where t = slip time, sec; I = load inertia, lb-ft²; N = motor speed under load, rpm; and P = rated coupling power, hp.



and output members.

Hysteresis couplings are very efficient and are the most accurate of all magnetic couplings with some high-precision units capable of 0.1% repeatability. Also, like eddy-current types, they are reliable and have extremely long service lives because of the lack of any physical connection between input and output members. However, hys-

teresis devices are larger per unit torque capacity than other magnetic couplings and, therefore, have a slower response time and higher price than other magnetic couplings. MD

Technical assistance for this article was provided by Dana Corp., Industrial Power Transmission Div., Webster, Mass.; Fairchild Industries, Industrial Products Div., Winston-Salem, N.C.; Hilliard Corp., Elmira, N.Y.; Magtrol Inc., Buffalo, N.Y.; Reliance Electric Co., Dodge Div., Mishawaka, Ind.; and Voith Transmissions Inc., Appleton, Wis.



DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.

CALCULO Y SELECCION DE MOTORES ELECTRICOS

PAR, VELOCIDAD Y POTENCIA REQUERIDAS
SELECCION DEL TIPO DE DISEÑO

ING. MANUEL ROJAS GOMEZ
DICIEMBRE, 1984

I N D I C E

INTRODUCCION	1
1. PAR, VELOCIDAD Y POTENCIA REQUERIDAS	3
1.1 CARACTERISTICAS DE LA CARGA MECANICA	4
1.2 CARGAS FLUCTUANTES	12
2. SELECCION DEL TIPO DE DISEÑO	14
2.1 DISEÑO A, B, C, D Y F, NORMALIZADOS	15
2.2 APLICACIONES	29

INTRODUCCION

INTRODUCCION

Durante la etapa del desarrollo de los sistemas eléctricos, el sistema de C. A. avanzó sobre el sistema de C. D., gracias a la facilidad de transmitir la potencia eléctrica a grandes distancias, propiciando el diseño de motores de C. A. para su utilización directa. De esta forma, aparecieron los motores polifásicos de inducción y síncronos para el accionamiento de carga mecánica. Las características de estos motores ya han sido descritas, dentro de ellas mencionaremos su velocidad, que es constante en el motor síncrono bajo cualquier condición de carga, y constante en el motor de inducción para una condición de carga y si ésta cambia, el rotor opera con deslizamiento modificando su velocidad, pero en un rango muy pequeño para una variación amplia de carga, que puede ser desde carga nula hasta su plena carga, por tal razón se les considera también de velocidad fija. Cuando en un proceso se requería velocidad variable, se recurría al motor de C. D., empleando un grupo motor-generador en la conversión de C. A. a C. D. para energizarlo; posteriormente aparecieron los sistemas de rectificación estática.

Paralelamente al desarrollo de los sistemas eléctricos "corría" el desarrollo industrial, en sus inicios y aún en una etapa muy avanzada, la "Selección del tipo de motor mas adecuado" no era rigurosa, pues no se disponía de una amplia gama de diseños en motores. Como ejemplo, recordemos las primeras factorías que, con un solo motor accionaban todas las cargas, siendo su capacidad la suma de todas ellas, así, un eje con varias poleas era accionado por dicho motor y las cargas se acoplaban y desacoplaban manualmente a través de ingeniosos mecanismos. En México, todavía se llega a ver este tipo de instalaciones, como los talleres en minas antiguas y parcialmente en algunas industrias de molienda en general

o también en máquinas de diseño antiguo. Este sistema tiene el grave inconveniente de que si el motor sufre un desperfecto, se paraliza toda la producción el tiempo que dure la reparación del motor, además, cuando está en operación, el motor está trabajando continuamente y si no tiene todas las cargas opera con baja eficiencia. Debido a estos inconvenientes, la maquinaria moderna tiene tantos motores como operaciones hace para un determinado trabajo, ya que se dispone de motores que anteriormente no existían.

En la actualidad, para una selección adecuada, se ha llegado a un grado de precisión tal, que se necesita tener un conocimiento claro de las principales características -eléctricas y mecánicas- de los diferentes tipos de motores, y también, es indispensable conocer el tipo de carga que se va a accionar, determinando con el mayor detalle todos los pasos que debe hacer para realizar un trabajo completo. El no considerar correctamente los factores anteriores, puede conducirnos a seleccionar mal un motor ya que si bien será capaz de mover la carga mecánicamente, es posible que no lo haga en forma eficaz eléctricamente. Un factor importante también, es el económico, ya que es posible tener para un mismo trabajo dos tipos de motor, e influirá notablemente para la decisión final.

1. PAR, VELOCIDAD Y POTENCIA REQUERIDAS

1. PAR, VELOCIDAD Y POTENCIA REQUERIDAS

El objetivo de este tema es: Establecer lineamientos generales que permitan determinar las necesidades de la carga a accionar con precisión, y tomando como base estos lineamientos, cubrir sus requerimientos con el diseño de motor más adecuado.

1.1 CARACTERISTICAS DE LA CARGA MECANICA

Las cargas accionadas por motores eléctricos son muy variadas, así por ejemplo, tenemos a los sistemas de tracción para: elevadores, malacates, bandas transportadoras, transportes eléctricos, equipos que mueven fluidos como bombas, ventiladores, agitadores; también, compresores en sistemas de aire comprimido para herramienta y maquinaria neumática; sistemas hidráulicos para prensas, estrusoras, inyectoras de plástico; máquinas herramientas, troqueles, laminadores, centrifugadoras, rotativas, telares, etc.; y - baste decir que, los servicios requeridos por la industria, el comercio, los domésticos, etc., necesitan de los motores eléctricos.

Los requerimientos de la carga también son diversos en cuanto a potencia y velocidad se refiere, así, podemos tener carga constante a velocidad constante o variable, carga variable a velocidad fija o variable, cargas intermitentes, etc. Ante esta diversidad de necesidades de la carga, las características que se deben conocer para la selección del tipo de motor son:

- Potencia Nominal demandada por la carga
- Velocidad de accionamiento nominal
- Características de par durante arranque, operación y paro.

Trataremos brevemente cada uno de estos puntos a continuación

1.1.1. POTENCIA NOMINAL DEMANDADA POR LA CARGA

En general, una carga mecánica, demanda potencia mecánica a un par y una velocidad determinados, en la mayoría de los casos, es-

ta velocidad es constante, por lo tanto, entenderemos por potencia nominal a la potencia que demanda una carga dada, a su velocidad nominal de diseño para efectuar un trabajo; cuando la carga demanda potencia a distintas velocidades, la potencia nominal será la que determine la velocidad máxima. En lo que sigue de este subtítulo, cuando se hable de potencia, par y velocidad se entenderá que son las nominales.

Como es bien sabido, la potencia mecánica demandada para accionar una carga, está en función del par y la velocidad, y se relacionan mediante la expresión:

$$P = T \omega \quad (1)$$

donde: T es el par en lb-pie, kg-m ó new-m.
 ω es la velocidad angular en radianes/segundo
 y P es la potencia mecánica en kg-m/seg,
 lb-pie/seg ó new-m/seg.

Como la velocidad se mide fácilmente en revoluciones por minuto, la velocidad angular ω se determina por la relación:

$$\omega = (2\pi/60) N \quad (2)$$

En la que N es la velocidad angular en R.P.M. y por tanto

$$P = (2\pi/60) T N \quad (3)$$

Las equivalencias para la potencia mecánica son:

$$\begin{aligned} 75 \text{ Kg-m/seg} &= 1 \text{ CV (Caballo de Vapor)} \\ 550 \text{ lb-pie/seg} &= 1 \text{ CP (Caballo de Potencia - HP-)} \\ 1 \text{ new-m/seg} &= 1 \text{ Joule/seg} = 1 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Cuando el par está dado en kg-m, de la expresión (3)

$$P = (2\pi/60 \times 75) \quad T \quad N$$

$$P = (2\pi/4,500) \quad T \quad N \quad (CV) \quad \dots \quad (4)$$

si el par se mide en lb-pie

$$P = (2\pi/60 \times 550) \quad T \quad N$$

$$P = (2\pi/33,000) \quad T \quad N \quad (CP) \quad \dots \quad (5)$$

y finalmente, cuando el par se mide en new-m,

$$P = (2\pi/60) \quad T \quad N \quad \text{Watt} \quad \dots \quad (6)$$

$$6 \quad P = (2\pi/60,000) \quad T \quad N \quad \text{KW} \quad \dots \quad (7)$$

Por otro lado, recordamos que un cuerpo que pesa M kg en el sistema gravitacional tiene M kg-masa en el sistema absoluto, se obtienen las siguientes relaciones:

$$1 \text{ newton} = 1 \text{ kg-masa} \times 1 \text{ m/seg}^2$$

$$1 \text{ newton} = (1/9.81) \text{ kg-fuerza}$$

$$\text{o también} \quad 1 \text{ kg-fuerza} = 9.81 \text{ newton}$$

Empleando esta relación para el par, obtenemos que

$$1 \text{ kg-m} = 9.81 \text{ new-m} = 9.81 \text{ Joule}$$

$$1 \text{ C V} = 75 \text{ kg-m/seg} = 75 \times 9.81 \text{ new-m/seg}$$

$$1 \text{ C V} = 735.75 \text{ Joule/seg}$$

$$1 \text{ C V} = 735.75 \text{ Watt}$$

De las relaciones de equivalencia entre lb y kg, pie y m, se tiene:

$$1 \text{ lb} = 0.4536 \text{ kg} \quad \text{y} \quad 1 \text{ pie} = 0.3048 \text{ m}$$

de donde $1 \text{ lb-pie} = 0.4536 \times 0.3048 \text{ kg-m}$

$$1 \text{ lb-pie} = 0.13825 \text{ kg-m}$$

$$1 \text{ lb-pie} = 0.13825 \times 9.81 \text{ new-m}$$

$$1 \text{ lb-pie} = 1.35623 \text{ new-m}$$

si $1 \text{ CP} = 550 \text{ lb-pie/seg}$

$$1 \text{ CP} = 550 \times 1.35623 \text{ new-m/seg}$$

$$1 \text{ CP} = 745.9265 \text{ new-m/seg}$$

$$1 \text{ CP} = 745.9265 \text{ Joules/seg}$$

$$1 \text{ CP} = 745.9265 \text{ Watt}$$

EQUIVALENCIAS DE POTENCIA		
CP (HP)	C V	K W
1	1.0138333	0.746
0.9867554	1	0.736
1.3406	1.359	1

EQUIVALENCIAS DE PAR		
kg-m	lb-pie	new-m
1	7.233273	9.81
0.13825	1	1.35625
0.1019367	0.737338	1

1.1.2

VELOCIDAD DE ACCIONAMIENTO

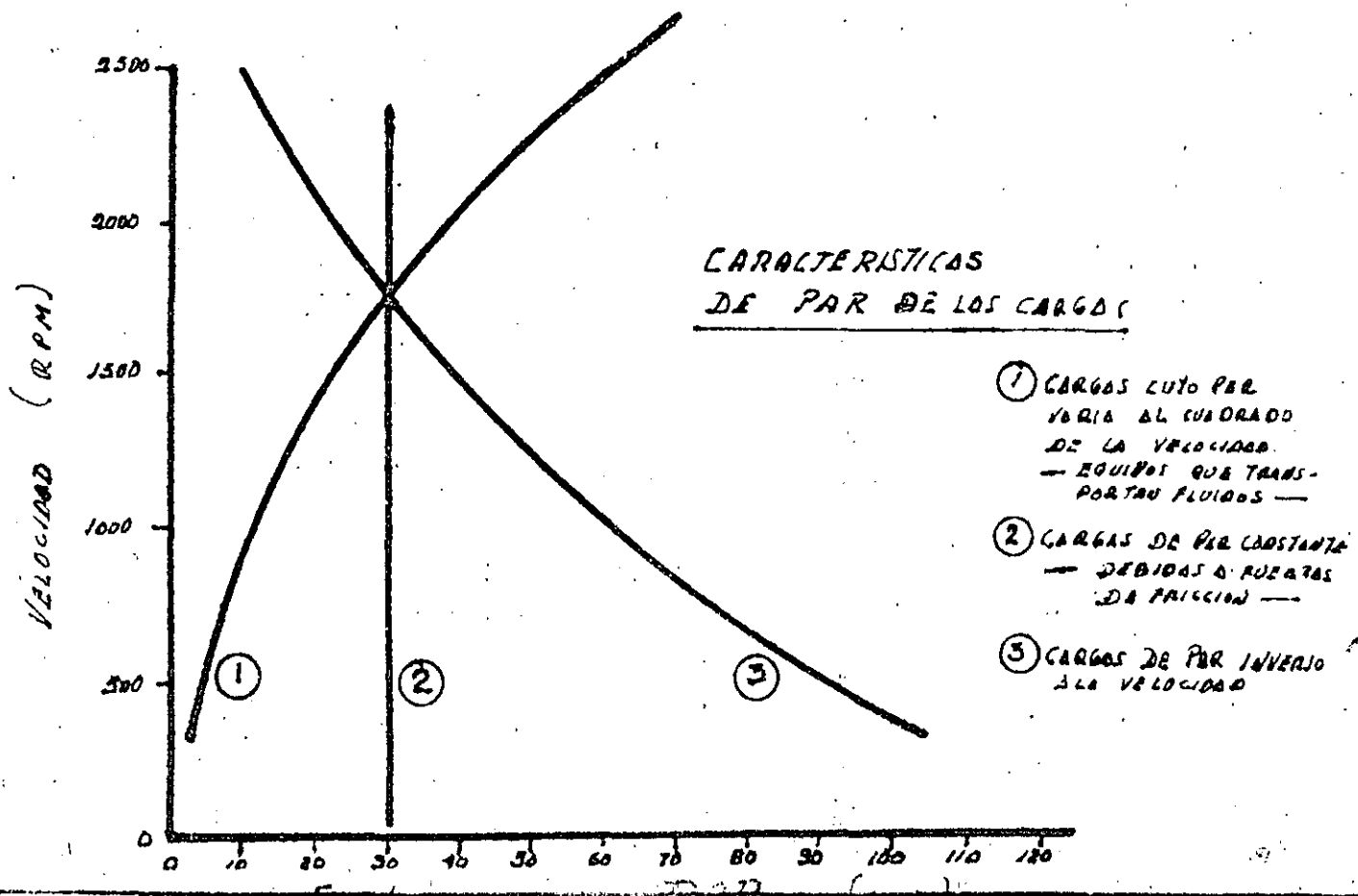
Esta velocidad puede ser constante, variable o una combinación de ambas para un trabajo determinado; si la velocidad requerida es constante, probablemente nos inclinemos desde este punto de vista a elegir un motor de C. A.; si la velocidad es variable, también habrá que comparar qué grado de fineza se requiere, ya que si es necesaria una regulación fina de velocidad y en un rango amplio, indudablemente nos inclinaremos por un motor de C. D., como hay muchos ejmplos en la industria textil o en las artes gráficas.

Este trabajo está enfocado al accionamiento de carga mecánica, con motores trifásicos de inducción, exclusivamente.

Cuando la regulación de velocidad requerida no es muy fina y el rango de variación es corto, probablemente nos sea útil un motor de inducción de rotor devanado. Si la variación de velocidad es por pasos, se puede utilizar un motor de inducción con rotor jaula de ardilla acoplado a la carga a través de una transmisión de poleas de varios pasos o a través de un variador de velocidad. En fin, el conocer las velocidades requeridas por la carga son necesarias pero en algunos casos no es suficiente para seleccionar al motor.

1.1.3. CARACTERISTICAS DE PAR DE LA CARGA

El par nominal que demanda una carga ocurre solamente cuando es accionada a su velocidad nominal, sin embargo, las necesidades de la carga no son siempre las mismas, esto es, para poner en marcha una carga, el motor debe proporcionar un par inicial de arranque, en cuanto empieza a tomar velocidad el par puede aumentar o disminuir según sea el tipo de carga, cuando termina el período de aceleración la carga queda operando a su velocidad nominal y por tanto a su par nominal, finalmente, si el paro de la carga debe ser en un tiempo determinado, se requerirá conocer las características del par de frenado. Por tanto, para tener el cuadro completo de las necesidades de una carga, además de su potencia y velocidad, es determinante conocer sus pares en arranque, operación y paro.



La curva (2) es para cargas de par constante, el cual no se altera por la velocidad, sino por fuerzas de fricción principalmente, como es el caso de bandas transportadoras.

La curva (3) nos representa cargas cuyo par es grande a bajas velocidades o viceversa, es decir, varía en forma inversa a la velocidad. Este caso se presenta en las máquinas herramientas cuando se desea hacer cortes profundos, ya que la herramienta de corte se dañaría si el trabajo se hace con alta velocidad.

Paralelamente a estas curvas, se tiene la curva característica de potencia para cada caso, ver figura No. 2, allí observamos que: para la curva (1) la potencia varía con el cubo de la velocidad cuando el par lo hace al cuadrado; la potencia es proporcional a la velocidad cuando la demanda de par es constante según la curva (2); finalmente la potencia es constante cuando el par es inverso a la velocidad, de acuerdo a la curva (3).

Las figuras 1 y 2 generalizan las características de las cargas mas comúnmente empleadas, obtenidas de la experiencia de los principales fabricantes de motores de inducción, pero para una buena selección del tipo de motor más adecuado, se hace necesario obtener del fabricante de la carga, sus características específicas.

1.2

CARGAS FLUCTUANTES

Un caso peculiar de los requerimientos de potencia de una carga, lo constituyen trabajos de procesos donde la demanda de potencia es variable permaneciendo constante la velocidad, esta variación de potencia no es continua sino que lo hace en forma fluctuante, ejemplos típicos que caen en este caso son las bandas transportadoras de minerales o carga en general, prensas, sistemas hidráulicos de inyectores de plástico, etc. Este tipo de operación, requiere ser bien definido mediante un ciclo de trabajo.

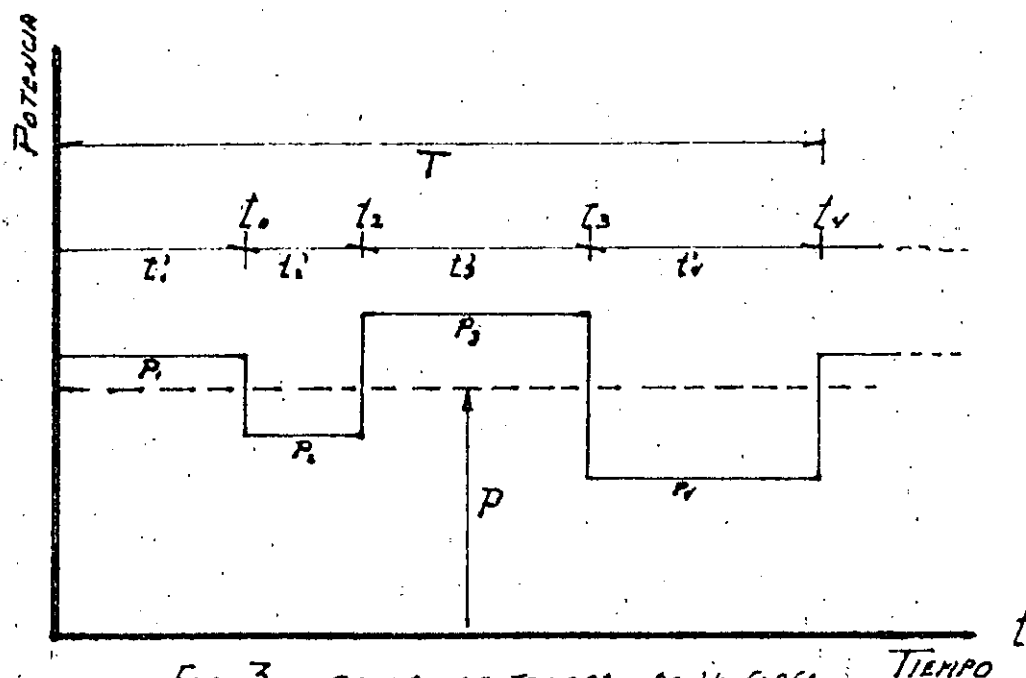


FIG. 3. CICLO DE TRABAJO DE UNA CARGA FLUCTUANTE A VELOCIDAD CONSTANTE.

Entenderemos por ciclo de trabajo, todas las operaciones que realiza una máquina o dispositivo para realizar un trabajo o fabricar una pieza, por ejemplo, el ciclo de trabajo del sistema - hidráulico de una máquina inyectora de plástico para moldear una pieza; una bomba centrífuga de un sistema de bombeo de agua pota

ble o de un oleoducto, o para reponer el agua en una caldera; el ciclo de trabajo de una grua viajera desde levantar, transportar y descargar un determinado peso; ciclos de trabajo intermitentes como lo son en troqueles o punzonadoras; repetitivos como los de los transportes colectivos; ciclos de trabajo de compresores en sistemas de refrigeración, etc.

Un ciclo de trabajo de este tipo se representa en la fig. No.3, la potencia demandada por este ciclo de trabajo, será la potencia media cuadrática dada por la expresión.

$$P = \sqrt{\frac{P_1^2 t_1' + P_2^2 t_2' + P_3^2 t_3' + \dots + P_n^2 t_n'}{T}} \quad \dots (8)$$

donde $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$, son las potencias demandadas durante los intervalos $t_1, t_2, t_3, \dots, t_n$, que pueden ser en segundos o minutos y T la duración del ciclo de trabajo, es decir:

$$T = t_1' + t_2' + t_3' + \dots + t_n' \quad \dots (9)$$

y P es la potencia efectiva, de la potencia fluctuante.

2 SELECCION DEL TIPO DE DISEÑO

2 SELECCION DEL TIPO DE DISEÑO

El objetivo de este Tema es: Elegir un motor de inducción trifásico para el accionamiento de una carga dada, basándonos en los distintos diseños normalizados que se tienen para suplir las necesidades de la carga.

2.1

DISEÑOS A, B, C, D Y F, NORMALIZADOS

Las figuras 4 y 5 ilustran las distintas características Par-Velocidad del motor de inducción para el rotor en "Jaula de Ardilla" y el "Rotor bobinado" respectivamente, haciendose la distinción en la primera entre la curva teórica y la curva real.

Los puntos notables de la curva Par-Velocidad real se ilustran en la fig.6 en donde además se tiene una curva de carga hipotética para definir otros. La importancia de la característica Par-Velocidad de un motor de inducción, estriba en que al mismo tiempo que nos diferencia los distintos diseños de motores que se fabrican, nos permitirá elegir el diseño más adecuado para accionar una carga dada. Debido a esta importancia de las curvas Par-Velocidad, se han normalizado, por tanto, también sus puntos más notables.

La norma mexicana establecida por el COMITE CONSULTIVO NACIONAL DE NORMALIZACION DE LA INDUSTRIA ELECTRICA (CCONNIE), estipula lo siguiente para los puntos notables de la curva Par-Velocidad y los distintos diseños de los motores.

MOTORES DE INDUCCION DE CORRIENTE ALTERNA DEL TIPO DE ROTOR EN CIRCUITO CORTO O DE JAULA

A) TIPOS DE DISEÑO

2.1.1 DEFINICIONES

- Motor Diseño "A".- Motor trifásico que soporta la tensión nominal durante el arranque y desarrolla el par de arranque especificado en la tabla 7, y un par máximo, con una corriente de arranque que excede los valores de la tabla 14, y teniendo un deslizamiento a carga plena, igual o menor al 5%.

- Motor Diseño "B".- Motor trifásico que soporta la tensión nominal durante el arranque y desarrolla el par de arranque especificado en la tabla 7, y un par máximo según la tabla 9, con una corriente de arranque que no exceda los valores de la tabla 14, teniendo un deslizamiento a carga plena; igual o menor al 5%.
- Motor Diseño "C".- Motor trifásico que soporta la tensión nominal durante el arranque y desarrolla un par de arranque especial para aplicaciones de alto par de arranque, según los valores de la tabla 8; su corriente de arranque no debe exceder los valores mostrados en la tabla 14, así como su par máximo debe ser según los valores de la tabla 9, con un deslizamiento a carga plena, igual o menor al 5%.
- Motor Diseño "D".- Motor trifásico que soporta la tensión nominal durante el arranque y desarrolla un par de arranque no menor de 275% del par o carga plena, con una corriente de arranque que no exceda los valores de la tabla 14 y con un deslizamiento a carga plena, mayor al 5%.
- Motor Diseño "F".- Motor trifásico que soporta y desarrolla un par de arranque no menor de 125% del par a carga plena con un par máximo según la tabla 9, y con una corriente de arranque que no exceda los valores de la tabla 14, con un deslizamiento a carga plena, igual o menor al 5%.

B) PARES

- Par a Carga Plena.- El par a carga plena de un motor, es el necesario para producir la potencia nominal a su velocidad especificada en la placa. Véase gráfica 3.
- Par de Arranque (Rotor Bloqueado).- Es el par que debe desarrollar un motor para arrancar y corresponde al par mínimo con el

rotor frenado a velocidad cero, para varias posiciones angulares del mismo, aplicando tensión y frecuencia nominales a no menos de 20°C y no más de 35°C. Véase gráfica 3.

- Par Mínimo de Aceleración.- Es el par mínimo desarrollado durante el período de aceleración comprendido desde el arranque hasta la velocidad en que el par máximo ocurre. Véase gráfica 3.

- Par Máximo.- Es aquel desarrollado bajo frecuencia y tensión nominales, sin que suceda un descenso marcado en la velocidad del motor a no menos de 20°C y no más de 35°C. Véase gráfica 3.

C) CORRIENTES

- Corriente de Arranque (Rotor Bloqueado).- Es la corriente que toma el motor al arrancar y que corresponde a la del motor, cuando el rotor está frenado a velocidad cero, bajo tensión y frecuencia nominales.

D) POTENCIA Y VELOCIDADES SINCRONAS

Las potencias nominales en KW, para las que se construyen los motores trifásicos son:

0.187	2.238	22.38	111.90
0.249	3.73	29.84	149.20
0.373	5.60	37.30	186.50
0.560	7.46	44.76	223.80
0.746	11.19	55.95	261.1
1.119	14.92	74.60	298.4
1.492	18.65	93.25	335.7
			373.0

Para ambos casos, monofásicos y trifásicos, las velocidades síncronas, de acuerdo al número de polos y a la frecuencia, son los que se indican en la tabla 1.

TABLA 1 - Velocidades síncronas en RPM, para motores monofásicos y trifásicos

FRECUENCIA	50 Hz				60 Hz			
NUMERO DE POLOS	2	4	6	8	2	4	6	8
VELOCIDAD SINCRONA RPM	3000	1500	1000	750	3600	1800	1200	900

E) PAR MÍNIMO DE ACELERACION

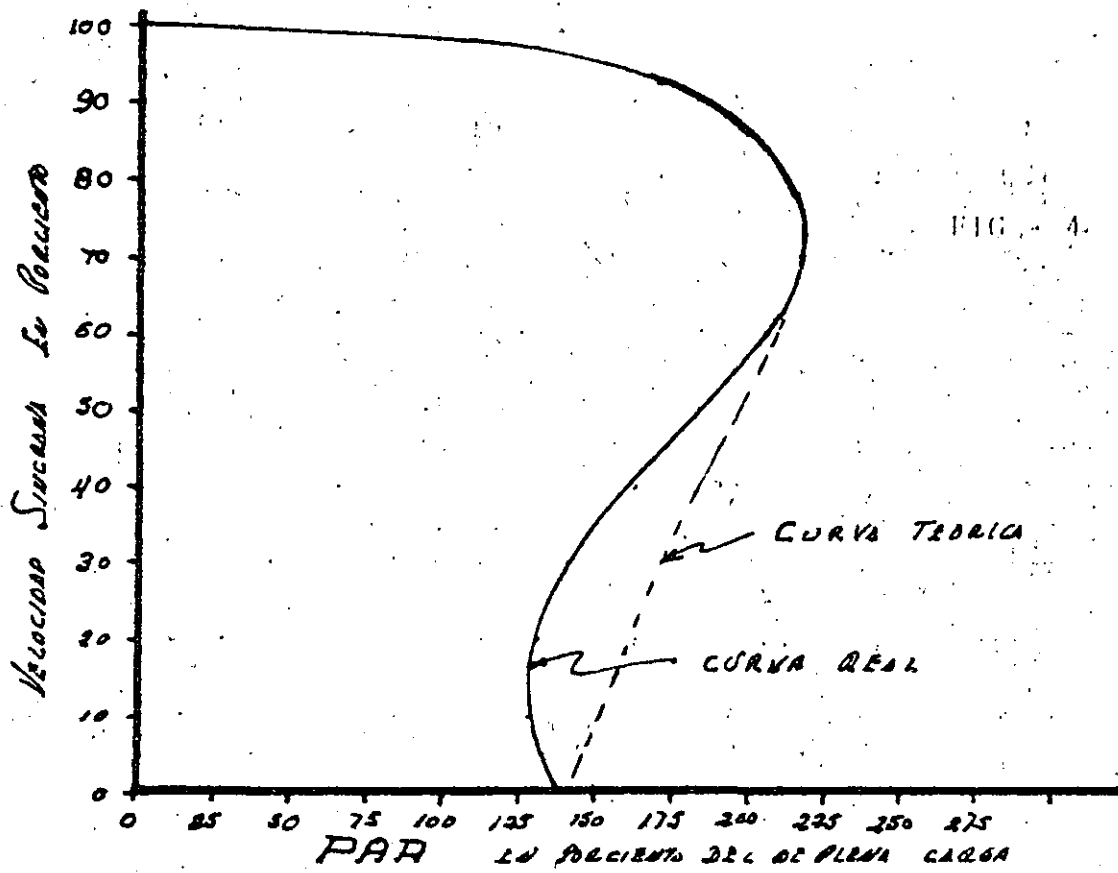
Para motores trifásicos a Régimen Continuo 50 ó 60 Hz.

Par mínimo de aceleración en motores trifásicos de diseño "A y B" a tensión y frecuencia nominales, no debe ser menor que lo indicado en la tabla 10.

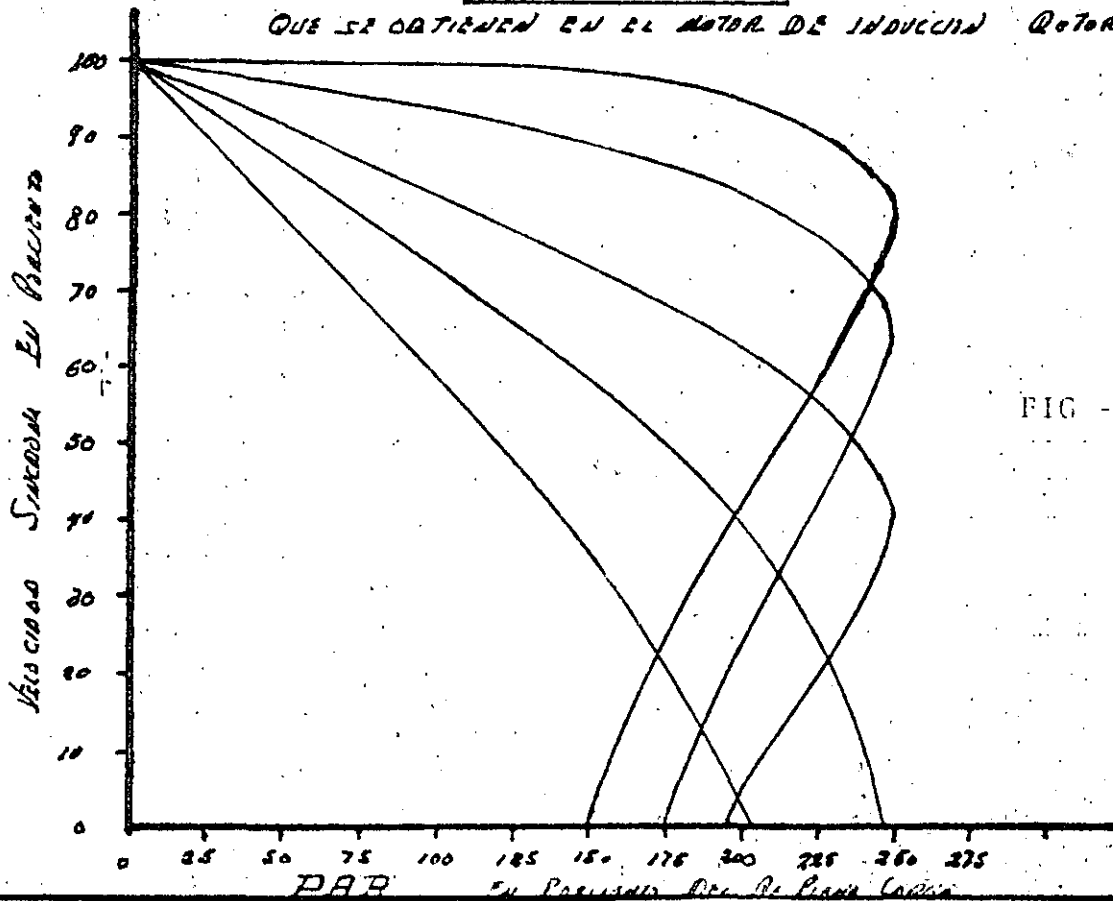
TABLA 10 - Par mínimo de aceleración para motores trifásicos a régimen continuo 50 ó 60 Hz

Par a rotor bloqueado de la tabla 8 columna 1	Par mínimo de aceleración en porciento columna 2
110 porciento o menor	90 porciento de la columna 1
Mayor que 110 porciento pero menor que 145	100 porciento del par a carga plena
145 porciento o mayor	70 porciento de la columna 1

CURVA TIPICA PAR-VELOCIDAD
DEL MOTOR DE INDUCCION ROTOR JAUM DE ARDILLA



CURVAS PAR-VELOCIDAD
QUE SE OBTIENEN EN EL MOTOR DE INDUCCION ROTOR DEVARAN



El par mínimo de aceleración de los motores de diseño "C", con tensión y frecuencia nominales no deben ser menores que 70 por ciento del par a rotor bloqueado del correspondiente a el diseño "B" de la tabla 8.

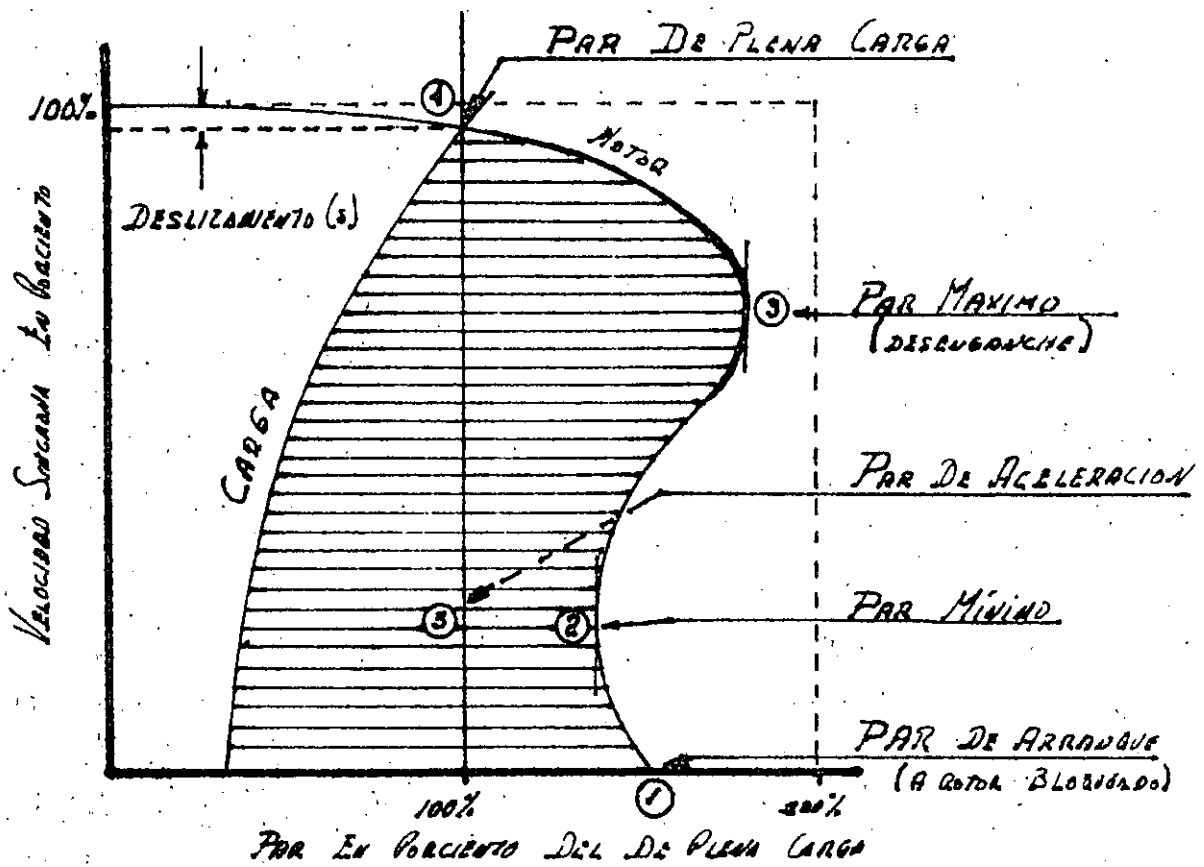


FIG - 6

Los diseños normalizados A, B, C y D se ilustran en las fig. 7, 8, 9 y 10.

Se anexan las tablas 7, 8, 9, 14 y Gráfica 3.

CURVAS NORMALIZADAS

26

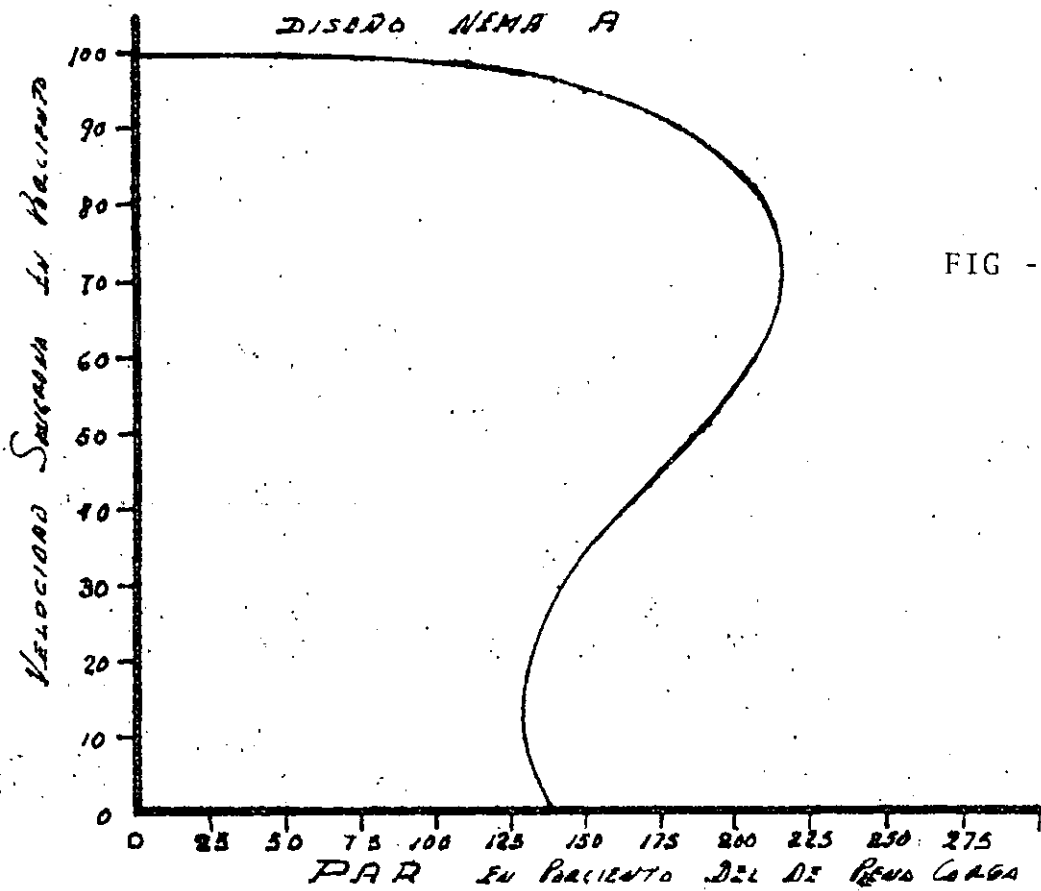


FIG - 7

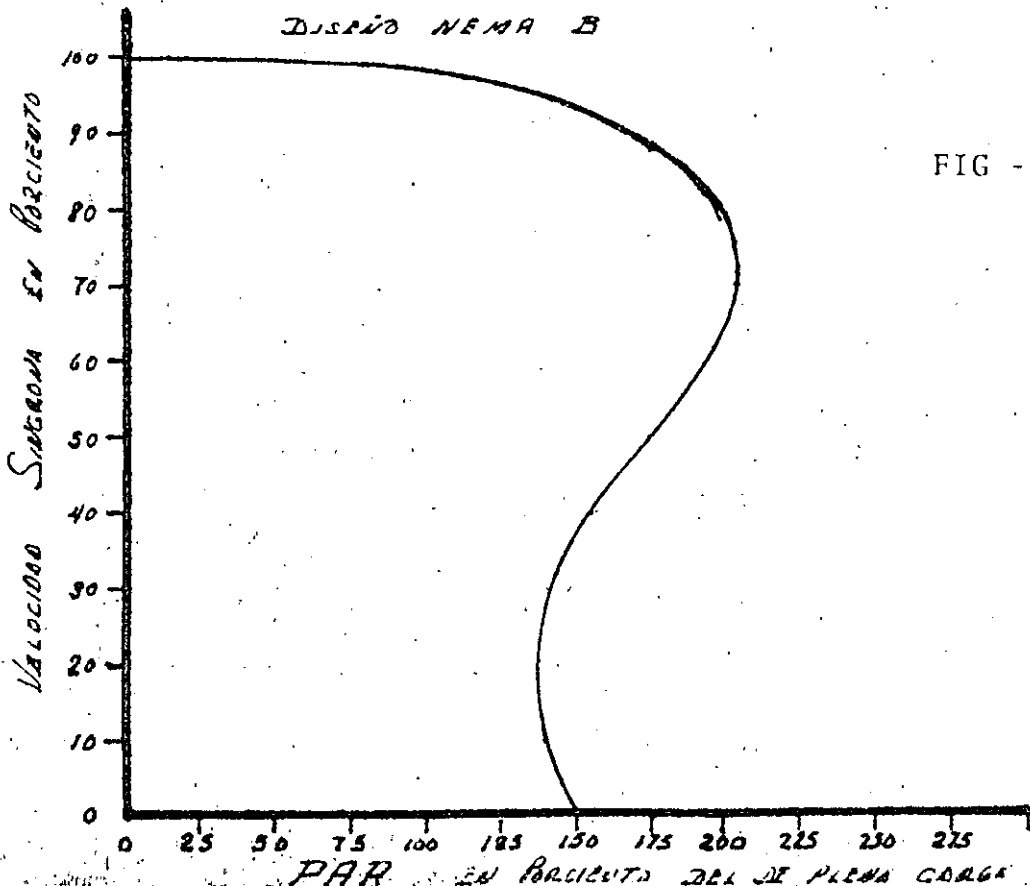


FIG - 8

CURVAS NORMALIZADAS

27

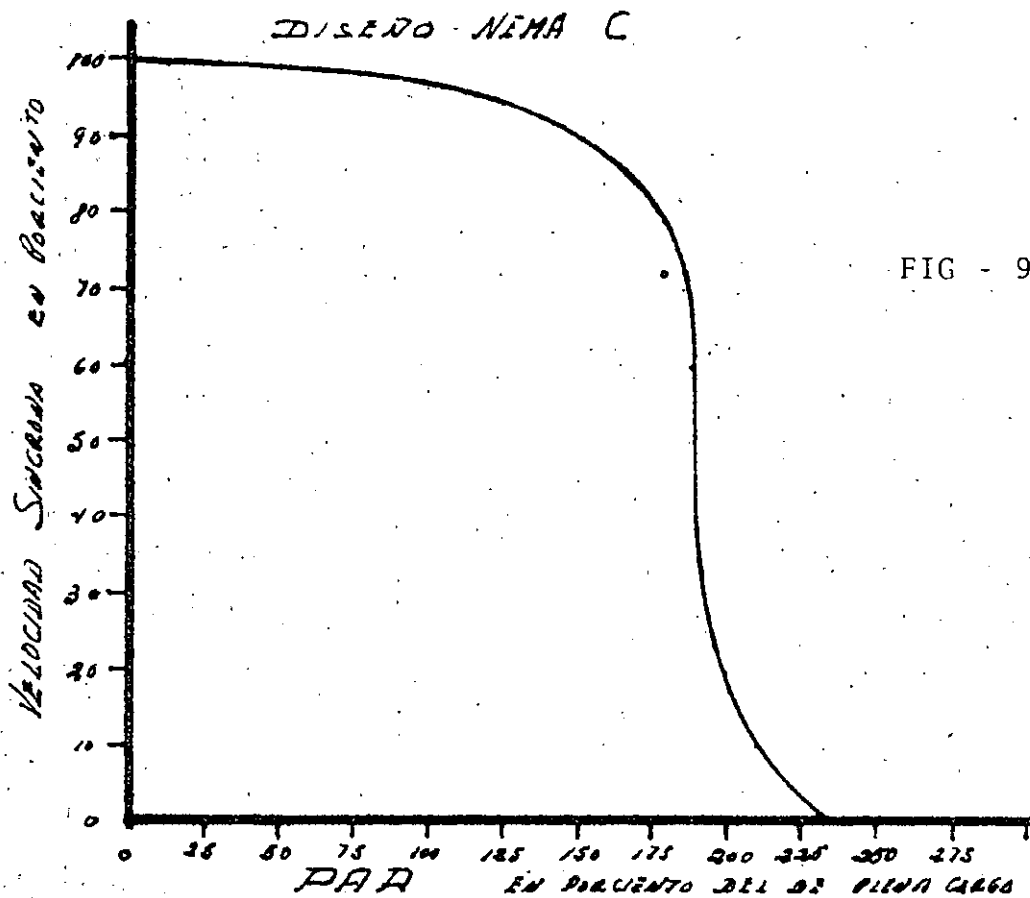


FIG - 9

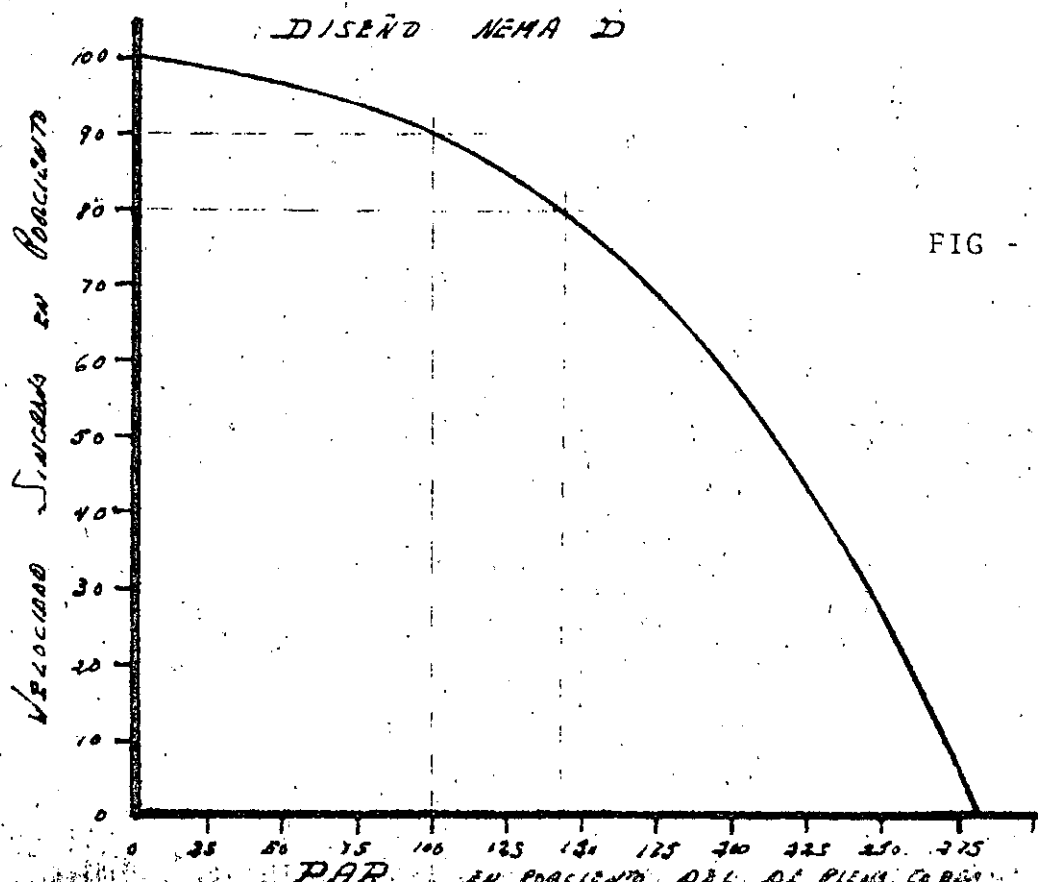


FIG - 10

TABLA 7 - Valores mínimos de par de arranque para motores trifásicos; diseños "A y B" 50 ó 60 Hz en porciento del par a carga plena

Potencia en cp	Potencia en kW	Velocidades síncronas en RPM con 50 ó 60 Hz			
		3000 3600	1500 1800	1000 1200	750 900
1/4	0.187	190	275	190	170
1/3	0.249	190	275	190	170
1/2	0.373	190	275	190	140
3/4	0.530	180	275	175	135
1	0.746	180	275	170	135
1 1/2	1.119	175	190	165	130
2	1.492	170	190	160	130
3	2.238	160	190	155	130
5	3.730	150	185	150	130
7 1/2	5.600	140	170	150	125
10	7.460	135	165	150	125
15	11.19	130	160	140	125
20	14.92	130	150	135	125
25	18.65	130	150	135	125
30	22.38	130	150	135	125
40	29.84	125	140	135	125
50	37.30	120	140	135	125
60	44.76	120	140	135	125
75	55.95	105	140	135	125
100	74.60	105	125	125	125
125	93.25	100	110	125	120
150	111.90	100	110	120	120
200	149.20	100	100	120	120
250	186.50	70	80	100	100
300	223.80	70	80	100	
350	260.99	70	80	100	
400	298.28	70	80		
450	335.55	70	80		
500	372.85	70	80		

TABLA 8. - Valores mínimos de par de arranque para motores trifásicos; diseño "C", 50 ó 60 Hz en porciento del par a carga plena

Potencia en cp	Potencia en kW	Velocidades sincronicas en RPM 50 ó 60 Hz:		
		1500 1800	1000 1200	750 900
3	2.238		250	225
5	3.73	250	250	225
7 1/2	5.60	250	225	200
10	7.46	250	225	200
15	11.19	225	200	200
20	14.92	200	200	200
25 hasta 200	18.65 hasta 149.20	200	200	200

TABLA 9 - Valores mínimos de par máximo, para motores trifásicos; diseños "B y C" 50 ó 60 Hz, en porciento del par a carga plena

Potencia en cp	Potencia en kW	Velocidades sincóneas en RPM con 50 ó 60 Hz			
		3000 3600	1500 1800	1000 1200	750 900
1/4	0.187	265 a 360	250 a 370	240 a 335	230 a 330
1/3	0.249	285 a 370	275 a 350	251 a 330	250 a 330
1/2	0.373	250 a 360	235 a 335	220 a 315	195
3/4	0.560	245 a 335	225 a 315	200	195
1	0.746	255 a 330	220	200	105
1 1/2	1.119	250	220	200	185
2	1.492	230	220	200	185
3	2.238	200	220	195	185
5	3.73	195	220	195	170
7 1/2	5.60	180	195	185	160
10	7.46	175	195	185	160
15	11.19	180	180	180	160
20	14.92	180	170	170	170
25	18.65	180	170	170	170
30	22.38	180	170	170	170
40	29.84	170	170	170	170
50	37.30	170	170	170	170
60	44.76	170	170	170	170
75	55.95	160	160	160	160
100	74.60	160	160	160	160
125	93.25	160	160	160	160
150	111.20	160	160	160	160
200	149.20	160	160	160	160
250	186.50	160	160	160	160
300	223.80	160	160	160	160

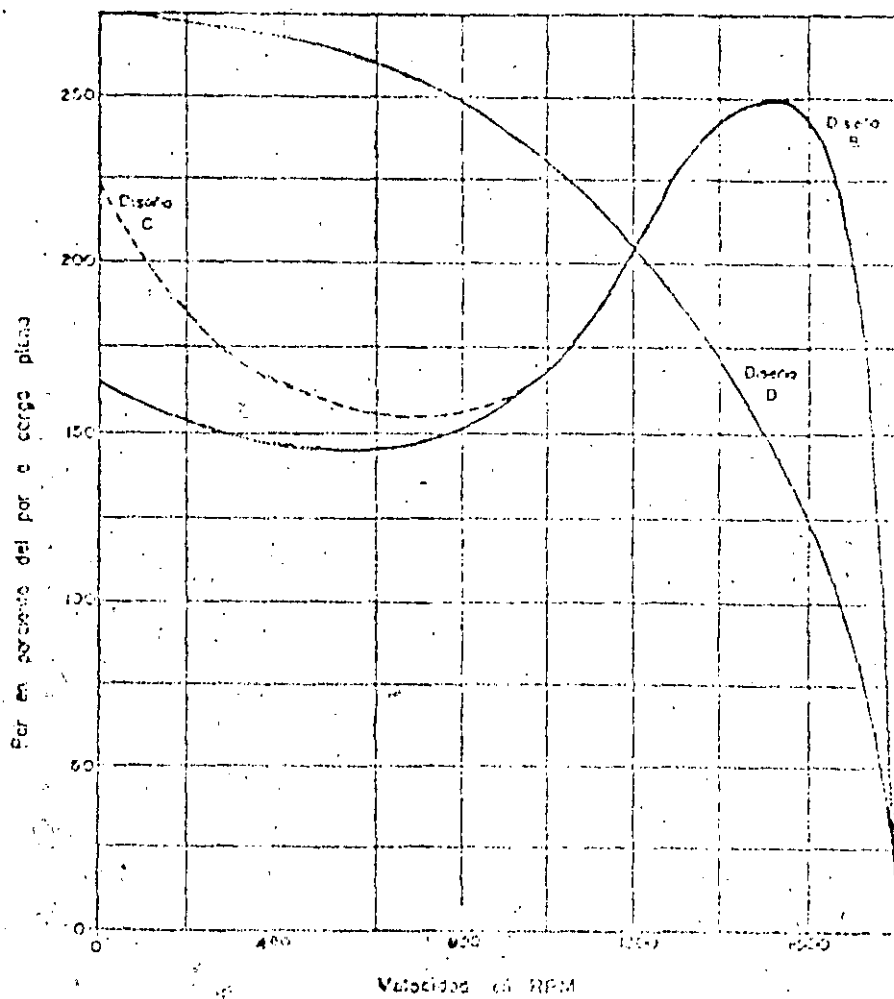
NOTA: Para diseño "C" las potencias y velocidades deben ser de acuerdo con lo especificado en la tabla 8.

TABLA 14 - Valores máximos de la corriente de arranque en amperes, a 220 volts, 50 y 60 Hz

cp	kW	50 Hz	60 Hz	Diseño	
0.25	0.187	17	15	B	D
0.33	0.249	19	17	B	D
0.5	0.373	24	21	B	D
0.75	0.560	29	26	B	D
1	0.746	36	31	B	D
1.5	1.119	48	42	B	D
2	1.492	61	52	B	D
3	2.238	77	67	B	C D
5	3.73	110	96	B	C D
7.5	5.60	153	133	B	C D
10	7.46	194	169	B	C D
15	11.19	267	242	B	C D
20	14.92	350	303	B	C D
25	18.65	439	382	B	C D
30	22.38	523	455	B	C D
40	29.84	700	606	B	C D
50	37.30	873	758	B	C D
60	44.76	1045	909	B	C D
75	55.95	1307	1034	B	C D
100	74.60	1641	1516	B	C D
125	93.25	2185	1897	B	C D
150	111.90	2608	2269	B	C D
200	149.20	3487	3032	B	C
250	186.50	4349	3816	B	
300	223.80	5290	4600	B	
350	260.99		5532	B	
400	298.28		6064	B	
450	335.56		6795	B	
500	372.85		7779	B	

NOTAS:

- 1 - Para diseño "A" los valores máximos de la corriente de arranque, pueden ser mayores a los estipulados en esta tabla.
- 2 - La corriente a rotor bloqueado de los motores diseñados para tensiones diferentes a 220 volts debe ser inversamente proporcional a las tensiones.



NOM-J-75	CURVA PAR - VELOCIDAD	150
		ACOT. 1/A
GRAFICA 3		Diseno 01

2.2 APLICACIONES

Con los antecedentes descritos tanto para la carga accionada como para los distintos tipos de diseño de motores trifásicos de Inducción, estamos en condiciones de efectuar la "SELECCION DEL TIPO DE DISEÑO" más adecuado.

2.2.1 EJEMPLO 1

DETERMINACION DE LA POTENCIA EFECTIVA PARA CARGAR FLUCTUANTES

Cuando la demanda de potencia es fluctuante para el accionamiento de una carga por un motor, se hace necesario definir el ciclo de trabajo que debe efectuar la carga para realizar su cometido en un proceso. Un ejemplo típico de estos casos se ilustra en la figura 11, aquí se presenta el ciclo de trabajo correspondiente a una inyectora de plásticos, desglosado en tres etapas para la elaboración de una pieza moldeada y sus intervalos de duración. A continuación de la gráfica de la fig. 11 aparecen los cálculos correspondientes, reduciéndose el problema a la aplicación de las relaciones (8) y (9) dadas en la primera parte. Con el valor determinado, únicamente se determina la potencia nominal, pero no se puede efectuar completamente la selección del tipo de diseño por carecer de las características de arranque de la carga, por lo que este ejemplo queda resuelto parcialmente.

Independientemente de las características de arranque para estos casos, si la demanda de potencia es fluctuante, también lo es el par en condiciones de operación bajo carga y conviene que la velocidad no varíe, para estas condiciones de trabajo los diseños A, B o C son recomendables.

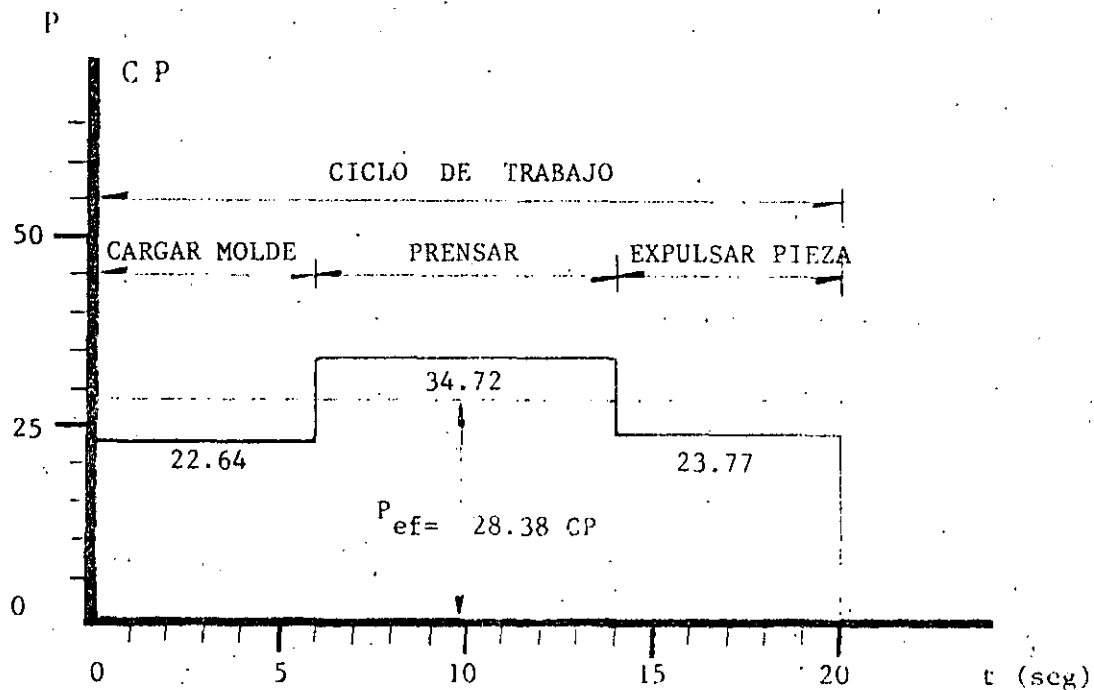


Fig. 11

DEMANDA DE POTENCIA DEL CICLO DE TRABAJO
DE LA BOMBA DEL SISTEMA HIDRAULICO
DE UNA INYECTORA DE PLASTICO

CALCULO DE LA POTENCIA EFECTIVA

Ciclo de Trabajo:

OPERACION	POTENCIA	TIEMPO
Cambiar Molde	22.64 C P	6 SEGUNDOS
Prencar	34.72 C P	8 SEGUNDOS
Expulsión	23.77 C P	6 SEGUNDOS

Duración del ciclo: T = 20 SEGUNDOS

$$P_{ef} = \sqrt{\frac{(22.64)^2 \cdot 6 + (34.72)^2 \cdot 8 + (23.77)^2 \cdot 6}{20}}$$

$$= \sqrt{\frac{16,104.321}{20}} = \sqrt{805.46605}$$

$$P_{ef} = 28.38 \text{ C P}$$

2.2.2 EJEMPLO 2

Selección del tipo de diseño de motor para accionar un compresor rotatorio de aspas deslizantes:

La Tabla de Potencias de la página 32, proporciona los valores de operación de un equipo rotatorio con aspas deslizantes que puede ser utilizado tanto como compresor o como bomba de vacío, adicionalmente en la página 33 aparecen las características para puesta en marcha del equipo.

Las curvas I y II de la fig. 12, nos muestran los períodos de arranque, transición y servicio normal para dos condiciones de puesta en marcha:

Curva I. Arranque contra Presión Plena de Servicio (Compresor) o Vacío de Servicio (Bomba de Vacío), o arranque en Estado Frío.

Curva II. Arranque contra 0 Kg/cm² o bajo vacío (compresor)

Las condiciones más críticas para poner en marcha al compresor es para la curva I, por lo que la selección del tipo de diseño más adecuado será para esta condición entonces siendo así, observando que el par de arranque es de 40.5%, pero al alcanzar el 10% de su velocidad, el par se eleva al 146% podemos considerar este valor como el porcentaje de par a vencer en el arranque del motor. Comparando los pares de los diseños "A" "B" "C" ó "D", los diseños "A" y "B" no podrían arrancar esta carga, el diseño "C" si puede, sin embargo, el par de aceleración es muy reducido y el período de arranque sería muy prolongado, aspecto que no conviene, por lo que también se descarta este diseño, quedando como último recurso.

el diseño "D". Como la carga conserva el porcentaje de par durante el período de calentamiento, la velocidad se establecerá alrededor del 80% de la nominal y cuando la carga tenga la temperatura de trabajo, la velocidad se establecerá con un deslizamiento del 10%. Por tanto, el diseño "D" es el adecuado, terminando con esto nuestra selección.

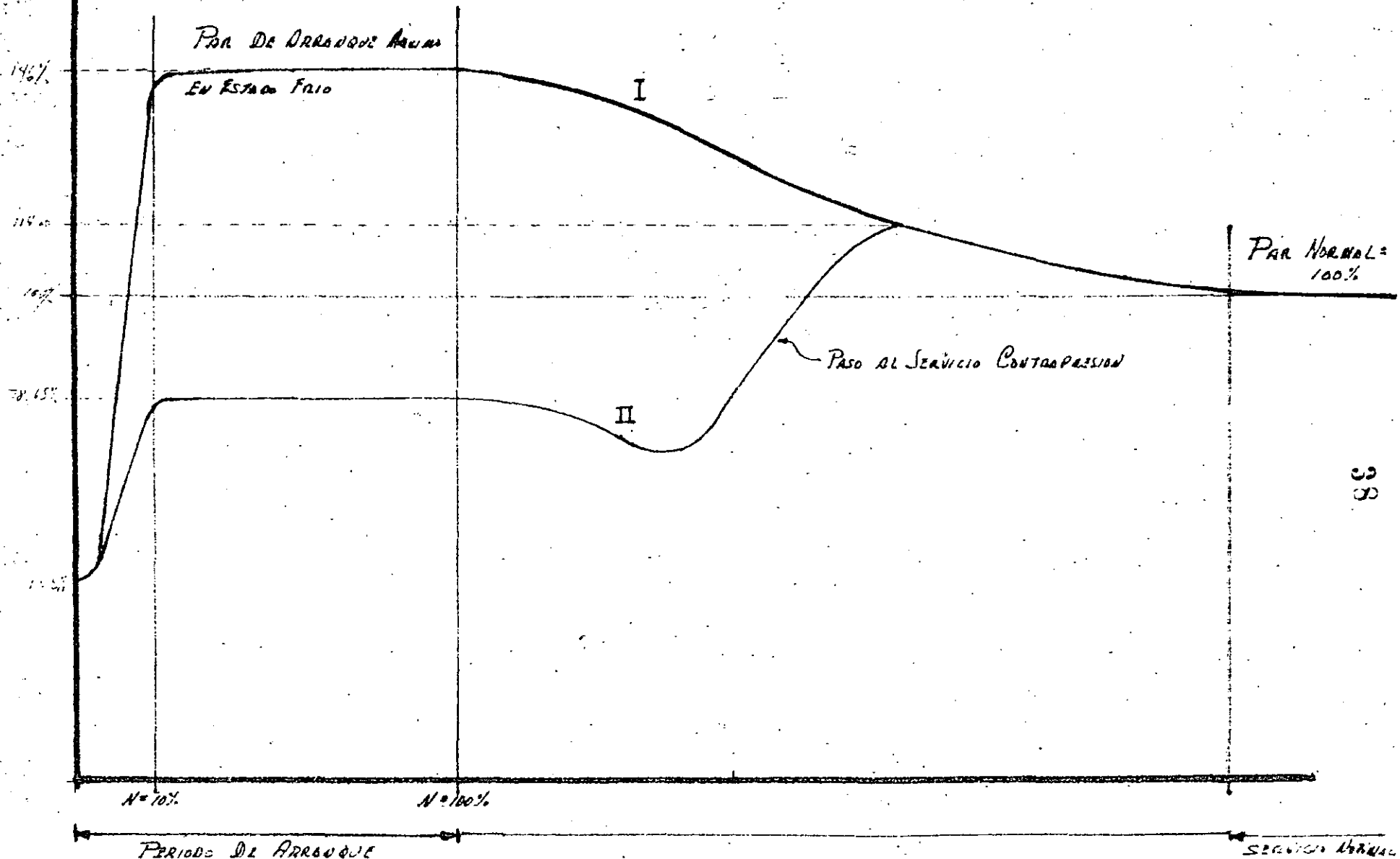
Como una alternativa adicional, se puede seleccionar un motor de inducción trifásico con rotor bobinado, ya que en éste podemos variar su par de arranque con el banco de resistencias conectado a los anillos del rotor, de acuerdo a las curvas de la fig. 5, logrando con esto, las condiciones de arranque requeridas por la carga.

Compresores y bombas de vacío de una fase

Tabla de potencias

Compresores									Bombas de vacío						
Volumen electivamente aspirado y potencia absorbida								Tipo	Velocidad	Tipo	Volumen teórico		Potencia absorbida		
1 kg/cm²		2 kgs/cm²		3 kgs/cm²		4 kgs/cm²					aspirado	30%	60%	90%	
m³/h	Cab.	m³/h	Cab.	m³/h	Cab.	m³/h	Cab.								
40	2,5	34	3,5	28,5	4,3	23,5	5,0	K 4	2850	V 4	48	1,6	2,0	1,7	
49	2,9	41,5	4,0	35	4,9	29	5,7	K 5	2850	V 5	58	1,8	2,3	1,9	
75	4,3	68	5,8	63	7,2	58	8,4	K 7	2850	V 7	88	3,1	3,4	3,1	
105	5,8	97	7,5	89	9,1	80	10,8	K 9	2850	V 9	119	3,6	4,0	3,7	
143	6,7	127	9,6	113	12	100	14,1	K 14	1450	V 14	165	3,5	4,5	3,7	
213	10	189	14,5	168	18	150	21	K 20	1450	V 20	244	5,2	6,5	5,3	
295	13	267	19	240	24	215	28,5	K 30	980	V 30	329	6,9	8,5	7,1	
400	18,5	359	27	321	34	287	40,5	K 30s	1450	—	—	—	—	—	
410	18	367	26	331	33	306	40	K 40	980	V 40	464	9,1	11,5	9,4	
553	26	496	37	449	48	—	—	K 40s	1450	—	—	—	—	—	
525	22	475	33,5	430	42,5	395	50	K 55	725	V 55	594	10,9	14	11,7	
705	29,5	640	44	585	56	—	—	K 55	980	V 55	803	14,7	19	15,8	
680	28	615	41	560	53	525	65	K 70	725	V 70	767	14,5	18,2	15,3	
920	37,5	830	55	—	—	—	—	K 70	980	V 70	1037	19,6	24,6	20,7	
770	31	700	46,5	640	59,5	600	71,5	K 80	580	V 80	864	15,7	20	16,8	
960	39,5	870	58	795	73,5	—	—	K 80	725	V 80	1080	19,6	25	21	
895	36	815	54	750	69,5	700	83	K 95	580	V 95	1003	18	23	19	
1125	45	1020	66,5	—	—	—	—	K 95	725	V 95	1255	22,5	28,7	23,7	
1040	42	950	62,5	875	80	—	—	K 110	485	V 110	1165	20,5	27	22,5	
1240	50	1130	75	1050	96	—	—	K 110	580	V 110	1395	24,5	32,3	26,9	
1485	61	1360	91	—	—	—	—	K 110s	725	—	—	—	—	—	
1245	49,5	1140	74	—	—	—	—	K 130	485	V 130	1390	24,7	32	26	
1505	59	1375	88	—	—	—	—	K 130	580	V 130	1660	29,5	38,3	31,1	
1770	70,5	1625	105	—	—	—	—	K 130s	725	—	—	—	—	—	
1730	67	1580	100	—	—	—	—	K 180	485	V 180	1910	33	43	35	
2075	80	1905	123	—	—	—	—	K 180	580	V 180	2285	39,5	51,4	41,8	
2190	86	2020	130	—	—	—	—	K 230	485	V 230	2390	41	53	42,5	
2620	102	2430	158	—	—	—	—	K 230	580	V 230	2860	49	63,3	51	
2620	105	2410	155	—	—	—	—	K 280	485	V 280	2867	48	63	51	
3130	123	2890	188	—	—	—	—	K 280	580	V 280	3430	57,5	75,5	61	
4140	172	3870	250	—	—	—	—	K 400	420	V 400	4450	80	104	85	
5160	207	4800	315	—	—	—	—	K 500	420	V 500	5560	95	123	100	
6200	255	5800	370	—	—	—	—	K 600	420	V 600	6673	115	148	120	

FIG - 12



- I ARRANQUE CONTRA PRESION DE SERVICIO (COMPRESOR) O VACIO DE SERVICIO (BOMBA DE VACIO)
- II ARRANQUE CONTRA DIFERENCIAL O BAJA REDO (COMPRESOR)

BIBLIOGRAFIA

- REVISTA TECNICA IEM, edición septiembre de 1972.
- CAT. DE MOTORES SIEMENS, edición 1971.
- NORMAS CCONNIE, edición mayo de 1980.
- CATALOGO DE COMPRESORES Y BOMBAS DE VACIO S L M.
Sulzer Hermanos, S.A.
Winter Thur. Suiza.



DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.

CALCULO Y SELECCION DE MOTORES ELECTRICOS

ARRANQUE A TENSION PLENA Y A
TENSION REDUCIDA

ING. JUAN MANUEL ROJAS GOMEZ
DICIEMBRE, 1984

EL OBJETIVO DE ESTE TEMA ES:

ANALIZAR LAS FORMAS DE ARRANQUE A TENSION PLENA Y TENSION REDUCIDA PARA OBTENER ELEMENTOS QUE PERMITAN DECIDIR CUAL DE LAS DOS ALTERNATIVAS CONVIENE EN CADA CASO.

I N D I C E

	PAG.
INTRODUCCION	1
1. CILINDRO MACIZO DE MASA M	3
2. ARRANQUE A TENSION PLENA	8
3. ARRANQUE A TENSION REDUCIDA	23
4. CONCLUSIONES	30

INTRODUCCION

INTRODUCCION

ESTE TEMA EN REALIDAD, PODEMOS CONSIDERARLO COMO UNA EXTENSIÓN DE LA SELECCIÓN DEL MOTOR PARA EL ACCIONAMIENTO DE LA CARGA, YA QUE LAS CURVAS PAR-VELOCIDAD CONSIDERADAS NORMALMENTE SON A LA TENSIÓN NOMINAL DEL MOTOR Y SI ESTE VOLTAJE SE REDUCE, LA CURVA PAR-VELOCIDAD SE MODIFICA. LA TEORÍA HA PODIDO ESTABLECER QUE EL PAR MOTRIZ PARA EL CASO DE LOS MOTORES DE INDUCCIÓN, VARÍA PROPORCIONALMENTE AL CUADRADO DEL VOLTAJE DE ALIMENTACIÓN AL MOTOR; OTRO ASPECTO IMPORTANTE EN EL ARRANQUE DE UN MOTOR, ES LA DETERMINACIÓN DE LA CORRIENTE QUE DEMANDA DURANTE ESTE PERÍODO, EN DONDE TAMBIÉN, LA TEORÍA ESTABLECE QUE LA CORRIENTE ES DIRECTAMENTE PROPORCIONAL AL VOLTAJE DE ALIMENTACIÓN; DEBIÉNDOSE ACLARAR QUE LAS VARIACIONES DE PAR Y CORRIENTE MENSIONADAS SON PARA UN DESLIZAMIENTO CONSTANTE.

PARA EL PRESENTE TEMA, LA PREGUNTA OBLIGADA ES:

¿CUÁNDO UN MOTOR DE INDUCCIÓN TRIFÁSICO DEBE ARRANCAR A TENSIÓN PLENA, Y CUÁNDO A TENSIÓN REDUCIDA?

LOS ARGUMENTOS QUE PODEMOS ESGRIMIR PARA DECIDIRNOS POR UNA DE LAS DOS ALTERNATIVAS PUEDEN SER VARIAS, POR EJEMPLO, UNO DE LOS MÁS GENERALIZADOS, ES REDUCIR LA CORRIENTE TAN ELEVADA QUE DEMANDAN LOS MOTORES CUANDO ARRANCAN A TENSIÓN PLENA, CON EL CONSECUENTE INCREMENTO EN EL VALOR DE LA REGULACIÓN DE VOLTAJE, OCASIONANDO CON ÉSTO ANOMALÍAS EN LA OPERACIÓN DE LOS DISPOSITIVOS ELÉCTRICOS CONECTADOS EN LA MISMA RED DEL MOTOR QUE ARRANCA; TAMBIÉN EL PROPIO MOTOR PUEDE SUFRIR CALENTAMIENTOS EXCESIVOS DURANTE ESTE PERÍODO, PERO ¿SERÁN LOS ARGUMENTOS DE MAS "PESO" PARA DECIDIRNOS POR UN ARRANQUE A TENSIÓN REDUCIDA?

PARA DEFINIR CON PRECISIÓN, CUÁL DE LAS DOS ALTERNATIVAS CONVIENE, SE HACE NECESARIO ANALIZAR AMBAS FORMAS.

PARA COMENZAR A DEFINIR LINEAMIENTOS, SE TIENE QUE, EN CUALQUIER FORMA DE ARRANQUE SE REQUIERE QUE EL MOTOR:

- PRODUZCA SUFICIENTE PAR DE ACELERACIÓN.
- DEMANDE LA MÍNIMA CORRIENTE DE LA LÍNEA DE ALIMENTACIÓN
- TENGA PERÍODOS DE ARRANQUE MÍNIMOS
- NO PRESENTE CALENTAMIENTOS EXCESIVOS
- NO PRODUZCA DISTURBIOS EN LA RED CUANDO ARRANCA
- ARRANQUE CON BUEN FACTOR DE POTENCIA
- GASTOS MÍNIMOS PARA EL SISTEMA DE ARRANQUE

DE ESTA FORMA, UN SISTEMA DE ARRANQUE SERÁ MAS EFICIENTE SI SATISFACE EL MAYOR NÚMERO DE LOS PUNTOS ANTERIORES.

1. CILINDRO MACIZO DE MAZA M

CILINDRO MACIZO DE MASA M

PREVIAMENTE, RECORDAREMOS LAS LEYES DE LA MECÁNICA PARA PONER EN MOVIMIENTO UN CILINDRO MACIZO DE MASA M , COMO EL REPRESENTADO EN LA FIG. 1.

LA RELACIÓN BÁSICA QUE ESTABLECE LA MECÁNICA PARA LLEVAR AL CILINDRO DESDE EL REPOZO HASTA UNA VELOCIDAD ANGULAR ω ES:

$$T = I\alpha \text{ ----- (1)}$$

DONDE I : MOMENTO DE INERCIA DEL CILINDRO CON RESPECTO AL EJE DE ROTACIÓN.

α : ACELERACIÓN ANGULAR

T : PAR DE ACELERACIÓN

SI CONSIDERAMOS UNA ACELERACIÓN CONSTANTE, TAMBIÉN ES CONOCIDO QUE

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_o}{T} \text{ EN RAD/SEG}^2 \text{ ----- (2)}$$

PARA LA CUAL

ω_o : VELOCIDAD ANGULAR INICIAL EN RAD/SEG

ω_f : VELOCIDAD ANGULAR FINAL EN RAD/SEG

T : TIEMPO DE ACELERACIÓN EN SEG

O TAMBIÉN COMO

$$\omega_o = 0, \alpha = \frac{\omega_f}{T} \text{ ----- (3)}$$

ADEMÁS, EL MOMENTO DE INERCIA DEL CILINDRO EN FUNCIÓN DE SU MASA M Y SU RADIO DE GIRO R VALE:

$$I = M R^2 \text{ ----- (4)}$$

PERO LA MASA ES

$$M = \frac{W}{G} \text{ ----- (5)}$$

EN DONDE

W : PESO DEL CILINDRO DE MASA M

G : ACELERACIÓN DE LA GRAVEDAD

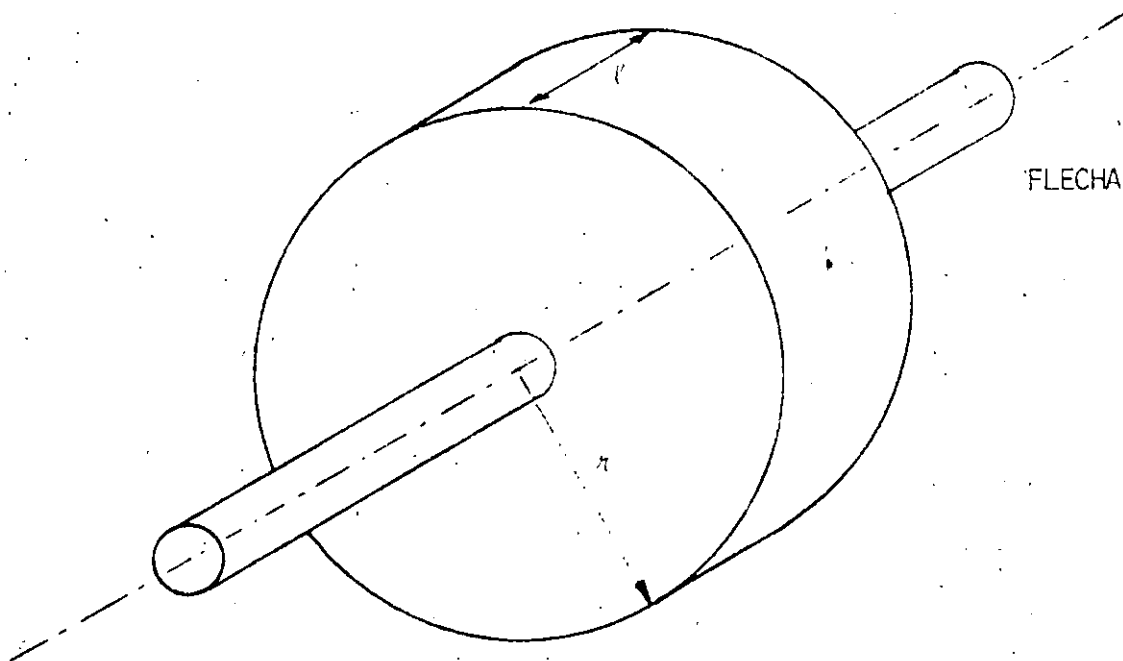


FIG. 1 CILINDRO MACIZO DE MASA M MONTADO EN UNA FLECHA

SI CONSIDERAMOS LAS EXPRESIONES (3), (4) Y (5) EN LA (1), SE TIENE:

$$T = \frac{M}{G} \cdot R^2 \cdot \frac{\omega}{T} \quad \text{-----} \quad (6)$$

TENIENDO EN CUENTA QUE

$$\omega = (2\pi/60) N \quad \text{-----} \quad (7)$$

DONDE N VELOCIDAD ANGULAR DEL CILINDRO EN REVOLUCIONES POR MINUTO (RPM), Y QUE

$$G = 9.81 \text{ m/seg}^2 \quad \text{EN EL SISTEMA MKS TÉCNICO}$$

$$G = 32.2 \text{ pie/seg}^2 \quad \text{EN EL SISTEMA INGLÉS TÉCNICO}$$

OBTENDREMOS FINALMENTE PARA LA EXPRESIÓN (6)

$$T = \frac{MR^2 (2\pi/60) N}{9.81 T}$$

$$T = \frac{WR^2 N}{94 T} \text{ ----- (8)}$$

Ó TAMBIÉN

$$T = \frac{WR^2 (2\pi/60) N}{32.2 T} = \frac{WR^2 N}{308 T} \text{ ----- (9)}$$

DE LAS EXPRESIONES (8) O (9), SE PUEDE DETERMINAR EL TIEMPO QUE DURA EL PERÍODO DE ACCELERACIÓN, ASÍ

$$T_1 = \frac{WR^2 N}{94 T} \text{ SEG ----- (10)}$$

SI WR^2 ESTÁ EN KG-M^2 Y EL PAR EN KG-M ; Y SI WR^2 ESTÁ EN LB-PIE^2 Y EL PAR T EN LB-PIE , EL TIEMPO DE ACCELERACIÓN SERÁ

$$T = \frac{WR^2 N}{308 T} \text{ SEG ----- (11)}$$

CUANDO EL CILINDRO HA ALCANZADO LA VELOCIDAD w_f LA ENERGÍA CINÉTICA (EC) QUE ALMACENA ESTÁ DADA POR

$$EC = \frac{1}{2} \cdot I w_f^2 \text{ ----- (12)}$$

$$= \frac{1}{2} \cdot \frac{W}{G} \cdot R^2 \cdot w_f^2$$

$$= \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{G} \cdot (2\pi/60)^2 \cdot W \cdot R^2 \cdot N^2 \text{ ----- (13)}$$

SUS UNIDADES SERÁN KG-M Ó LB-PIE SEGÚN EL SISTEMA DE UNIDADES EMPLEADO.

PARA NUESTROS PROPÓSITOS, ES COMÚN EXPRESARLA EN TÉRMINOS DE POTENCIA-TIEMPO, DE ESTA FORMA, SI EL SISTEMA USADO ES EL INGLÉS TÉCNICO:

$$EC = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{32.2} (2\pi/60)^2 W R^2 N^2$$

$$= 1.70283 \times 10^{-4} W R^2 N^2 \text{ LB-PIE}$$

O TAMBIÉN

$$EC = 1.70283 \times 10^{-4} \cdot \frac{1}{550} \cdot (0.746) W R^2 N^2$$

FINALMENTE

$$EC = 2.31 W R^2 N^2 10^{-7} \text{ KW - SEG} \text{ ----- (14)}$$

LAS RELACIONES ANTERIORES EN CONJUNTO CON LAS RELACIONES DEL MOTOR DE INDUCCIÓN TRIFÁSICO NOS SERVIRÁN DE BASE PARA NUESTRO ANÁLISIS.

2. ARRANQUE A TENSION PLENA

2. ARRANQUE A TENSION PLENA

EL OBJETIVO DE ESTE TEMA ES: ANALIZAR ESTE TIPO DE ARRANQUE, VISUALIZAR SUS INCONVENIENTES Y OBTENER ELEMENTOS PARA SABER CUANDO SE REQUIERE ESTE TIPO DE ARRANQUE.

2.1 CARACTERISTICAS DEL ARRANQUE A TENSION PLENA

SE CONSIDERA ARRANQUE A TENSION PLENA CUANDO UN MOTOR ES ENERGIZADO A SU VOLTAJE NOMINAL O DE PLACA. SIN EMBARGO, LA FUENTE DE ALIMENTACIÓN O SISTEMA ELÉCTRICO AL CUAL SE CONECTA EL MOTOR, NO MANTIENE FIJO EN LAS TERMINALES DEL MOTOR EL VALOR DEL VOLTAJE, PRESENTÁNDOSE SIEMPRE UNA DISMINUCIÓN O CAIDA DE TENSION QUE SE ACENTÚA SOBRETUDO EN EL PERÍODO DE ARRANQUE. ESTA CAIDA DE TENSION SE INCREMENTA CON LA MAGNITUD DE LA CORRIENTE Y TAMBIÉN CON LA DISMINUCIÓN DEL FACTOR DE POTENCIA, EN EL ARRANQUE, LA CORRIENTE PUEDE ALCANZAR VALORES DEL 700% CON RESPECTO AL VALOR NOMINAL Y EL FACTOR DE POTENCIA ABAJO DEL 50%, DANDO COMO RESULTADO UNA REGULACIÓN DE VOLTAJE POBRE EN ESTE PERÍODO, DEBIÉNDOSE TOMAR MEDIDAS PARA MEJORAR EL ARRANQUE DE MOTORES Ó CONSIDERAR ESTA CAIDA DE TENSION EN LOS CÁLCULOS PARA EVITAR ARRANQUES DEFECTUOSOS.

POR LO ANTERIOR Y EN BASE A LA CAPACIDAD Y VOLTAJE NOMINALES DE LOS MOTORES, SE DEBEN CONECTAR EN REDES O SISTEMAS CUYOS VOLTAJES ANTES DE QUE SE CONECTE LA CARGA SON DE UN VALOR MAYOR COMO SE MUESTRA EN LA SIGUIENTE TABLA.

TENSION DEL SISTEMA (VOLT)	TENSION NOMINAL DEL MOTOR (VOLT)	POTENCIA DEL MOTOR (CP)
240	220	HASTA 50
480	440	DE 50 A 200
2 400	2 300	200 A 250
4 160	4 000	250 A 2500
13 800	13 200	MAYORES DE 2 500

LO ANTERIOR SE ACLARA MEJOR OBSERVANDO LAS CAIDAS DE TENSION EN CADA UNO DE LOS ELEMENTOS QUE INTERVIENEN PARA ALIMENTAR UN MOTOR, DESDE UNA RED O SISTEMA DE ALTA TENSION HASTA LLEGAR AL MOTOR, COMO SE MUESTRA EN LA FIG. 2, 2A, Y 2B.

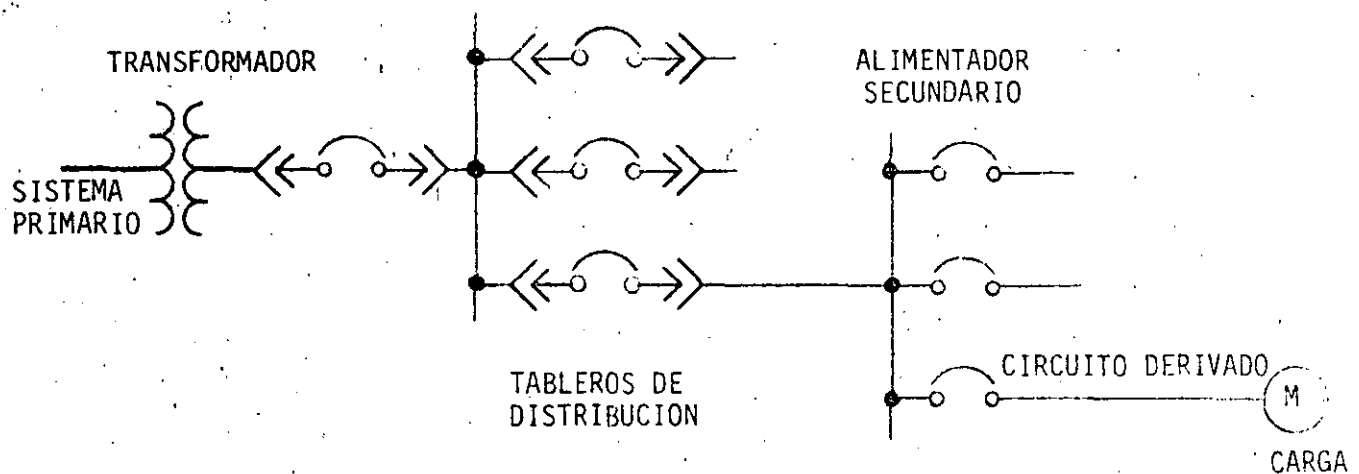


FIG. 2 SISTEMA DE DISTRIBUCION DE ENERGIA

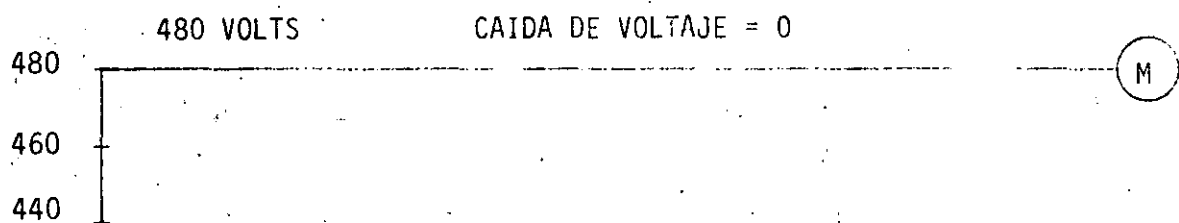


FIG. 2A. CONDICIONES DE TENSION SIN CARGA EN EL CIRCUITO

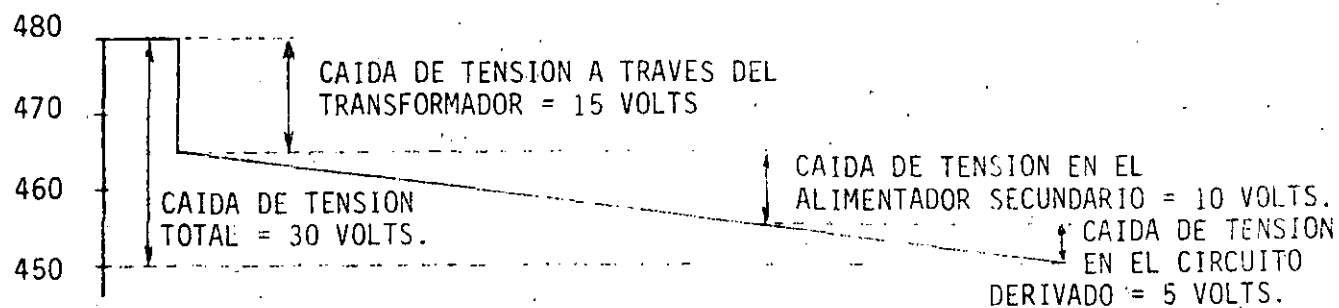


FIG. 2.B. CONDICIONES DE TENSION A CARGA PLENA

ADEMÁS DE LA COMPENSACIÓN DE LA CAIDA DE TENSIÓN EN EL SISTEMA, TAMBIÉN SE CONSIDERA EN EL CIRCUITO DERIVADO AL MOTOR UNA PÉRDIDA DE TENSIÓN DE UN 3 A 5%.

OTRO FACTOR QUE PUEDE IMPEDIR EL ARRANQUE DE UN MOTOR, ES LA CAPACIDAD DEL SISTEMA, POR EJEMPLO: CUANDO SE TIENE GENERACIÓN PROPIA EN REFINERÍAS, BARCOS, INGENIOS, ETC., EL MOTOR MÁS GRANDE QUE SE PUEDE CONECTAR NO DEBE EXCEDER EL 15% DE LA CAPACIDAD DEL SISTEMA.

EN LO QUE SIGUE, SE ANALIZA EL ARRANQUE DE UN MOTOR DE INDUCCIÓN CONSIDERANDO EL ARREGLO DE LA FIG. 2 EN DONDE:

- A) EL ACOPLAMIENTO MOTOR-CARGA ES DIRECTO
- B) EL EQUIPO ACCIONADO NO MUEVE CARGA DURANTE EL ARRANQUE
- C) EL MOTOR ES ENERGIZADO A VOLTAJE PLENO
- D) LA FUENTE O RED DE ALIMENTACIÓN ES CAPAZ DE SUMINISTRAR LA POTENCIA DE ARRANQUE

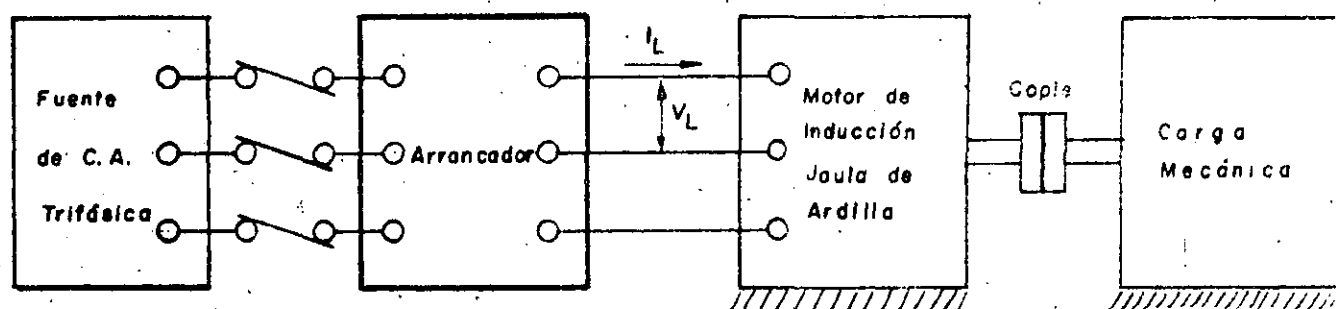


FIG. 2. ARREGLO DE ALIMENTACIÓN Y CARGA MECÁNICA ACOPLADA AL MOTOR DE INDUCCIÓN

LAS CARACTERÍSTICAS DE ARRANQUE QUE SE OBTENDRÁN EN ESTE DESARROLLO SON:

- PAR DE ARRANQUE
- PAR DE ACELERACIÓN
- PAR PROMEDIO DE ACELERACIÓN
- CORRIENTE DE ARRANQUE
- TIEMPO DE ARRANQUE
- CALOR GENERADO (LIBERADO) EN EL MOTOR

PARA EL CÁLCULO DE ESTAS CARACTERÍSTICAS SE REQUIERE OBTENER DE LOS FABRICANTES LA INFORMACIÓN NECESARIA TANTO PARA EL MOTOR COMO DE LA CARGA.

EN LA FIG.3 APARECEN LAS CURVAS PAR-VELOCIDAD Y CORRIENTE-VELOCIDAD DE UN MOTOR DE INDUCCIÓN CON ROTOR JAULA DE ÁRDILLA, AL CUAL CORRESPONDEN LOS SIGUIENTES DATOS DE PLACA:

CAPACIDAD	250	CP
VOLTAJE	460	VOLT
FRECUENCIA	60	CPS
FASES	3	
VELOCIDAD	1 730	RPM
PAR NOMINAL	740	LB-PIE
CORRIENTE NOMINAL	235	AMPERES
DISEÑO NEMA	B	

ADICIONALMENTE, EL VENDEDOR PROPORCIONÓ LOS SIGUIENTES DATOS:

CURVAS - - - - - PAR-VELOCIDAD Y CORRIENTE-VELOCIDAD

TIEMPO MÁXIMO PERMITIDO PARA REDUCIR LA CORRIENTE DE ROTOR BLOQUEADO A LA

CORRIENTE DE OPERACIÓN - - - - - 10 SEGUNDOS

MOMENTO DE INERCIA DEL ROTOR - - - - - 31 LB-PIE² Y

DICHO MOTOR ACCIONARÁ COMO CARGA UN VENTILADOR DE TIRO FORZADO CON CARACTERÍSTICAS DE INERCIA ELEVADA AL CUAL CORRESPONDE LA CURVA PAR-VELOCIDAD DE LA FIG.4. JUNTO CON LA INFORMACIÓN SIGUIENTE:

VELOCIDAD NOMINAL	1 770	RPM
MOMENTO DE INERCIA	1 645	LB-PIE ²
COMPUERTA DE ADMISION	CERRADA	

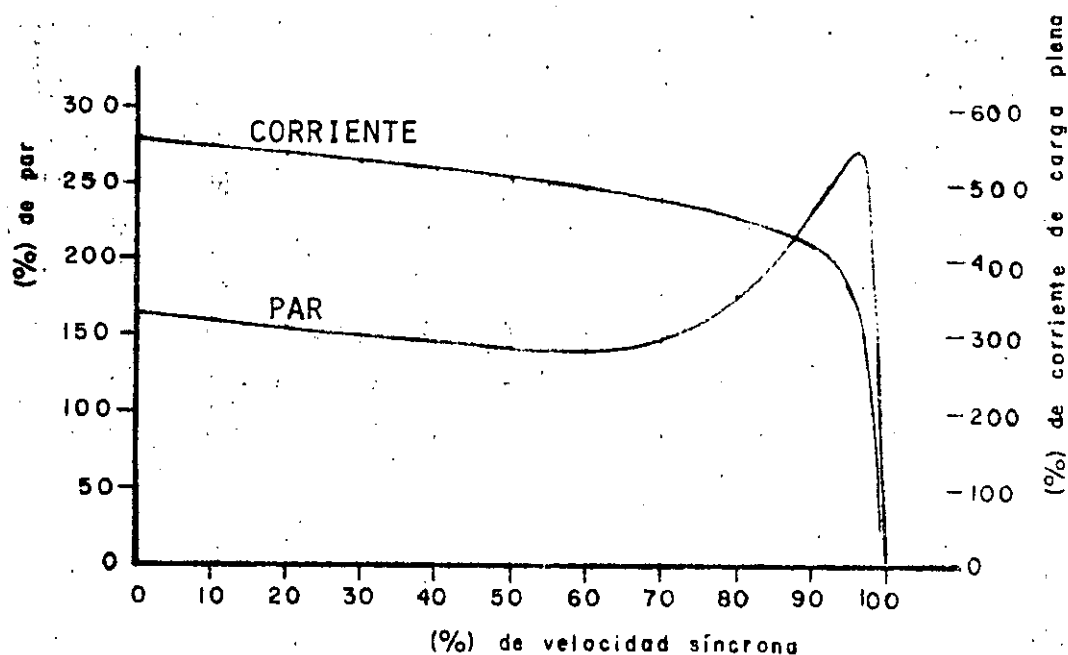


Fig. 3. CURVAS PAR-VELOCIDAD Y CORRIENTE-VELOCIDAD
DEL MOTOR DE INDUCCION

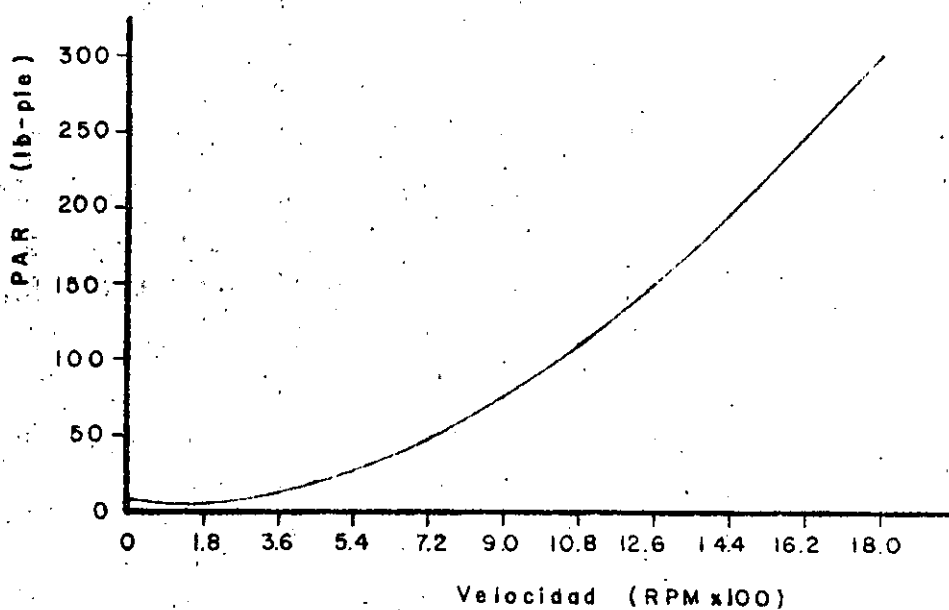


Fig. 4. CURVA PAR-VELOCIDAD DEL VENTILADOR DE TIPO FORZADO

EL MÉTODO PARA DETERMINAR LO PROPUESTO, SE DENOMINA MÉTODO DE INTEGRACION GRAFICA, QUE CONSISTE EN DIVIDIR EN INTERVALOS EL PERÍODO DE ARRANQUE CON INCREMENTOS IGUALES DE VELOCIDAD, DURANTE LOS CUALES PODEMOS CONSIDERAR CONSTANTE LA ACELERACIÓN DE ROTOR Y VENTILADOR, PERMITIENDO ASÍ DETERMINAR SU DURACIÓN SUMANDO LOS TIEMPOS PARCIALES CONOCEREMOS EL TIEMPO TOTAL DE ARRANQUE, SIMULTÁNEAMENTE, SE REALIZA LA DETERMINACIÓN DEL CALOR GENERADO Y VER ASÍ, SI NO ES REBASADO EL LÍMITE PERMITIDO. LA TABLA 1, CONTIENE LOS RESULTADOS OBTENIDOS DE LOS CÁLCULOS EFECTUADOS CON LOS DATOS DE MOTOR Y CARGA PARA UN ARRANQUE A TENSIÓN PLENA.

A CONTINUACIÓN SE RESEÑA LA SECUENCIA DE CÁLCULO PARA ELABORAR LA TABLA 1.

Paso 1. CON LAS CURVAS PAR-VELOCIDAD DE MOTOR Y CARGA SE DEFINEN LOS INTERVALOS CON INCREMENTOS DE VELOCIDAD IGUALES, EN ESTE CASO, 10 INTERVALOS CON INCREMENTOS DE 180 RPM EN EL VENTILADOR QUE CORRESPONDEN A INCREMENTOS DE 10% EN VELOCIDAD EN EL MOTOR, DICHSO INTERVALOS ESTÁN MARCADOS EN LOS EJES HORIZONTALES DE LAS FIG. 4 Y 3 RESPECTIVAMENTE. CON ESTOS DATOS SE LLENA LA COLUMNA 1.

Paso 2. EN LOS MISMOS INTERVALOS ENTRANDO EN LA REFERENCIA HORIZONTAL AL CENTRO DE CADA UNO, EN LA REFERENCIA VERTICAL QUE CORTA A LA CURVA DE CORRIENTE ENCONTRAMOS EL PORCENTAJE DE CORRIENTE QUE DEMANDA EL MOTOR, CON ESTOS DATOS SE LLENA LA COLUMNA 2.

Paso 3. CON EL PRODUCTO DE LOS PORCENTAJES DE LA COLUMNA 2

Y LA CORRIENTE NOMINAL O DE CARGA PLENA DEL MOTOR SE OBTIENEN LOS DATOS DE LA COLUMNA 3.

Paso 4. NUEVAMENTE, ENTRANDO AL CENTRO DE LOS INTERVALOS EN LA ESCALA HORIZONTAL CUYAS REFERENCIAS VERTICALES CORTEN A LA CURVA DE PAR DE LA FIG.3, ENCONTRAMOS LOS PORCENTAJES DE PAR DESARROLLADOS POR EL MOTOR CON ESTOS VALORES FORMAMOS LA COLUMNA 4.

Paso 5. SE HA COMENTADO ANTERIORMENTE LA CAIDA DE VOLTAJE QUE OCURRE Y QUE SE ACENTÚA DURANTE EL ARRANQUE DEL MOTOR, POR LO QUE ES RECOMENDABLE HACER UNA CORRECCIÓN AL VOLTAJE DE ALIMENTACIÓN DURANTE EL ARRANQUE PARA EVITAR ARRANQUE DEFECTUOSO. EN ESTE CASO CONSIDERAREMOS UNA CAIDA DE 20 VOLTS, -APROXIMADAMENTE EL 5% DEL VOLTAJE NOMINAL- EN LOS INSTANTES DEL ARRANQUE, DE ESTA FORMA:

CAIDA DE VOLTAJE 20 VOLT.

POR LO QUE EL MOTOR RECIBIRÁ REALMENTE

$$460 - 20 = 440 \text{ VOLT.}$$

O SEA $(440/460) 100 = 95.7\%$ DEL VOLTAJE NOMINAL

ESTO SIGNIFICA QUE EN EL INSTANTE INICIAL DE ARRANQUE, EL MOTOR RECIBE EL 95.7% DE SU VOLTAJE NOMINAL, PERO ESTE PORCENTAJE IRÁ AUMENTANDO A MEDIDA QUE EL MOTOR INCREMENTA SU VELOCIDAD DEBIDO A QUE LA CORRIENTE VA DECRECIENDO. DE UNA FORMA APROXIMADA LA CAIDA DE VOLTAJE EN CADA INTERVALO SE DETERMINA POR LA RELACIÓN DEL % DE CORRIENTE EN EL INTERVALO CONSIDERADO AL % DE CORRIENTE A ROTOR BLOQUEADO O DEL INTERVALO INICIAL, MULTIPLICADA POR LA CAIDA DE VOLTAJE

INICIAL. POR EJEMPLO, PARA EL CUARTO INTERVALO, SE TIENE:

% DE CORRIENTE EN EL QUINTO INTERVALO = 515%

% DE CORRIENTE EN EL PRIMER INTERVALO = 560%

CAIDA DE VOLTAJE INICIAL = 20 VOLTS

ENTONCES, $(515/560) 20 = 18.4$ VOLTS CAIDA DE VOLTAJE EN ESTE INTERVALO, POR LO QUE EN PORCENTAJE ES:

$$\frac{(460-18.4)}{460} \times 100 = 96\%$$

CON LOS VALORES OBTENIDOS DE ESTA OPERACIÓN PARA CADA INTERVALO SE LLENA LA COLUMNA 5.

PASO 6. EL HECHO DE CORREGIR EL PORCENTAJE DE VOLTAJE, ES PARA TOMARSE EN CUENTA EN EL PAR DESARROLLADO POR EL MOTOR, HABIÉNDOSE ESTABLECIDO QUE EL PAR VARÍA AL CUADRADO DEL VOLTAJE, POR LO QUE EL PORCENTAJE DE PAR REAL SE OBTENDRÁ MULTIPLICANDO LOS VALORES DE LA COLUMNA 4 POR EL CUADRADO DE LOS VALORES DE LA COLUMNA 5. ASÍ PARA EL CUARTO INTERVALO SE TIENE:
 $1.44 (0.96)^2 = 1.327$ ó 132.7%; OBTENIÉNDOSE ASÍ, LOS VALORES PARA LA COLUMNA 6.

PASO 7. LA COLUMNA 7 CONTIENE LOS VALORES DE PAR DE LA CARGA COMPARADOS CON LOS VALORES DE PAR DEL MOTOR A CARGA PLENA A LA MITAD DE CADA INTERVALO. ASÍ OBTENEMOS PARA EL CUARTO INTERVALO:

PAR DE LA CARGA 35 LB-PIE

PAR MOTOR A CARGA PLENA 740 LB-PIE

POR LO QUE $(35/740) 100 = 4.73\%$

- Paso 8. ESTAMOS AHORA EN CONDICIONES DE DETERMINAR EL PAR NETO DE ACELERACIÓN, QUE ES LA DIFERENCIA DEL PAR DESARROLLADO POR EL MOTOR MENOS EL PAR REQUERIDO POR LA CARGA, POR TANTO LOS VALORES DE LA COLUMNA 3 NOS REPRESENTAN EL PORCENTAJE DE PAR DE ACELERACIÓN OBTENIDOS RESTANDO LOS VALORES DE LA COLUMNA 6 MENOS LOS VALORES DE LA COLUMNA 7.
- Paso 9. OBTENCIÓN DEL PAR REAL DE ACELERACIÓN EN LB-PIE MEDIANTE EL PRODUCTO DEL PORCENTAJE DE PAR DE ACELERACIÓN NETO POR EL PAR MOTOR DE CARGA PLENA, FORMÁNDOSE ASÍ LA COLUMNA 9. POR EJEMPLO PARA EL CUARTO INTERVALO, EL PAR DE ACELERACIÓN VALE $124.6 \times 740 = 922$ LB-PIE.
- Paso 10. OTRO DE LOS ASPECTOS IMPORTANTES DE DETERMINAR ES EL TIEMPO DE ARRANQUE A PARTIR DE LA DURACIÓN DE CADA INTERVALO.

COMO EN CADA INTERVALO PODEMOS CONSIDERAR ACELERACIÓN Y PAR DE ACELERACIÓN CONSTANTES, ENTONCES SE PUEDE UTILIZAR LA EXPRESIÓN VISTA EN EL TEMA PARA LA DETERMINACIÓN DEL TIEMPO EN LA ACELERACIÓN DE UN CILINDRO MACIZO DE MASA M DADA POR

$$T = IW/T = (WR^2) N/308 T \text{ SEG.}$$

EN DONDE:

WR^2 : LAS LB-PIE² DE LAS MASAS INICIALES TOTALES

N : INCREMENTO DE VELOCIDAD

T : EL PAR DE ACELERACIÓN EN LB-PIE

308 : UNA CONSTANTE

PARA EL EJEMPLO QUE NOS OCUPA, LAS MASAS INERCIALES SON DE ROTOR Y CARGA, ES DECIR

$$WR^2 = 1645 + 31 = 1676 \text{ LB-PIE}^2$$

LOS INCREMENTOS DE VELOCIDAD

$$N = 180 \text{ RPM}$$

APLICANDO LA EXPRESIÓN ANTERIOR EN EL CUARTO INTERVALO, SU DURACIÓN SERÁ:

$$T = (1676)(180)/(308)(922) = 1.06 \text{ seg.}$$

DE ESTA MANERA, APLICANDO LA MISMA EXPRESIÓN EN CADA INTERVALO DETERMINAMOS SU DURACIÓN. FINALMENTE, LA SUMA DE LOS TIEMPOS DE LOS 10 INTERVALOS, NOS PERMITE CONOCER EL TIEMPO TOTAL DE ARRANQUE. PARA ESTE CASO RESULTÓ:

$$\text{TIEMPO TOTAL DE ARRANQUE} = 9.78 \text{ SEGUNDOS}$$

Paso 11. DE LOS ASPECTOS MÁS IMPORTANTES EN EL ARRANQUE DE UN MOTOR, ES LA GENERACIÓN DE CALOR EN SUS CONDUCTORES AL FLUIR LA CORRIENTE DE ARRANQUE PRODUCIDO POR EL EFECTO JOULE, SIENDO ESTE CALOR PROPORCIONAL AL CUADRADO DE LA CORRIENTE Y A LA RESISTENCIA OHMICA DE LOS CONDUCTORES, EN LA UNIDAD DE TIEMPO, ESTE ES EL POSTULADO DE LA LEY DE JOULE. EN TÉRMINOS MATEMÁTICOS

$$H = I^2 R T \quad \text{WATT-SEG}$$

DONDE

H : CALOR DESARROLLADO DURANTE EL TIEMPO T.

I : INTENSIDAD DE CORRIENTE

R : RESISTENCIA OHMICA.

T : TIEMPO

CONSIDERANDO LA RESISTENCIA CONSTANTE PODAMOS INTERPRETAR TAMBIÉN QUE LA ENERGÍA CALORÍFICA DESARROLLADA ES PROPORCIONAL AL CUADRADO DE LA CORRIENTE POR EL TIEMPO TRANSCURRIDO, Y LA TEMPERATURA DEL CONDUCTOR AUMENTARÁ HASTA ALCANZAR EL EQUILIBRIO TÉRMICO. EN EL PERÍODO DE ARRANQUE DE UN MOTOR, NO HAY TIEMPO SUFICIENTE PARA TRANSFERIR Y ALMACENAR CALOR Y LOS LÍMITES TÉRMICOS PUEDEN ALCANZARSE EN SEGUNDOS, POR TANTO, UNA FORMA SIMPLE DE VERIFICAR QUE NO SE ALCANCE EL LÍMITE TÉRMICO ES CALCULANDO LOS PRODUCTOS $I^2 T$ PARA CADA INTERVALO Y LA SUMA DE TODOS ELLOS COMPARARLA CON EL MÁXIMO PERMITIDO CON LA CORRIENTE DE ROTOR BLOQUEADO Y EL TIEMPO PROYECTADO POR EL FABRICANTE DEL MOTOR.

TABLA I.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
VELOCIDAD MOTOR (%)	CORRIENTE MOTOR (%)	CORRIENTE MOTOR (AMPS)	PAR MOTOR (%)	VOLTAJE MOTOR (%)	PAR MOTOR RESULTANTE (%)	PAR CARGA (%)	PAR (NETO) ACELERACION (%)	PAR (NETO) ACELERACION (lb-pie)	TIEMPO DEL INTERVALO (SEGUNDOS)	PRODUCTOS $1^2 t$ amp ² seg.
0-10	560	1596	160	95.7	146.5	.68	145.8	1078.9	0.91	2,317,967
10-20	550	1568	155	95.7	142.0	1.01	141.0	1043.4	0.94	2,311,107
20-30	535	1525	150	95.8	137.7	2.02	135.7	1004.2	0.98	2,279,113
30-40	525	1496	147	95.9	135.2	4.73	130.5	965.7	1.01	2,260,396
40-50	515	1468	144	96.0	132.7	8.11	124.6	922.0	1.06	2,234,325
50-60	500	1425	141	96.1	130.2	12.50	117.7	871.0	1.12	2,274,800
60-70	490	1397	140	96.2	129.6	18.24	113.4	839.2	1.17	2,283,382
70-80	475	1354	155	96.3	143.7	23.65	120.1	888.7	1.10	2,016,648
80-90	450	1283	195	96.5	181.6	30.40	151.2	1118.9	0.88	1,448,558
90-100	370	1055	270	97.1	254.6	37.50	217.1	1606.5	0.61	678,945
TOTAL									9.78	
TOTAL										20,154,742

PAR DE ACCELERACION PROMEDIO

1032.95 lb-pie

TIEMPO TOTAL TRANSCURRIDO

9.78 SEG

SUMA DE LOS PRODUCTOS $1^2 t$

20,154,742

PARA EL EJEMPLO QUE NOS OCUPA, LA COLUMNA 11 CONTIENE LOS PRODUCTOS $I^2 T$ Y DURANTE LOS 9.8 SEGUNDOS QUE DURA EL PERÍODO DE ARRANQUE TOTALIZAN:

$$20,154,742 \text{ AMP}^2 \text{ SEG.}$$

LA CORRIENTE INICIAL DE ARRANQUE DE ACUERDO A LA FIG. 3 ES: 560% DE 285 O SEA, 1596 AMPS. QUE PARA EL TIEMPO PERMITIDO (10 SEG) EL PRODUCTO $I^2 T$ MÁXIMO PERMITIDO SERÁ:

$$(1596)^2 10 = 25,472,160 \text{ AMP}^2 \text{ SEG}$$

CANTIDAD SUPERIOR A LA ANTERIOR, QUE NOS GARANTIZA QUE EN ESTE CASO, NO SE REBAZARÁ EL LIMITE TÉRMINO DEL MOTOR.

CON ESTE ÚLTIMO CÁLCULO FINALIZA EL MÉTODO DE ANÁLISIS CUYOS RESULTADOS NOS INDICAN QUE EL MOTOR PROPUUESTO PARA ACCIONAR EL VENTILADOR DE TIRO FORZADO ADEMÁS DE QUE ES EL ADECUADO NO TENDRÁ NINGUNA DIFICULTAD EN EL ARRANQUE A LA TENSIÓN NOMINAL.

3. ARRANQUE A TENSION REDUCIDA

3. ARRANQUE A TENSION REDUCIDA

EL OBJETIVO DE ESTE TEMA ES: ANALIZAR ESTE TIPO DE ARRANQUE. ENCONTRAR SUS INCONVENIENTES Y OBTENER ELEMENTOS PARA SABER CUANDO SE REQUIERE ESTE TIPO DE ARRANQUE.

2. CARACTERISTICAS DEL ARRANQUE A TENSION REDUCIDA

UNO DE LOS OBJETIVOS QUE SE PERSIGUEN AL REDUCIR LA TENSION DE ALIMENTACION AL MOTOR, ES REDUCIR LA INTENSIDAD DE CORRIENTE DURANTE EL PERIODO DE ARRANQUE PARA EVITAR CALENTAMIENTO EXCESIVO EN EL MOTOR, Y DISTURBIOS APRECIABLES EN EL SISTEMA DE ALIMENTACION.

LOS PORCENTAJES USUALES DE TENSION REDUCIDA EN RELACION A LA TENSION NOMINAL DEL MOTOR SON:

50%

65%

85%

ESTOS PORCENTAJES SE EFECTUAN CON LOS DISTINTOS METODOS DE ARRANQUE, COMO SON:

ARRANQUE CON RESISTENCIA PRIMARIA

ARRANQUE CON REACTANCIA PRIMARIA

ARRANQUE CON AUTOTRANSFORMADOR

TAMBIEN, SE REDUCE LA CORRIENTE DE ARRANQUE RECONECTANDO AL MOTOR COMO EN LOS SISTEMAS DE ARRANQUE CON:

DEVANADO PARCIAL

DOBLE DELTA

ESTRELLA DELTA

SERIE PARALELA

ARRANQUE A CORRIENTE REDUCIDA

UNA DE LAS FORMAS DE ARRANQUE CON CORRIENTE REDUCIDA, ES RECONECTAR AL MOTOR EN ESTRELLA INICIALMENTE Y DESPUÉS DE UN TIEMPO EFECTUAR EL CAMBIO A CONEXIÓN DELTA, ÉSTO, SIEMPRE Y CUANDO EL MOTOR ESTÉ DISEÑADO PARA OPERAR EN LA ÚLTIMA CONEXIÓN, DEBE QUEDAR COMPRENDIDO QUE EL VOLTAGE DE LA LÍNEA NO SE REDUCE EN NINGÚN MOMENTO, SINO QUE LA REDUCCIÓN DE LA CORRIENTE ES POR EL CAMBIO DE CONEXIÓN, LA FIG. 5 NOS REPRESENTA LOS CAMBIOS DE VALOR EN CORRIENTE PARA ESTA FORMA DE ARRANQUE

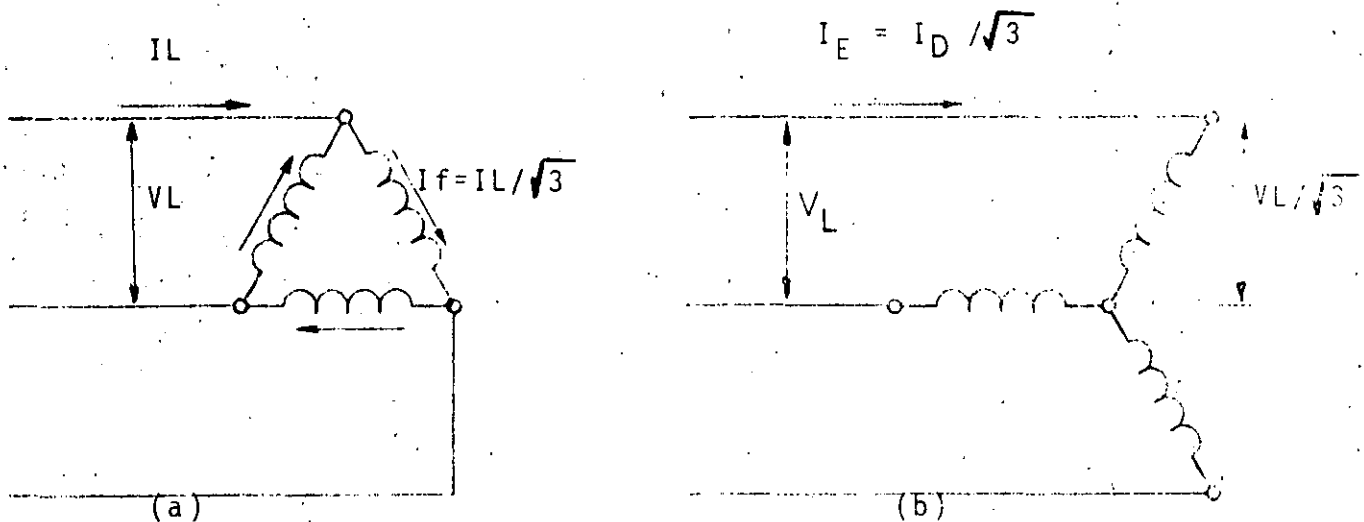


FIG. 5 CAMBIOS DE VALOR DE VOLTAJE Y CORRIENTE POR FASE EN EL ARRANQUE ESTRELLA-DELTA. (A) CONEXIÓN EN MARCHA, (B) CONEXIÓN EN ARRANQUE

DE LA FIG. 5 (A) Y (B) SE OBSERVA QUE EN EL ARRANQUE EL VOLTAGE POR FASE SE REDUCE A:

$$V_f = \frac{V_L}{\sqrt{3}}$$

Y LA CORRIENTE SE REDUCE EN LA MISMA PROPORCIÓN EN LA LÍNEA, PERO AL REDUCIRSE EL VOLTAGE POR FASE EN EL FACTOR $\sqrt{3}$, LA CORRIENTE DE FASE SE REDUCE SIMILARMENTE, POR LO QUE LA CORRIENTE DE LÍNEA EN

CONEXIÓN ESTRELLA (I_e) SE REDUCE FINALMENTE A LA TERCERA PARTE, EN RELACIÓN A LA CORRIENTE EN DELTA (I_d).

LA TABLA II, MUESTRA LOS RESULTADOS PARA ARRANQUE ESTRELLA-DELTA CORRESPONDIENTE AL EJEMPLO ANTERIOR, CON ARRANQUE A TENSIÓN PLENA.

LAS TABLAS III Y IV MUESTRAN LOS RESULTADOS PARA ARRANQUE AL 65% Y 85% DE LA TENSIÓN NOMINAL DEL MOTOR, OBTENIENDO COMO CONCLUSIÓN QUE ES POSIBLE EL ARRANQUE AL 85% DE VOLTAJE YA QUE AL 65% EL PERÍODO DE ARRANQUE ES PROLONGADO CON VALORES DE CORRIENTE CONSIDERABLES.

EN CUALQUIER FORMA DE ARRANQUE, LOS CAMBIOS QUE DEBE EFECTUAR EL ARRANCADOR, USUALMENTE SE PROGRAMAN PARA UN RANGO EN QUE LA VELOCIDAD DEL MOTOR ESTÁ AL 75% EN PROMEDIO CON RESPECTO A LA VELOCIDAD SÍNCRONA, SIN EMBARGO, LO QUE FINALMENTE DETERMINA EL INSTANTE DEL CAMBIO DE TENSIÓN REDUCIDA A TENSIÓN PLENA ES CUANDO LA VARIACIÓN EN CORRIENTE NO SEA CONSIDERABLE.

T A B L A II

1 VELOCIDAD MOTOR (%)	2 CORRIENTE MOTOR (%)	3 CORRIENTE MOTOR (AMPS)	4 PAR MOTOR (%)	5 VOLTAJE MOTOR (%)	6 PAR MOTOR RESULTANTE (%)	7 PAR CARGA (%)	8 PAR (NETO) ACELERACION (%)	9 PAR (NETO) ACELERACION (lb-pie)	10 TIEMPO DEL INTERVALO (SEGUNDOS)	11 PRODUCTOS $I^2 t$ amp ² seg.
0-10	186.7	532	53.3	95.7	48.8	0.68	48.6	359.6	2.72	769 825.28
10-20	183.3	523	51.7	95.7	47.3	1.01	47.0	347.8	2.81	763 616.49
20-30	178.3	508	50.0	95.8	45.9	2.02	45.2	334.7	2.92	753 546.88
30-40	175.0	499	49.0	95.9	45.1	4.73	43.5	321.9	3.04	756 963.04
40-50	172.3	489	48.0	96.0	44.2	8.11	41.5	307.3	3.18	760 404.78
50-60	166.7	475	47.0	96.1	43.4	12.50	29.2	290.3	3.37	760 356.25
60-70	163.3	466	46.7	96.2	43.2	18.24	37.8	279.7	3.50	760 046.00
70-80	158.3	451	51.7	96.3	47.9	23.65	40.0	296.2	3.30	671 223.30
80-90	150.0	428	65.0	96.5	60.5	30.40	50.4	273.0	3.58	655 798.72
90-100	123.3	352	90.0	97.1	84.9	37.50	72.4	535.5	1.83	226 744.32

30.25 6 883 525

TIEMPO TOTAL DE ARRANQUE 30.25 SEGUNDOS

PRODUCTOS $I^2 t = 6,883,525$

33

ARRANQUE ESTRELLA - DELTA

T A B L A I I I

1 VELOCIDAD MOTOR (%)	2 CORRIENTE MOTOR (%)	3 CORRIENTE MOTOR (AMPS)	4 PAR MOTOR (%)	5 VOLTAJE MOTOR (%)	6 PAR MOTOR RESULTANTE (%)	7 PAR CARGA (%)	8 PAR (NETO) ACELERACION (%)	9 PAR (NETO) ACELERACION (lb-pie)	10 TIEMPO DEL INTERVALO (SEGUNDOS)	11 PRODUCTOS 1 ² t amp ² seg.
0-10	364	1 037	67.2	95.7	61.5	0.68	60.8	449.2	2.18	2 344 304.4
10-20	358	1 019	65.1	95.7	59.6	1.01	58.6	433.6	2.26	2 346 695.8
20-30	348	991	63.0	95.8	57.8	2.02	55.8	407.0	2.40	2 356 994.4
30-40	341	973	61.7	95.9	56.8	4.73	52.0	384.8	2.55	2 414 158.9
40-50	335	954	60.5	96.0	55.7	8.11	47.6	352.2	2.78	2 530 122.4
50-60	325	926	59.2	96.1	54.7	12.50	42.2	312.3	3.14	2 692 474.6
60-70	319	908	58.8	96.2	54.4	18.24	36.2	267.9	3.66	3 429 507.8
70-80	309	880	65.1	96.3	60.4	23.65	26.7	197.6	4.96	3 841 024
80-90	293	884	81.9	96.5	76.3	30.40	45.9	339.7	2.88	2 250 593.2
90-100	241	500	113.4	97.1	106.9	37.50	69.4	513.6	1.90	475 000

28.71 24 630 875

ARRANQUE A VOLTAJE REDUCIDO A 65% DEL VOLTAJE NOMINAL

T A B L A I V

1 VELOCIDAD MOTOR (%)	2 CORRIENTE MOTOR (%)	3 CORRIENTE MOTOR (AMPS)	4 PAR MOTOR (%)	5 VOLTAJE MOTOR (%)	6 PAR MOTOR RESULTANTE (%)	7 PAR CARGA (%)	8 PAR (NETO) ACELERACION (%)	9 PAR (NETO) ACELERACION (lb-pie)	10 TIEMPO DEL INTERVALO (SEGUNDOS)	11 PRODUCTOS $12 \frac{t}{\text{seg.}}$ amp^2
0-10	476	1 357	115.2	95.7	105.5	0.68	104.8	775.5	1.26	2 320 225.7
10-20	468	1 332	111.6	95.7	102.2	1.01	101.2	748.9	1.31	2 324 233.4
20-30	455	1 296	108.0	95.8	99.1	2.02	99.1	733.3	1.33	2 233 889.2
30-40	446	1 272	105.8	95.9	97.3	4.73	92.6	685.2	1.43	2 313 717.1
40-50	438	1 248	103.7	96.0	95.6	8.11	87.5	647.5	1.51	2 351 831.0
50-60	425	1 211	101.5	96.1	97.6	12.50	85.1	629.7	1.56	2 287 772.7
60-70	417	1 187	100.8	96.2	85.3	18.24	67.0	495.8	1.98	2 739 758.6
70-80	404	1 151	111.6	96.3	103.5	23.65	79.8	590.5	1.66	2 199 169.6
80-90	383	1 090	140.4	96.5	130.7	30.40	100.3	742.2	1.32	1 568 292
90-100	315	896	194.4	97.1	183.3	37.50	145.8	1 078.9	0.91	730 562.5

14.27 SEG. 21,119,452

ARRANQUE A VOLTAJE REDUCIDO A 85% DEL VOLTAJE NOMINAL

35

4. CONCLUSIONES

4. CONCLUSIONES

CON BASE EN LOS RESULTADOS ANTERIORES, LOS CRITERIOS PARA INCLINARNOS POR CUALQUIERA DE LAS DOS FORMAS DE ARRANQUE, SE PUEDEN OBTENER POR COMPARACION, Y ATENDIENDO A LAS NECESIDADES DE LA CARGA.

CARACTERISTICAS DEL ARRANQUE A CORRIENTE REDUCIDA
Y/O A TENSION REDUCIDA

VENTAJAS :

- CORRIENTE DE ARRANQUE REDUCIDA
- CAIDAS DE TENSION MENORES
- MENOR CALENTAMIENTO EN EL MOTOR

DESVENTAJAS :

- BAJOS VALORES DE PAR
- PERIODOS DE ARRANQUE MAYORES
- ARRANCADOR MAS COSTOSO

CARACTERISTICAS DEL ARRANQUE A TENSION PLENA

DESVENTAJAS :

- CORRIENTE DE ARRANQUE ELEVADA
- CAIDAS DE TENSION CONSIDERABLES EN LA LINEA
- CALENTAMIENTO EN EL MOTOR EXCESIVO
- LIMITADO A LA CAPACIDAD DEL SISTEMA

VENTAJAS :

- PARES DE ARRANQUE Y ACELERACION ELEVADOS
- PERIODOS DE ARRANQUE CORTOS
- ARRANCADOR MAS ECONOMICO

DE LA COMPARACIÓN ANTERIOR, SIMPLEMENTE SE PUEDE DECIR QUE: LO QUE EN UN SISTEMA DE ARRANQUE ES VENTAJA EN EL OTRO ES DESVENTAJA. COMO SE DIJO AL PRINCIPIO, LA TENDENCIA ES RECURRIR AL SISTEMA DE ARRANQUE A Tensión REDUCIDA. SIN EMBARGO QUIEN DICE LA ÚLTIMA PALABRA ES LA CARGA MECÁNICA, YA QUE SI SUS NECESIDADES DE PAR SON GRANDES, ESTAMOS OBLIGADOS A UTILIZAR EL SISTEMA DE ARRANQUE A Tensión PLENA A PESAR DE SUS INCONVENIENTES.

BIBLIOGRAFIA

- MECANICA VECTORIAL PARA INGENIEROS
FERDINAND P. BEER
Mc. GRAW HIL
- MANUAL CONELEC
PHELPS
DODGE
- MANUAL DE MOTORES ELECTRICOS
BROWN BOVERI



DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.

CALCULO Y SELECCION DE MOTORES ELECTRICOS

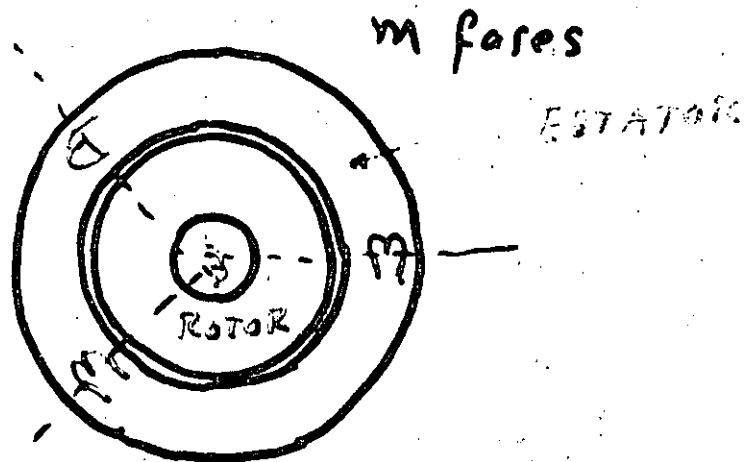
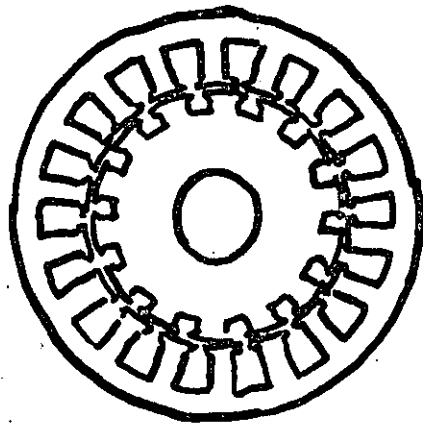
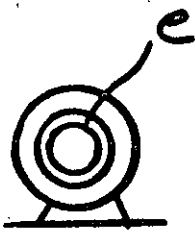
PRINCIPIO DEL MOTOR DE INVERSION Y
CIRCUITO EQUIVALENTE DEL TRANSFORMADOR

ING. DAVID CANO SAUCEDO
DICIEMBRE, 1984

REACTANCIA DE MAGNETIZACIÓN

- 1

MOTOR DE INDUCCION TIENE UN
ENTREHIERRO $\odot$ UNIFORME EXCEPTO
POR LAS RANURAS



$$X_M = \frac{8 f \mu_0 m D_g L}{g_e} \left(\frac{K_w N_{ph}}{P a_i} \right)^2$$

1) ESTATOR

K_s = fact. de saturación

g_e = longitud del entrehierro

D_g = diametro MEDIO EN EL ENTREHIERRO

L = longitud axial efectiva del hierro

$\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7}$ = permeabilidad del espacio

P = polos

N_{ph} = # total de vueltas en c/fase de flujo

m = Fases

K_w = Factor de Embobinado

p = # Ranuras

P = p.e. numero de GIRO

1) $m = 3$

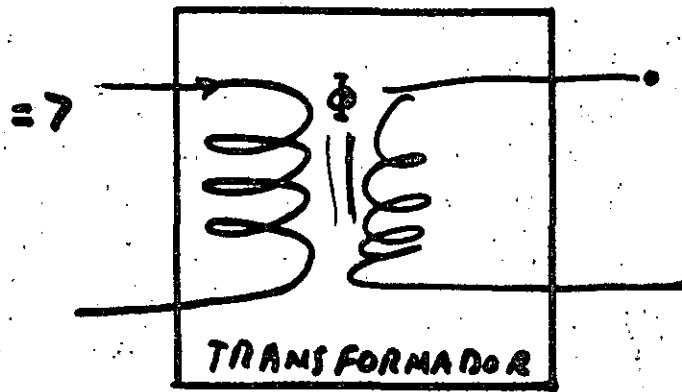
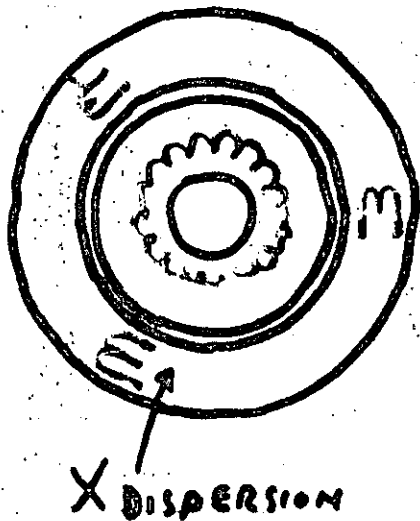
$\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7}$

$$X_M = \frac{3.02 f D_g L}{L_i B_c}$$

$$\frac{K_w N_{ph}}{P a_i} \times 10^3$$

REACTANCIA DE DISPERSION

LOS METODOS DE ANALISIS NO SON TAN DIRECTOS COMO LOS DE LA
REACTANCIA DE MAGNETIZACION



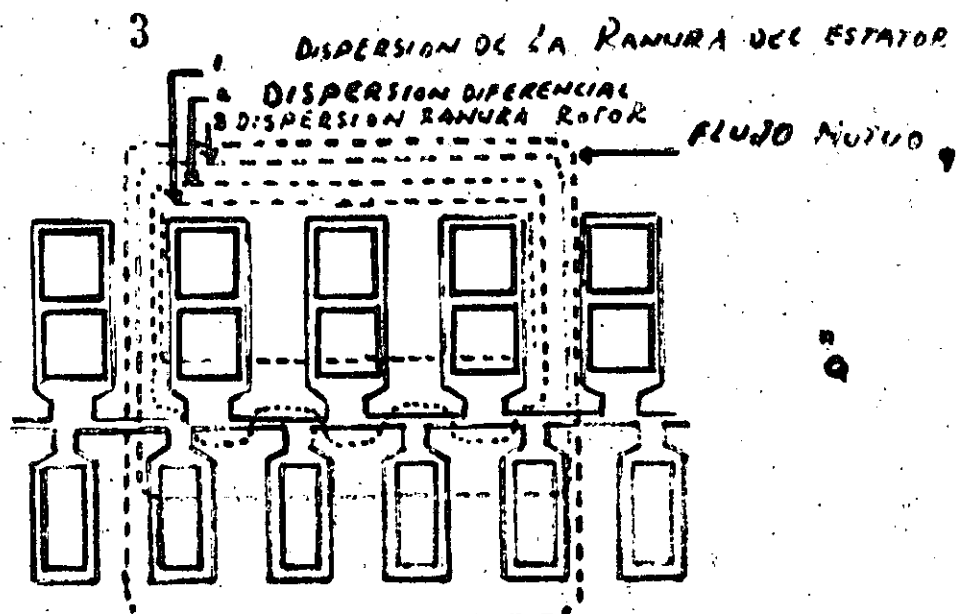
FISICAMENTE HAY 1 SOLO FLUJO: SU CONFIGURACION CAMBIA
CON LA VARIACION INSTANTANEA DE LAS CORRIENTES
EN LOS DEVANADOS RESPECTO AL TIEMPO

- ϕ
- DISPERSION
SE DIVIDEN
Seg: Fig 2A
- 1- ϕ DISPERSION DE LA RANURA DEL ESTATOR
 - 2- ϕ -- -- DIFERENCIAL
 - 3- ϕ " " DE LA RANURA DEL ROTOR
 - 4- ϕ MUTUO

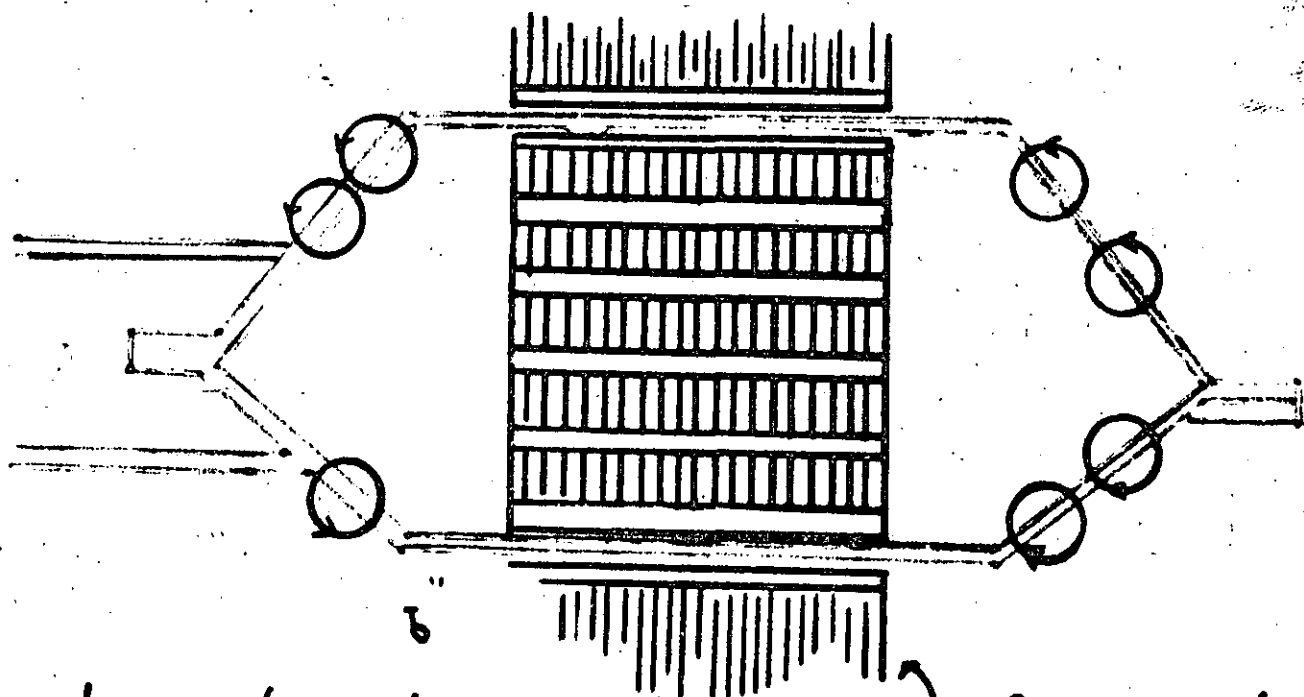
Flujos del Entre Hierro

ESTATOR

ROTOR



FLUJOS ① y ② SE DISPERSA EN LAS RANURAS Y ENCADENA SOLAMENTE LOS LADOS DE LA BOBINA QUE PRODUCE ESTOS FLUJOS



Flujo de dispersión de la Conexión Terminal

ENCADENAN LAS PORCIONES DE LA BOBINA DE UN ENBOBINADO EXTENDIENDO SE + QUA del HIERRO.

EN UN MOTOR DE INDUCCIÓN:
(NO ENCADENAN A OTROS ENBOBINADOS)

EL ϕ DE DISPERSION DIFERENCIAL RESULTA DE LAS ARMONICAS EN EL ENTREHIERRO
ESTE FLUJO NO ES UTIL " (ES DE DISPERSION)

ARRANQUE DE MOTOR 4. DESLIZAMIENTO

41

LAS 2 RELACIONES SON LAS MISMAS TANTO PARA EL MOTOR DE INDUCCION JAULA DE ARDILLA COMO EL DE ROTOR DEVANADO.

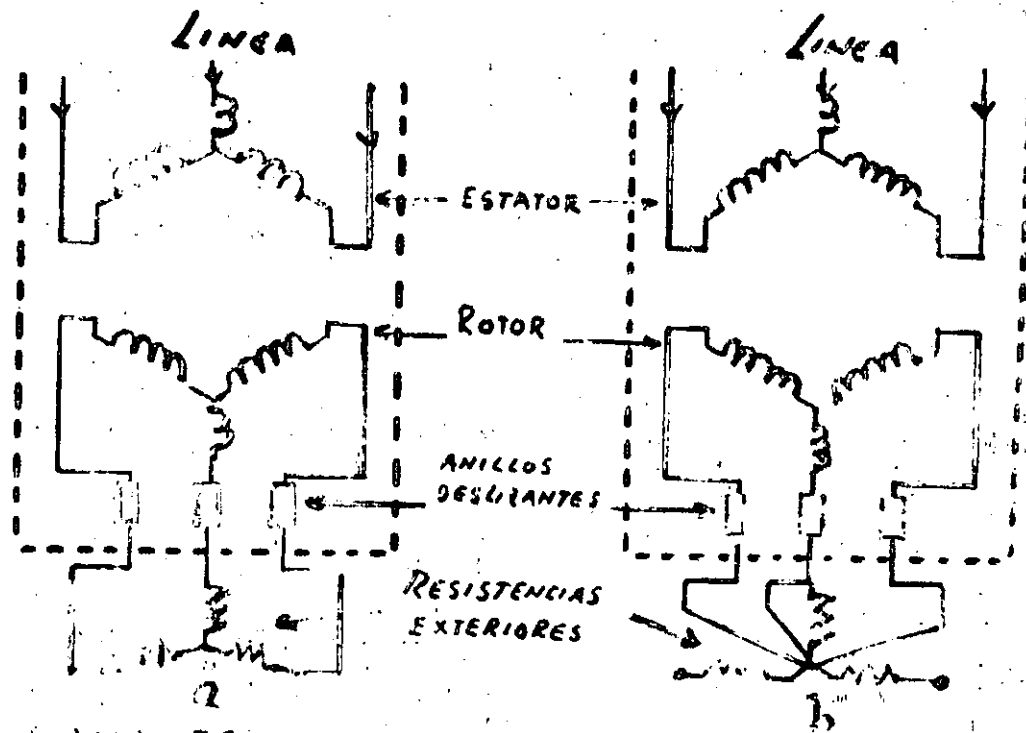


DIAGRAMA ESQUEMATICO PARA

UN MOTOR DE INDUCCION Rotor Devanado

CON RESISTENCIA EXTERNA EN EL CIRCUITO DEL ROTOR PARA ARRANQUE, O CONDICIONES DE MARCHA

CON EL ROTOR EN CORTO CIRCUITO

En (a) hay una Resistencia Externa en el circuito del Rotor CUANDO AVANCA o

En (b) se tiene AL ROTOR EN CORTO CIRCUITO

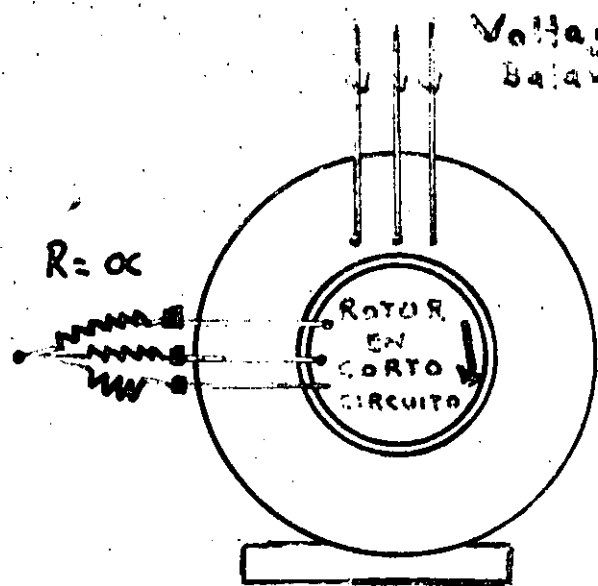
o CONDICION NORMAL DE OPERACION BAJO CARGA

(W) NOMINAL.

VOLTAJE TRIFÁSICO
BALANCEADO

6/

5



MOTOR DE INDUCCIÓN

CONSIDERACIONES

a) ROTOR EN CORTO CIRCUITO

5

b) LAS RESISTENCIAS DEL MOTOR EN FORMA EXTERNA CADA FASE ES ∞

c) VOLTAJE TRIFÁSICO BALANCEADO APLICADO.

↓
ESTE PRODUCE UNA $I_{3\phi}$ Balanceada
EN EL ESTATOR QUE PRODUCE UNA

COMPONENTE FUNDAMENTAL DE LA f.m.m. $\xrightarrow{\text{ORIGINANDO}}$ UNA
ONDA DE FLUJO DISTRIBUIDA SENOIDALMENTE GIRANDO A
VELOCIDAD SINCRONICA RESPECTO AL DEVANADO DEL ESTATOR.

EL FLUJO FUNDAMENTAL SE DIVIDE EN 2 COMPONENTES.

ϕ MUTUO } COMO EN LOS TRANSFORMADORES
 ϕ DISPERSION } $\rightarrow$ CIR.

ϕ MUTUO CORRESPONDE...

SI EL CIRCUITO DEL ROTOR ESTÁ ABIERTO

EL FLUJO DEL ENTREHIERRO ES

$$\phi_A = \frac{1.8 \mu_0 m D_s L K_w N_{ph} I}{p^2 a q} \dots \textcircled{5}$$

SINO EXISTIERA LA SATURACION Y ADemás 6 7
CONSIDERANDO QUE ESTATOR Y ROTOR TIENEN
CONEXION Y.

Llamando:

$\Phi_M \rightarrow$ Flujo Mutuo " Es la COMPONENTE FUNDAMENTAL DEL
FLUJO DEL ENTREHIERRO

$E_2 \rightarrow$ VOLTAGE POR FASE DEL ESTATOR

$E_r \rightarrow$ VOLTAGE INDUCIDO POR EL FLUJO DEL ENTREHIERRO EN
CADA FASE DEL ENBOBINADO DEL ROTOR EN EL PUNTO DE
REPOSO, ENTONCES: PARA

EL ESTATOR $E_1 = \frac{4.44 f K_{w1} N_{ph1} \Phi_M}{a_1}$ — 6

EL ROTOR $E_r = \frac{4.44 f K_{w2} N_{ph2} \Phi_M}{a_2}$ — 7

$N_{ph1}, N_{ph2} \Rightarrow$ N° DE VUELTAS DE ENBOBINADOS DE
ROTOR Y ESTATOR

$a_1, a_2 \Rightarrow$ # CORRESPONDIENTE A LAS TRAYECTORIAS DE LA
CORRIENTE

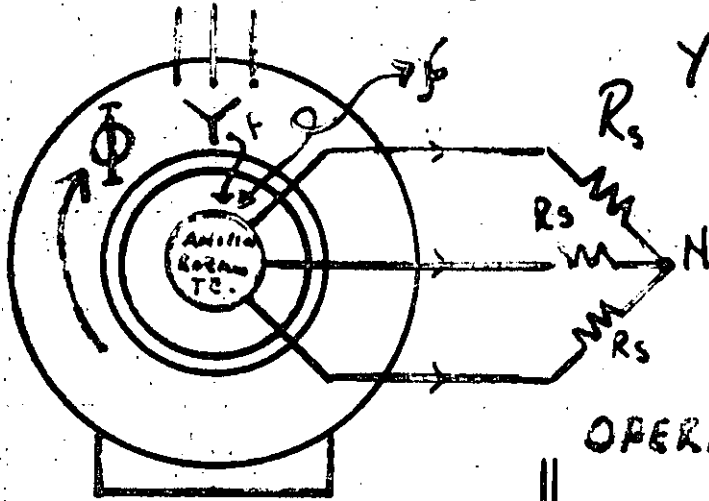
K_{w1}, K_{w2} FACTORES DE DISTRIBUCION DE ENBOBINADOS

LA RELACION DE TRANSFORMACION ES

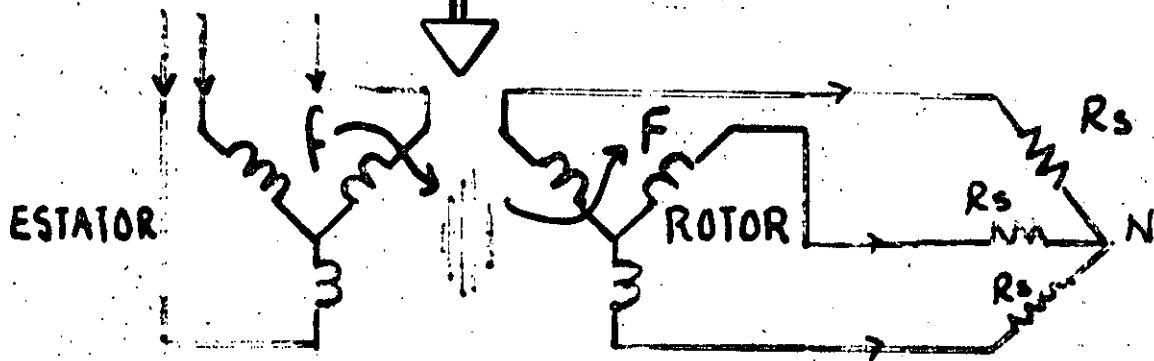
$b = \frac{E_2}{E_1} = \frac{K_{w1} N_{ph1} a_2}{K_{w2} N_{ph2} a_1}$

Si, Los Anillos Rozantes se conectan a R_s IGUALES
Y SE EVITA QUE EL ROTOR GIRE

2/A



OPERA COMO



CON EL ROTOR EN PUNTO DE REPOSO

EL FLUJO GIRA A VELOCIDAD SINCRONICA

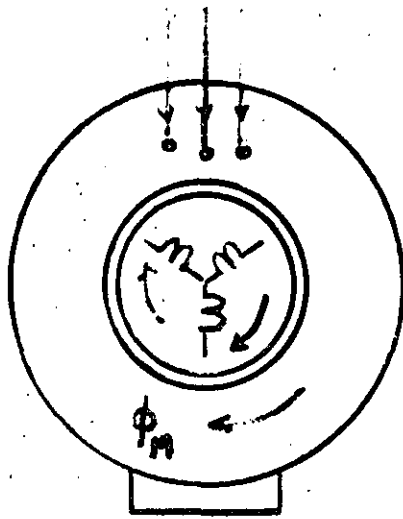
RELATIVA TANTO AL ESTATOR COMO AL DEL ROTOR

LA FRECUENCIA DE LA ~~F.m.m.~~ e.m. INDUCIDA EN EL ROTOR
ES LA MISMA QUE LA DEL ESTATOR

DESILIZAMIENTO DEL MOTOR DE INDUCCION

CONSIDERACIONES

8



1- EL CTO DEL ROTOR ABIERTO

2- EL ROTOR GIRA POR ALGUN MEDIO EXTERNO
CON VELOCIDAD (RPM) CON DIRECCION AL
FLUJO ROTATORIO Φ_m

N_s = VELOCIDAD SINCRONICA EN RPM

EL DESILIZAMIENTO ES

$$S = \frac{N_s - N}{N_s}$$

CUANDO EL ROTOR GIRA A UN DESILIZAMIENTO S

LA VELOCIDAD DEL Φ DEL ESTATOR RELATIVA AL
ROTOR NO IGUALA YA A LA N_s YA QUE ES
LA VELOCIDAD DE DESILIZAMIENTO

LA FRECUENCIA DEL ROTOR ES $f_r = Sf$

HAY TAMBIEN UNA REDUCCION EN LA MAGNITUD DEL
VOLTAGE DEL ROTOR DESDE EL PUNTO DE REPOSO
HASTA $[SE_r]$ EL VALOR ES:

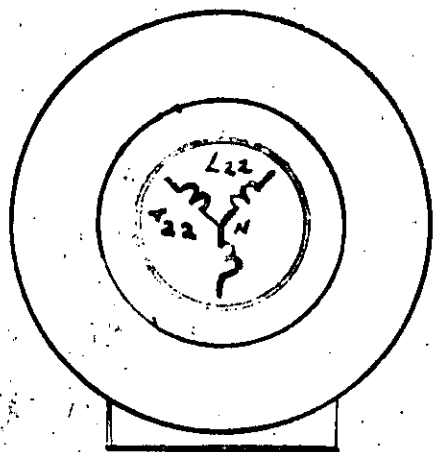
$$E_r = \frac{4.44 S F K_w N_p h_z \Phi_m}{Q_2}$$

(10)

L CORRIENTE DE ROTOR⁹

9

Sea: r_{22} Resistencia del Rotor de L a N
 $= \frac{1}{2}$ DE LA RESISTENCIA ENTRE
 LOS ANILLOS DE DESLIZAMIENTO (L)



L_{22} INDUCTANCIA DE dispersion
 del ROTOR hV/fase L.N

LA REACTANCIA de DISPERSION ES

$$X_{22} = 2\pi f L_{22} \left(\frac{L}{f} \right)$$

Reposo

(11)

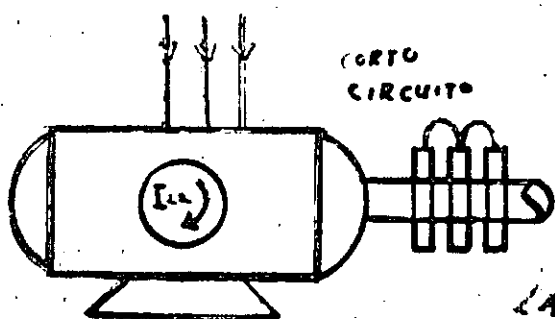
EL DESLIZAMIENTO es:

$$S X_{22} = 2\pi f S L_{22} \frac{L}{\text{fase}}$$

(12)

Si los ANILLOS ESTAN EN CORTO CIRCUITO

LA CORRIENTE DEL ROTOR ES:



$$I_{22} = \frac{S E_r}{\sqrt{(r_{22})^2 + (S X_{22})^2}} = \frac{E_r}{\sqrt{\frac{r_{22}^2}{S^2} + X_{22}^2}} \quad (13)$$

Esta ECUACION EXPRESA

LA CORRIENTE EN TERMINOS DEL VOLTAJE
 PUNTO DE REPOSO QUE EN

COMBINACION CON LAS ECUACIONES

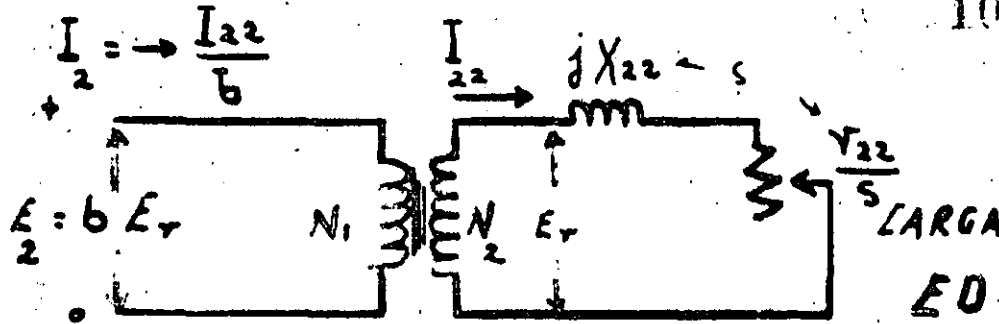
(6)

(7)

SUGIERE UN TRANSF. Ideal!

10

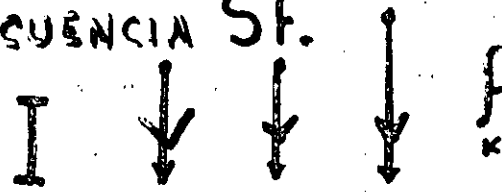
10



EDO ESTABLE

La Corriente del rotor reacciona con el devanado del ESTATOR A LA FRECUENCIA DEL ESTATOR SIN TOMAR EN CUENTA A S , INDUCIENDO UN VOLTAJE EN EL ESTATOR //

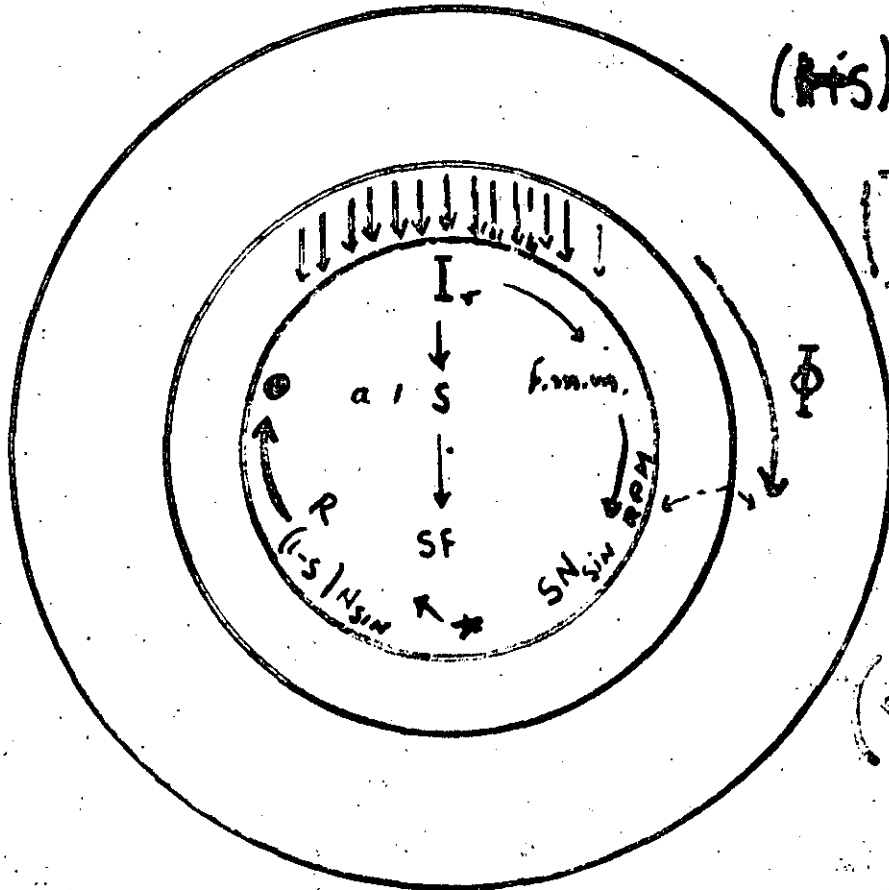
ESTO PROVIENE DE QUE LAS CORRIENTES DEL ROTOR A UN S TIENEN UNA FRECUENCIA Sf .



Velocidad Resultante de f.m.m. de Rotor

$$(N_s)N_{sin} + S N_{sin} =$$

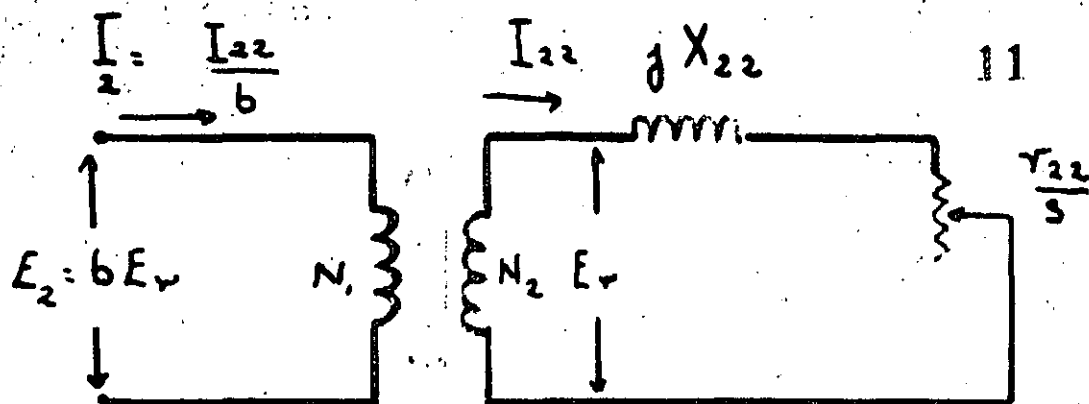
$$N_{sin}$$



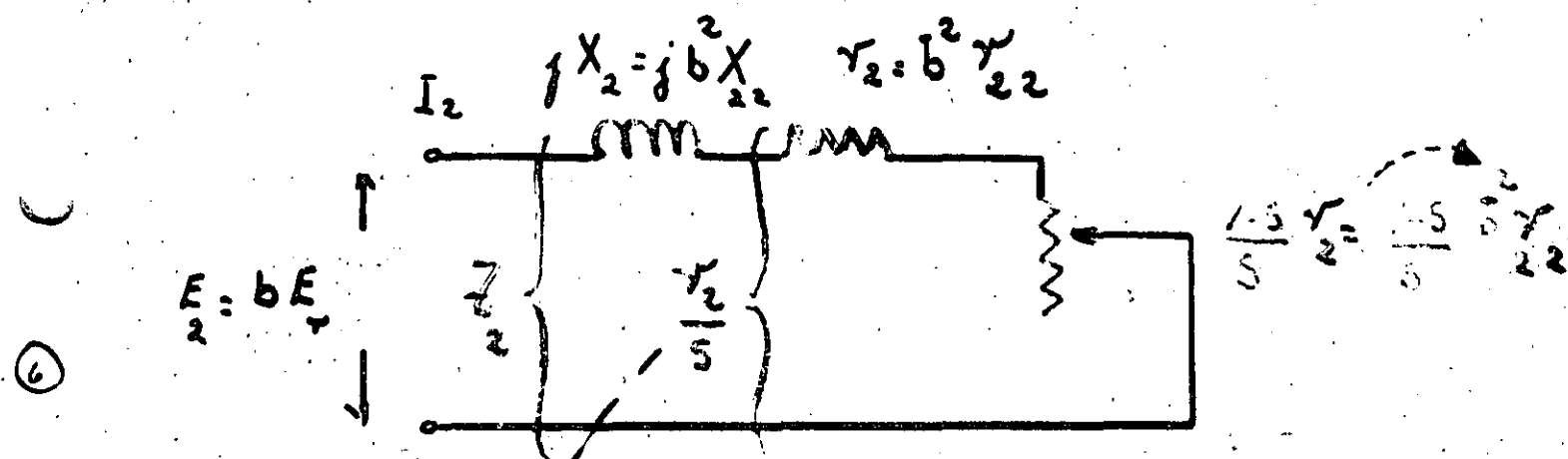
Esta Velocidad SINCRONICA de la f.m.m.

(de I, f_k)

USANDO EL TRANSFORMADOR IDEAL EN EL MOTOR DE INDUCCION



↓ LAS CANTIDADES DEL ROTOR ESTAN EN EL SECUNDARIO

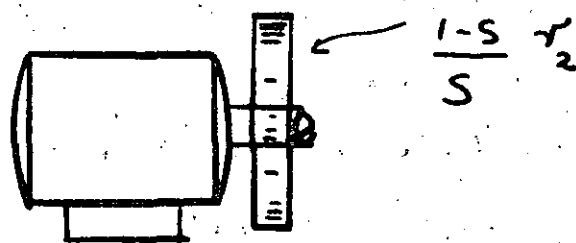


SE PUEDE ELIMINAR EL T. IDEAL DEL CKTO EQUIVALENTE HACIENDO USO DE b^2 Y LA REL. DE IMPEDANCIA b^2 .

LA R_{eq} del ROTOR $\frac{r_2}{s}$ esta en 2 Portes

$r_2 = R$ del rotor ref. al Estator

$\frac{1-s}{s} r_2 = \text{Carg. Mec.}$



"A"

CIRCUITO EQUIVALENTE DEL MOTOR DE INDUCCION POLIFAS

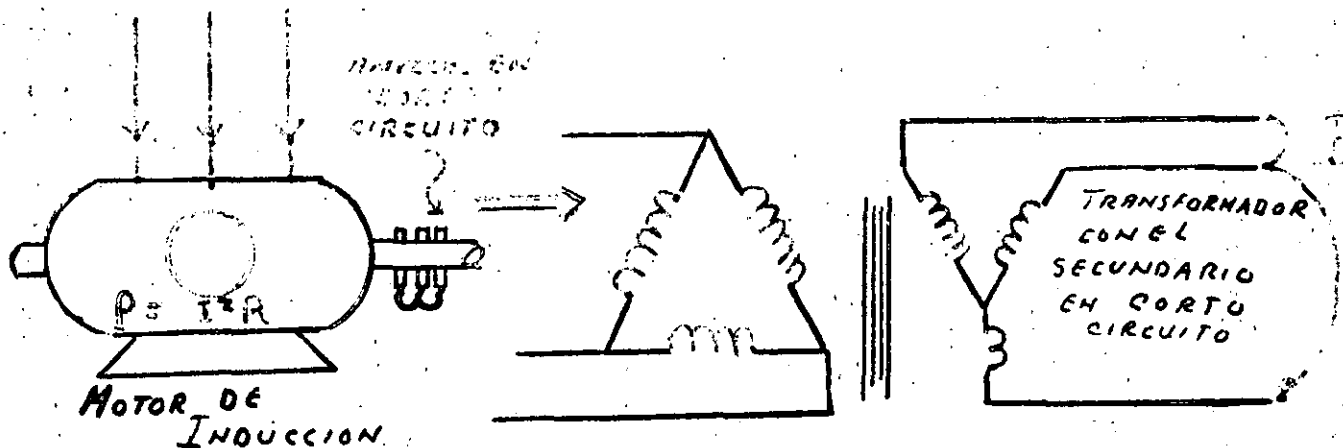
Condiciones: $I = I_a$

EN EL PUNTO DE REPOSO $S = 1$

$$P_{ec} = 0$$

POT. de ENTRADA al Rotor toda $\approx I^2 R$ watts.

CUANDO LOS ANILLOS DESLIZANTES ESTAN EN CORTO CIRCUITO
SE TIENE A UN TRANSFORMADOR CON SU SECUNDARIO EN CORTO CIRCUITO:



CON DESLIZAMIENTO $S = 0$

CON ANILLOS DESLIZANTES EN CORTO CIRCUITO

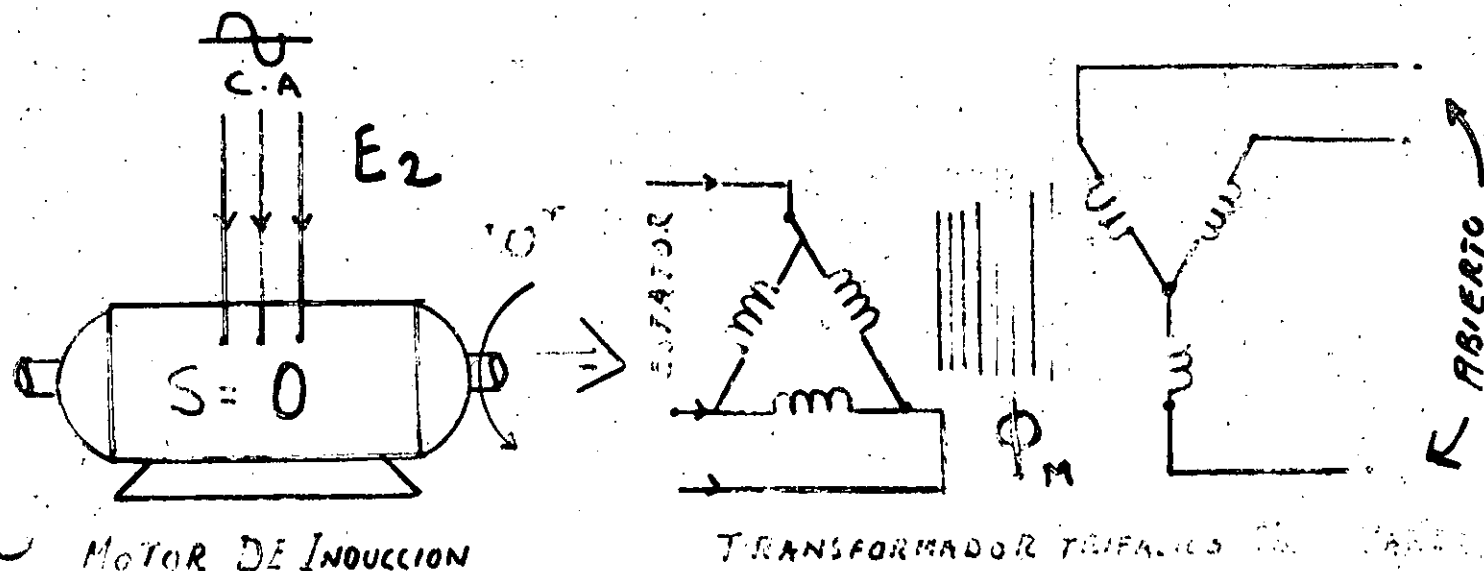
SE TIENE UN TRANSFORMADOR CON SU SECUNDARIO ABIERTO

LA RELACION $\frac{V_2}{S} = \frac{V_2}{0} = \infty \therefore$

LA CORRIENTE DEL ROTOR = 0

16, 98, 218, 242, 243, 244, 245, 246, 247, 248, 249, 250, 251, 252, 253, 254, 255, 256, 257, 258, 259, 260, 261, 262, 263, 264, 265, 266, 267, 268, 269, 270, 271, 272, 273, 274, 275, 276, 277, 278, 279, 280, 281, 282, 283, 284, 285, 286, 287, 288, 289, 290, 291, 292, 293, 294, 295, 296, 297, 298, 299, 300, 301, 302, 303, 304, 305, 306, 307, 308, 309, 310, 311, 312, 313, 314, 315, 316, 317, 318, 319, 320, 321, 322, 323, 324, 325, 326, 327, 328, 329, 330, 331, 332, 333, 334, 335, 336, 337, 338, 339, 340, 341, 342, 343, 344, 345, 346, 347, 348, 349, 350, 351, 352, 353, 354, 355, 356, 357, 358, 359, 360, 361, 362, 363, 364, 365, 366, 367, 368, 369, 370, 371, 372, 373, 374, 375, 376, 377, 378, 379, 380, 381, 382, 383, 384, 385, 386, 387, 388, 389, 390, 391, 392, 393, 394, 395, 396, 397, 398, 399, 400, 401, 402, 403, 404, 405, 406, 407, 408, 409, 410, 411, 412, 413, 414, 415, 416, 417, 418, 419, 420, 421, 422, 423, 424, 425, 426, 427, 428, 429, 430, 431, 432, 433, 434, 435, 436, 437, 438, 439, 440, 441, 442, 443, 444, 445, 446, 447, 448, 449, 450, 451, 452, 453, 454, 455, 456, 457, 458, 459, 460, 461, 462, 463, 464, 465, 466, 467, 468, 469, 470, 471, 472, 473, 474, 475, 476, 477, 478, 479, 480, 481, 482, 483, 484, 485, 486, 487, 488, 489, 490, 491, 492, 493, 494, 495, 496, 497, 498, 499, 500, 501, 502, 503, 504, 505, 506, 507, 508, 509, 510, 511, 512, 513, 514, 515, 516, 517, 518, 519, 520, 521, 522, 523, 524, 525, 526, 527, 528, 529, 530, 531, 532, 533, 534, 535, 536, 537, 538, 539, 540, 541, 542, 543, 544, 545, 546, 547, 548, 549, 550, 551, 552, 553, 554, 555, 556, 557, 558, 559, 560, 561, 562, 563, 564, 565, 566, 567, 568, 569, 570, 571, 572, 573, 574, 575, 576, 577, 578, 579, 580, 581, 582, 583, 584, 585, 586, 587, 588, 589, 590, 591, 592, 593, 594, 595, 596, 597, 598, 599, 600, 601, 602, 603, 604, 605, 606, 607, 608, 609, 610, 611, 612, 613, 614, 615, 616, 617, 618, 619, 620, 621, 622, 623, 624, 625, 626, 627, 628, 629, 630, 631, 632, 633, 634, 635, 636, 637, 638, 639, 640, 641, 642, 643, 644, 645, 646, 647, 648, 649, 650, 651, 652, 653, 654, 655, 656, 657, 658, 659, 660, 661, 662, 663, 664, 665, 666, 667, 668, 669, 670, 671, 672, 673, 674, 675, 676, 677, 678, 679, 680, 681, 682, 683, 684, 685, 686, 687, 688, 689, 690, 691, 692, 693, 694, 695, 696, 697, 698, 699, 700, 701, 702, 703, 704, 705, 706, 707, 708, 709, 710, 711, 712, 713, 714, 715, 716, 717, 718, 719, 720, 721, 722, 723, 724, 725, 726, 727, 728, 729, 730, 731, 732, 733, 734, 735, 736, 737, 738, 739, 740, 741, 742, 743, 744, 745, 746, 747, 748, 749, 750, 751, 752, 753, 754, 755, 756, 757, 758, 759, 760, 761, 762, 763, 764, 765, 766, 767, 768, 769, 770, 771, 772, 773, 774, 775, 776, 777, 778, 779, 780, 781, 782, 783, 784, 785, 786, 787, 788, 789, 790, 791, 792, 793, 794, 795, 796, 797, 798, 799, 800, 801, 802, 803, 804, 805, 806, 807, 808, 809, 810, 811, 812, 813, 814, 815, 816, 817, 818, 819, 820, 821, 822, 823, 824, 825, 826, 827, 828, 829, 830, 831, 832, 833, 834, 835, 836, 837, 838, 839, 840, 841, 842, 843, 844, 845, 846, 847, 848, 849, 850, 851, 852, 853, 854, 855, 856, 857, 858, 859, 860, 861, 862, 863, 864, 865, 866, 867, 868, 869, 870, 871, 872, 873, 874, 875, 876, 877, 878, 879, 880, 881, 882, 883, 884, 885, 886, 887, 888, 889, 890, 891, 892, 893, 894, 895, 896, 897, 898, 899, 900, 901, 902, 903, 904, 905, 906, 907, 908, 909, 910, 911, 912, 913, 914, 915, 916, 917, 918, 919, 920, 921, 922, 923, 924, 925, 926, 927, 928, 929, 930, 931, 932, 933, 934, 935, 936, 937, 938, 939, 940, 941, 942, 943, 944, 945, 946, 947, 948, 949, 950, 951, 952, 953, 954, 955, 956, 957, 958, 959, 960, 961, 962, 963, 964, 965, 966, 967, 968, 969, 970, 971, 972, 973, 974, 975, 976, 977, 978, 979, 980, 981, 982, 983, 984, 985, 986, 987, 988, 989, 990, 991, 992, 993, 994, 995, 996, 997, 998, 999, 1000

Rotor Con En Circuito Abierto o Rotor GIRANDO
 Rotor En Corto Circuito



Parte del Voltaje Aplicado Al Embobinado del Estator E_2 produce el flujo mutuo que requiere una corriente de excitación como en el caso del transformador.
 LA COMPONENTE DE MAGNETIZACION DE LA CORRIENTE ESTA DADA POR

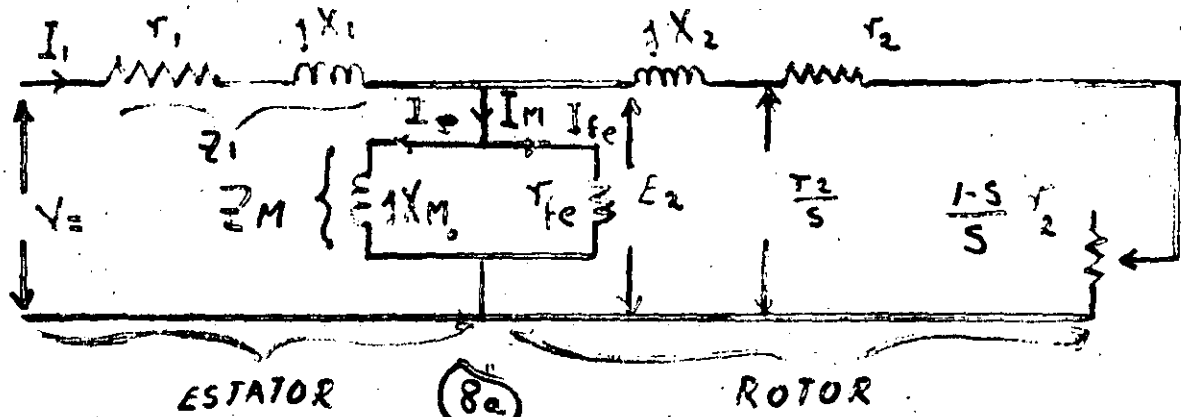
$$I_M = \frac{E_2}{j X_m}$$

LA COMPONENTE DE PERDIDAS DEL NUCLEO DE LA CORRIENTE DE EXCITACION O CORRIENTE DE PERDIDAS EN EL HIERRO I_{fe} CORRESPONDE A I_{cl} EN EL TRANSFORMADOR.

$$I_M = I_{fe} + I_c$$

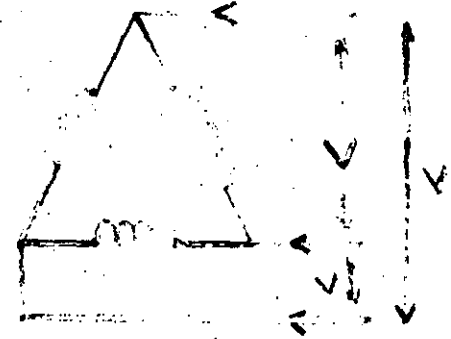
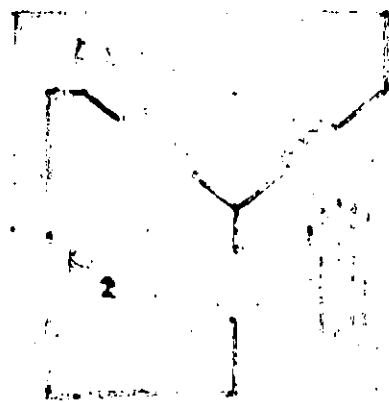
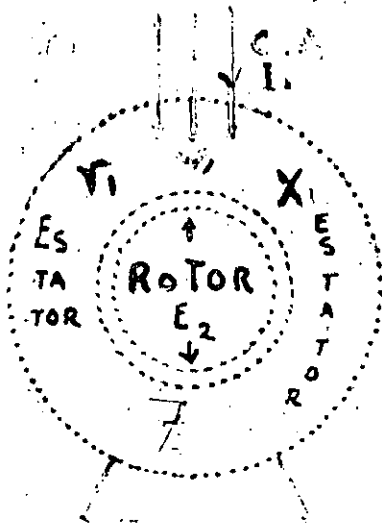
14

13



ENEL MOTOR DE INDOCCION

X_M ES ALTA PARA MANTENER I_M BAJA



EL VOLTAGE V APLICADO AL ESTATOR LO MISMO QUE EL VOLTAGE APLICADO AL PRIMARIO DE UN TRANSFORMADOR DEBE SER SUFICIENTE PARA PRODUCIR EL VOLTAGE E_2 Y SE DEBE DE SOBRE PONER A LA IMPEOANCIA Z DE DISPERSION DEL ESTATOR

LLAMANDO

I_1 = CORRIENTE DEL ESTATOR Ω/FASE

15

14

r_1 = RESISTENCIA DEL ESTATOR Ω/FASE

X_1 = REACTANCIA DE DISPERSION DEL ESTATOR Ω/FASE

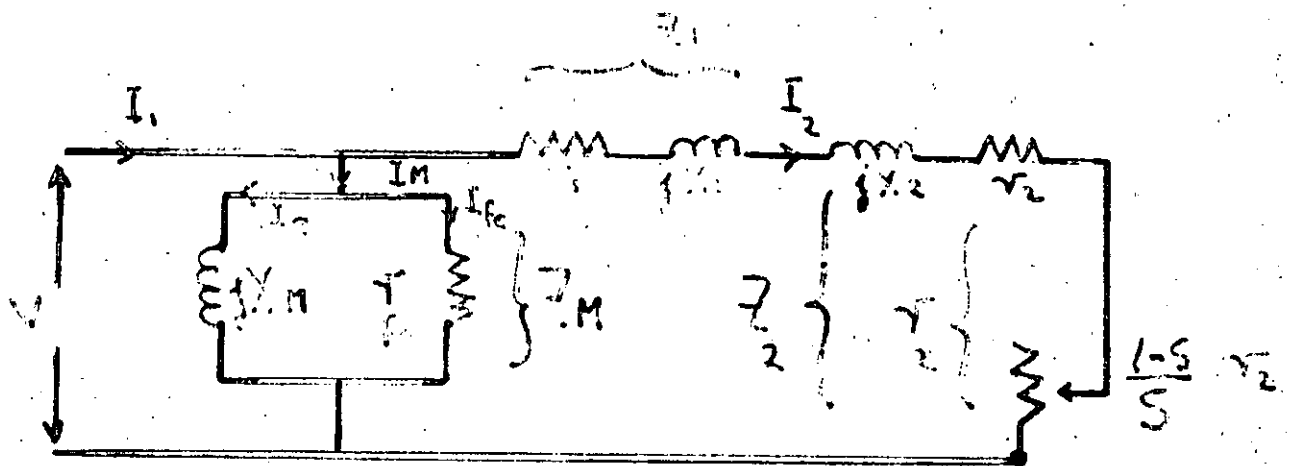
EL VOLTAJE APLICADO AL ESTATOR POR FASE ES

$$V_1 = I_1 (r_1 + j X_1) + E_2$$

$$V_1 = I_1 Z_1 + E_2$$

ESTA EXPRESION SE APLICA A UN TRANSFORMADOR Y DA COMO RESULTADO QUE EL CIRCUITO EQUIVALENTE DEL TRANSFORMADOR

SIRVA COMO UNA FASE DEL MOTOR DE INDUCCION POLIFASICO CON ROTOR DERIVADO, JALA DE ARDILLA CON VOLTAJES BALANCEA



1.6
EN LOS 2 CIRCUITOS LA RESISTENCIA NO INDUCTIVA^{1.5}

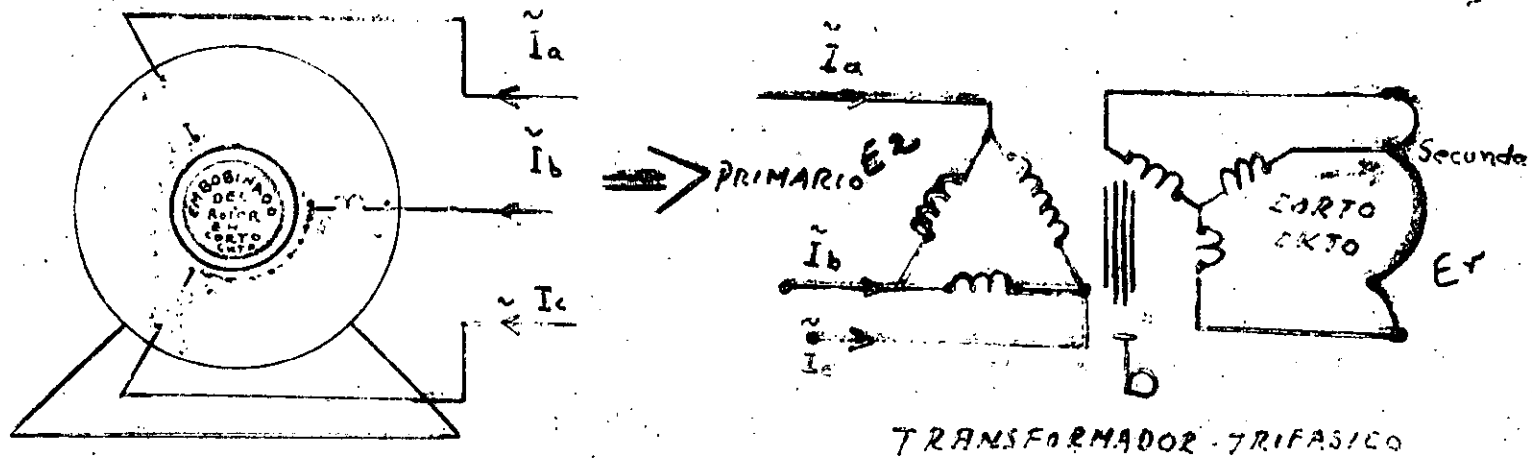
1.5 T_2 = CARGA MECANICA EN EL MOTOR

2 CARGA NO INDUCTIVA EN EL TRANSFORMADOR

SE USA PARA CALCULOS DEL FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR
CUANDO LOS VALORES NUMERICOS DE LAS CONSTANTES
SON CONOCIDOS.

LA FIG 86 DA UNA BUENA PRECISION PARA LA MAYORIA DE LOS
TRANSFORMADORES CON NUCLEO DE HIERRO SE USA
PARA CALCULO DE NUMERICOS APROXIMADOS DEL
FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR DE INDUCCION

Relacion de Transformacion del Motor de Induccion Jaula de Ardilla =



MOTOR DE INDUCCION
Jaula de Ardilla

Para el Motor de Inducción de Rotor Jaula de Ardilla

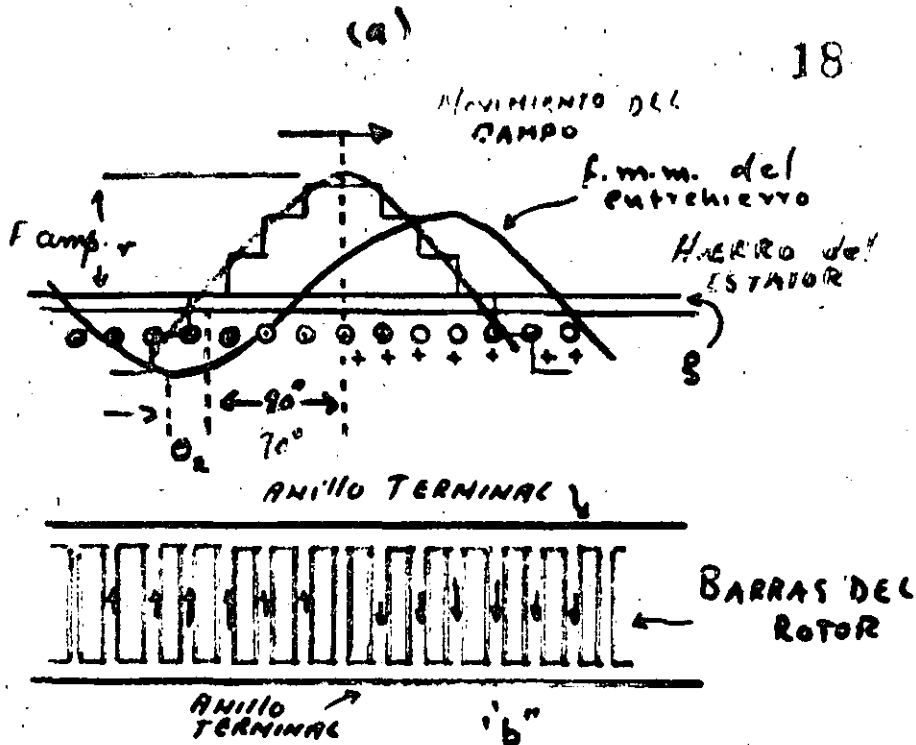
La Relacion de Transformacion b es dada por la Expresion

$$b = \frac{E_2}{E_r} = \frac{K_w N_{ph1} a_2}{K_w N_{ph2} a_1}$$

La expresion es directa Pues:

Rotor } Tienen bobinados Con 1 N° de Vueltas
Estator } C/u

Las Corrientes en las barras del Rotor que cubren un par de polos en este motor, estan fuera de fase entre si como se ve por las diferencias en las longitudes de las flechas que representan el valor instantaneo de las



Vista Desarrollada de Un Motor de INDUCCION JAULA DE ARDILLA

a) Vista de lado de las barras del rotor

b) Vista de la jaula del rotor mostrando las direcciones de las Corrientes de las barras del ROTOR con la jaula considerada entre el Observador y el Estator.

En un Sistema de m fases balanceado
El Angulo Entre fases es: 18

$$= \frac{360^\circ}{m}$$

EL N° Fases En el Rotor Es = $\frac{N^\circ \text{ Barras Rotor}}{\text{Par de Polo}}$

$S_2 = N^\circ$ total de Ranuras del Rotor

EL N° de Fases En el Rotor Es:

$$m_r = \frac{S_2}{2}$$

UNA Vuelta de Embobinado de Paso Completo debe tener 2 Conductores Activos Desplazados Entre Si 180° E.:

1 Barra del Rotor Es La Mitad de 1 Vuelta Por Fase: $N_2 = \frac{1}{2}$

Las Vueltas Efectivas Por Fase Son $m_r \cdot K_w \cdot N_{ph}$

a_r
Las Vueltas totales En EL Rotor S_r

$$b = \frac{m_1 K_w N_{ph_1}}{S_2 a_1} = \frac{2 m_1 K_w N_{ph_1}}{S_2 a_1}$$

19

Si r_{22} = La Resistencia de Una barra del Rotor Incluyen
de la de las Secciones del Anillo Terminal
asociadas con la Barra.

$$I_2 = \text{Corriente en la Barra}$$

Las Pérdidas Totales En el Cobre En La Carga
del Rotor son:

$$m_1 I_2^2 r_{22}$$

$$\frac{I_2^2 r_{22}}{I_1^2} m_1 \quad \text{Pero}$$

$$b = \frac{I_{22}}{I_2} = \text{Rel. de Transformación}$$

Esta Relación Se Sustituye En X'

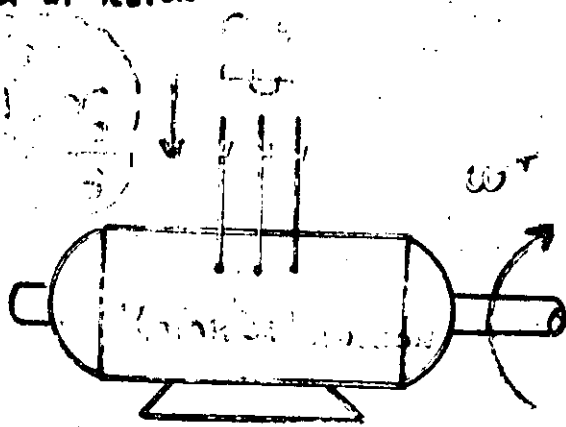
La Expresión Para La Resistencia del Rotor Referida al
Estator Se Transforma En

$$\frac{4 m_1 K_w^2 N_{ph_1}^2}{S_2 a_1^2} r_{22} = \frac{\Omega}{\omega}$$

POTENCIA MECANICA Y PAR

21 20

T. REAL DE
ENTRADA AL ROTOR



$$P_{ent} = I_2^2 \frac{r}{s} \quad \text{W/fase}$$

P_{ot} : Real de entrada
al Rotor

$$P_{2} = I_2^2 r_2: \quad \text{Pot GASTADA}$$

En calentamiento
al devanado del
Rotor S_i

$$\frac{P_{2ent}}{P_{2dnd}} = S$$

$$P_{ot} - P_{2ent} - P_{2dnd} = I_2^2 (1 - S) r_2$$

PARA 3 FASES

$$P_{ot} - P_{2ent} - P_{2dnd} = \frac{m}{2} \frac{(1 - S) r_2}{s} I_2^2$$

EL PAR DESARROLLADO EN EL ROTOR

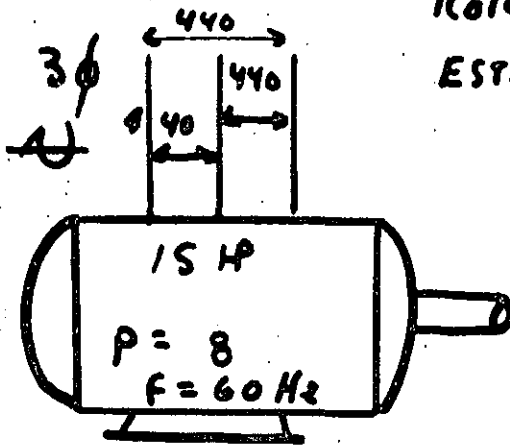
$$T_{mec} = \frac{P}{\omega_r} \quad \text{Newtons metros} \quad *$$

$$\omega_r = \frac{2\pi N}{60} = \frac{2\pi (1 - S)}{60} \sin$$

AL SUSTITUIR LAS ECUACIONES R EN LA ECUACION DEL
PAR SE TIENE EL PAR EN TERMINOS DEL S. LA
CORRIENTE DEL ROTOR

$$T_{mec} = \frac{m}{2} \frac{G}{S} \frac{I_2^2}{S_i}$$

PROBLEMA



ROTOR Y

ESTATOR Y

$$b = 2.4 \text{ a } 1$$

PERDIDAS VENTILACION Y FRICCION: 220 W

constantas

ROTOR

ESTATOR

$$r_{22} = 0.11 \Omega$$

$$x_{22} = 0.20 \Omega$$

$$r_1 = 0.52$$

$$x_1 = 1.15 \Omega$$

$$x_M = 40 \Omega$$

$$r_{Fe} = 360 \Omega$$

Perdidas Parasitas = 120 W

$$S = 0.045$$

ANILLOS EN CORTO CIRCUITO

CALCULAR

a) CORRIENTE ESTATOR

b) FACTOR. POTENCIA

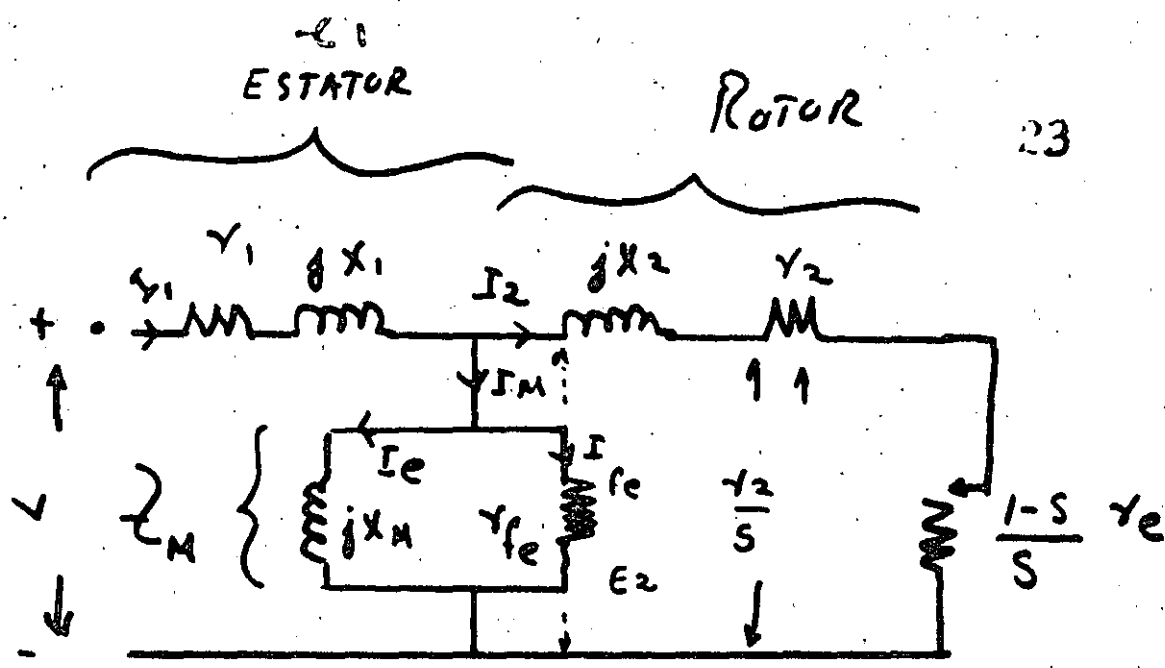
c) I ROTOR

d) POTENCIA DE SOLIDA en HP

e) E %

f) El Par:

viendo las Figuras:



Solucion

LA Z del ROTOR SE REFIERE AL ESTATOR CON EL USO DE LA RELACION DE IMPEDANCIA DE MODOTAL QUE:

$$Z_2 = b^2 Z_{22} = 5.76 \times 0.110 = 0.634 \Omega / \text{fase}$$

$$b^2 = (2.4)^2 = 5.76$$

$$X_2 = b^2 X_{22} = 5.76 \times 0.20 = 1.15 \Omega / \text{fase}$$

Si hay deslizamiento $S = 0.045$

LA Z del ROTOR REFERIDA AL ESTATOR ES:

$$Z_2 = \frac{r_2}{S} + j X_2 = \frac{0.634}{0.045} + j 1.15$$

$$Z_2 = 14.10 + j 1.15 = 14.13 \angle 4.7^\circ \Omega / \text{fase}$$

LA IMPEDANCIA DE MODOTAL DEL ROTOR REFERIDA AL ESTATOR ES:

$$Z_2 = \frac{r_2}{S} + j X_2 = 5.76 \times 0.110 = 0.634 \Omega / \text{fase}$$

La IMPEDANCIA DE EXCITACION REFERIDA AL ESTATOR ES

$$Z_M = \frac{Y_{fe} j X_M}{Y_{fe} + j X_M} = \frac{360 \times j 40}{360 + j 40}$$

23

$$Z_M = 39.8 \angle 83.65^\circ = 4.40 + j 39.5 \text{ } \Omega / \text{fase}$$

a) Se Calcula la I del ESTATOR

SE DIVIDE EL VOLTAGE APLICADO A UNA FASE DEL ESTATOR POR LA Z del CIRCUITO ANTERIOR

$$Z = Z_1 + \frac{Z_2 Z_M}{Z_2 + Z_M} = 1.26 + \frac{14.13 \angle 4.7^\circ \times 39.8 \angle 83.65^\circ}{14.13 \angle 4.7^\circ + 39.8 \angle 83.65^\circ}$$

$$= 0.52 + j 1.15 + \frac{562 \angle 88.35^\circ}{44.8 \angle 65.6^\circ}$$

$$Z = 12.09 + j 6.00 = 13.47 \angle 26.4^\circ \text{ } \Omega / \text{fase}$$

Voltage de línea o Neutro

$$V = \frac{440}{\sqrt{3}} = 254$$

La I del ESTATOR

$$a) I_1 = \frac{V}{Z} = \frac{254 \angle -26.4^\circ}{13.47} = 18.85 \angle -26.4^\circ$$

b) Fac. de Pot. del Motor

$$F.P. = \cos \theta = \cos 26.4^\circ = 0.895$$

25 CORRIENTE EN EL DEVANADO DEL ROTOR

$$I_2 = \frac{E_2}{Z_2} = \frac{\bar{I}_1 Z_2 Z_M}{(Z_2 + Z_M) Z_2} = \frac{\bar{I}_1 Z_M}{Z_2 + Z_M}$$

$$= \frac{18.85 \angle -26.4^\circ \times 39.8 \angle 83.65^\circ}{44.8 \angle 65.8^\circ} = 16.75 \angle -8.35^\circ$$

$$I_p = b \bar{I}_2 =$$

$$I_2 = b \bar{I}_2 = 2.4 \angle -8.35^\circ \times 16.75$$

$$= 40.2 \angle -8.35^\circ \text{ A / fase}$$

α) Pot de Salida en H₀

$$P = m \bar{I}_2^2 \times \frac{1-s}{s} r_2 = 3 (16.75)^2 \frac{(1-0.045)}{0.045} \times 0.0634$$

$$P = 11,300 \text{ W}$$

$$P_{mec} = P_{sal} - (P_{vent} + P_{parasitas})$$

fricc

$$P_{mec} = 11300 - (220 + 120) = 10,960 \text{ W}$$

$$P_{Mec} = \frac{10,960}{746} = 14.7 \text{ HP}$$

e) Eficiencia = $\frac{26 \text{ Pot. entrada}}{\text{Pot. Salida}}$ $\frac{P. Salida 26}{P. entrada}$

Pot Real de ENTRADA ES

$$P_{ent} = m V I_1 \cos \theta$$

$$P_{ent} = 3 \times 254 \times 18.85 \times 0.895 = 12.880 \text{ W}$$

$$\eta = \frac{P_{ent} - P_{mec.}}{P_{ent}} = \frac{12.880 - 10960}{12880}$$

$$\eta = 1 - \frac{10920}{12880} = 0.851$$

f) EL PAR ES LA REC. de la Pot. mec.
a la Velocidad Angular

$$W_m = \frac{2\pi N}{60} = \frac{2\pi (1-s) n_{sin}}{60}$$

$$W_m = \frac{2\pi (1-0.045) \frac{120 \times 60}{8}}{60}$$

$$W_m = 90 \text{ rad/seg}$$

$$T = \frac{P_{mec}}{W_m} = \frac{10,960}{90}$$

$$T = 121.8 \text{ new. m}$$



DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.

CÁLCULO Y SELECCIÓN DE MOTORES ELÉCTRICOS

INSTALACIÓN MECÁNICA
- A N E X O -

DICIEMBRE, 1984

Introducción

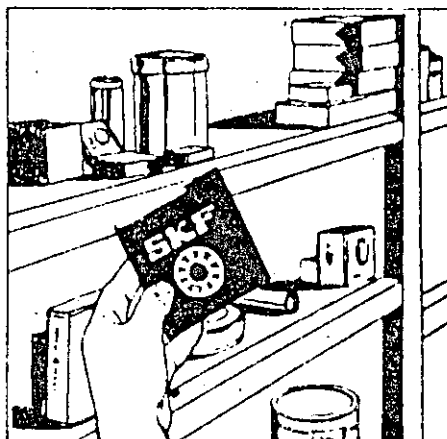
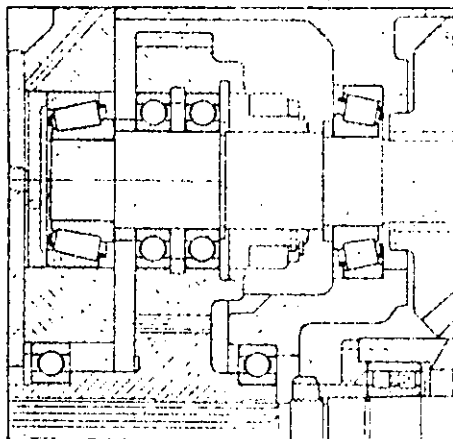
1

Los rodamientos son unos elementos de máquina relativamente robustos y de larga duración, especialmente si están montados correctamente y se cuidan bien. El manejo correcto en el montaje y desmontaje no implica nada extraordinario; es verdad que exigen limpieza, precisión y atención, pero esto es totalmente normal tratándose de máquinas. El mantenimiento de los rodamientos significa, en pocas palabras, protegerlos de suciedad y humedad y vigilar que estén bien lubricados. La eficacia de la protección depende de la configuración de la disposición, del estado de las obturaciones y del lubricante. La bondad de la lubricación depende del lubricante empleado y de la forma en que se emplea.

Al proyectar máquinas se parte de los factores unas veces conocidos y otros supuestos, relativos a las condiciones ambientales y de funcionamiento. Las instrucciones de mantenimiento deben por fuerza basarse en unas condiciones de funcionamiento similares promedias. El usuario conoce sin embargo todas las circunstancias en la práctica y las condiciones locales de funcionamiento y entretenimiento en sus más mínimos detalles. Combinando sus propios conocimientos con las reglas y consejos prácticos para el almacenamiento de repuestos, atención durante la marcha, revisión durante las paradas, desmontaje y montaje, que se facilitan en este manual, el mantenimiento no deberá originar problema alguno en lo que respecta a los rodamientos.

Almacenamiento de rodamientos de repuesto

2



Para evitar paradas prolongadas por causa de eventuales averías en los rodamientos debe uno cerciorarse de que sea fácil disponer de rodamientos de recambio. Es por ello conveniente averiguar desde un principio qué rodamientos integran la maquinaria y si se requiere alguna herramienta especial para el desmontaje o montaje. Entérese por el distribuidor de SKF si los rodamientos pueden ser suministrados con suficiente rapidez. Si resulta que algunos de los rodamientos tienen plazo de entrega largo, puede ser aconsejable encargar ya desde este momento el envío de rodamientos de repuesto.

Los rodamientos son tratados con un agente antioxidante antes del empaquetado, y en el envase original resisten el almacenamiento durante muchos años. Preferiblemente deben guardarse en un local en el cual la humedad del aire no sobrepase el 60 % y la temperatura se mantenga más o menos uniforme. Los rodamientos con placas de protección (serie -2Z) deben no obstante utilizarse en el curso de 2 años, y los rodamientos con placas de obturación (serie -2RS) en tres años, puesto que la grasa de que están llenos sufre tras dicho tiempo un excesivo envejecimiento.

Cuidese de que los rodamientos que no se conservan en el embalaje original estén limpios, bien engrasados y envueltos en papel parafinado impregnado de aditivo anticorrosivo.

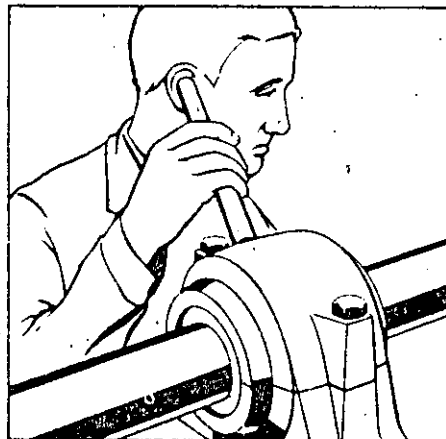
Vigilancia durante el funcionamiento

3

Los rodamientos montados en máquinas en las que una parada acarrea serias consecuencias deben revisarse regularmente. En aplicaciones de rodamientos menos críticas, cuyas condiciones de funcionamiento no sean especialmente severas, pueden en la mayoría de los casos dejarse sin más atención que la lubricación. Esta sección trata de la vigilancia rutinaria de los rodamientos y está subdividida en cuatro apartados:

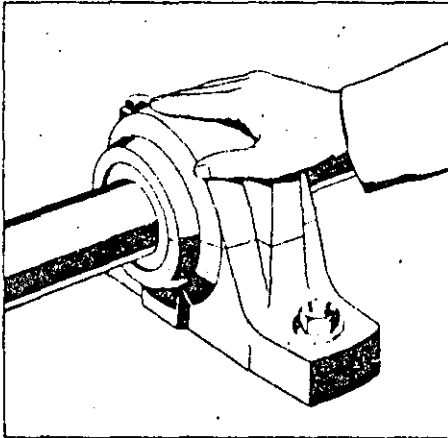
Escuchar
Tocar
Observar
Lubricar

Escuchar



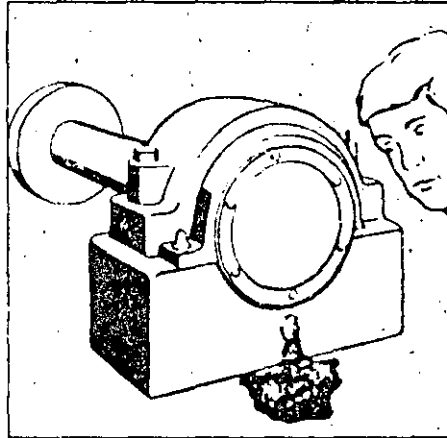
Apóyese por un extremo un palo, un destornillador u objeto similar sobre el alojamiento del rodamiento lo más próximo posible a éste. Aplique el oído al otro extremo y escuche. Si todo está en orden, deberá oírse únicamente un suave zumbido. Un rodamiento dañado emite un ruido elevado, a menudo irregular y estruendoso.

Tocar



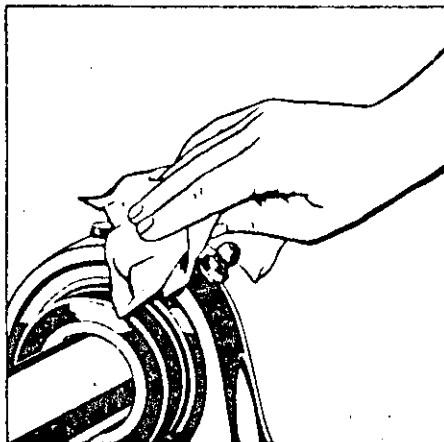
Compruébese la temperatura de la disposición mediante un termómetro, una tiza termosensible o, en muchos casos, poniendo la mano sobre el alojamiento. Si la temperatura parece anormalmente alta o varía súbitamente, es signo de alguna anomalía en el funcionamiento del rodamiento. El motivo puede ser falta de lubricante, exceso de lubricante, impurezas, sobrecarga, rodamiento dañado, insuficiente juego interno, acunamiento, gran rozamiento en las obturaciones o calentamiento procedente del exterior. Téngase sin embargo en cuenta que en la relubricación se produce a menudo una elevación totalmente normal de la temperatura que puede perdurar 1-2 días.

Observar



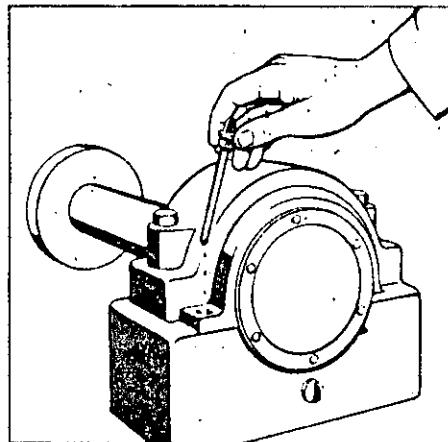
Vigile que no se escape el lubricante a través de obturaciones defectuosas o tapones mal apretados. En general las impurezas confieren al lubricante un color oscuro anormal. Revise también los dispositivos de obturación próximos a los rodamientos; deben mantenerse en tal estado que por ejemplo los líquidos calientes o corrosivos no puedan penetrar hasta los rodamientos. Compruebe el funcionamiento de la lubricación automática en caso de haberla.

Lubricar



Lubricación con grasa

Relubrique los rodamientos según las instrucciones de lubricación del fabricante de la máquina o según las orientaciones resumidas en las págs. 45-47. Limpie bien los engrasadores antes de inyectar grasa nueva. Si el soporte carece de engrasadores, la relubricación necesaria debe realizarse durante una parada planeada de la máquina. Es preciso desmontar la parte superior o la tapa lateral, quitar la grasa vieja y reemplazarla por nueva, véase "Llenado del lubricante" en la pág. 43. Incluso tratándose de soportes con engrasadores, de vez en cuando debe quitarse la grasa vieja antes de introducir grasa nueva.



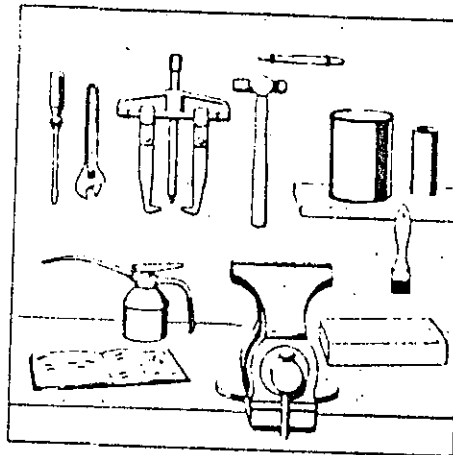
Lubricación con aceite

Compruebe el nivel de aceite y que el agujero de aire del tubo de nivel de aceite esté abierto. Añádase aceite en caso necesario. Para el cambio de aceite se vacía éste, y el conjunto del rodamiento se enjuaga con aceite nuevo limpio de la misma clase que el viejo, llenando a continuación con aceite nuevo. En el caso de lubricación por baño de aceite suele ser suficiente cambiar el aceite una vez al año; en el supuesto que la temperatura de trabajo no sobrepase los $+50^{\circ}\text{C}$ y que el aceite no se ensucie. El cambio de aceite debe efectuarse con mayor frecuencia en caso de temperaturas más altas: hasta $+100^{\circ}\text{C}$, trimestralmente; $+120^{\circ}\text{C}$, mensualmente; y $+130^{\circ}\text{C}$, semanalmente.

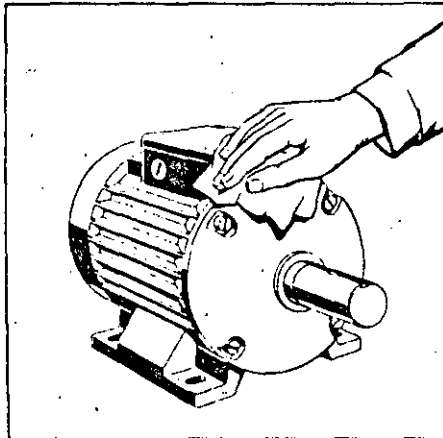
Revisión durante las paradas

6

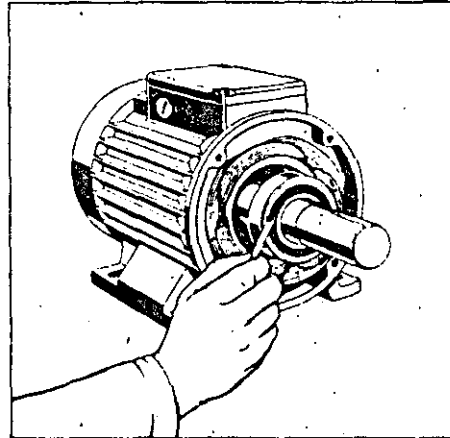
Aunque los rodamientos son componentes mecánicos robustos, con una larga duración de servicio, es prudente sin embargo, revisarlos de vez en cuando. Esto se debe efectuar preferentemente durante una parada programada de la máquina o cuando la máquina debe desmontarse por algún motivo, por ej. para su revisión o reparación.



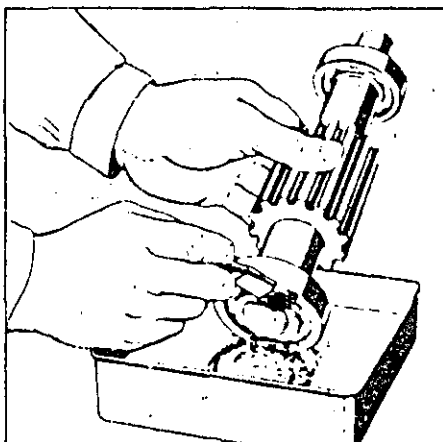
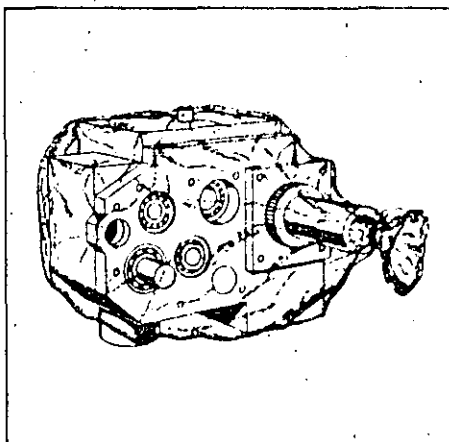
Inicio la revisión preparando el lugar de trabajo de modo que esté lo más limpio y seco posible. Compruebe que dispone de rodamientos de repuesto, para el caso de que fuese necesario cambiar algún rodamiento. Si existen planos, estúdielos detenidamente antes de iniciar el trabajo.



Limpié el exterior. Anote en qué orden se desmontan los elementos circundantes y sus posiciones relativas. Tenga cuidado, por. ej., con las obturaciones de laberinto a fin de que no se quiebren al desmontarlas. No haga nunca palanca sobre las obturaciones ni las fuerce. Inspeccione las obturaciones y demás piezas de la disposición.



Observe el lubricante. Impurezas de diversas clases pueden generalmente detectarse frotando un poco de lubricante entre los dedos o extendiendo un poco sobre el dorso de la mano y mirando a contraluz.



Cuide de que no puedan penetrar polvo y humedad en la máquina de la que se hayan retirado tapas y obturaciones. Cubra la máquina, rodamientos al descubierto y los asientos de éstos, con papel parafinado, plástico o material por el estilo durante interrupciones del trabajo. Evite el uso de trapos con hilachas.

Lave el rodamiento descubierto, si puedo, inspeccionarse sin desmontarlo antes, usando un pincel mojado en white spirit y séquelo bien con un trapo sin hilachas limpio. También se puede usar aire comprimido (tenga cuidado de que ningún componente del rodamiento se ponga a girar). Recuerde sin embargo que los rodamientos estancos (con placas -2Z ó -2RS) no deben lavarse en absoluto.

Un espejo pequeño y una sonda por ej. como las que usan los dentistas, pueden ser de gran utilidad al inspeccionar los caminos de rodadura, las jaulas y los elementos rodantes de los rodamientos.

Si el rodamiento no presenta defectos, se le relubrica de acuerdo con las instrucciones del fabricante de la máquina o según las recomendaciones en las pags 45-47. Colóquense nuevamente las obturaciones y las tapas.

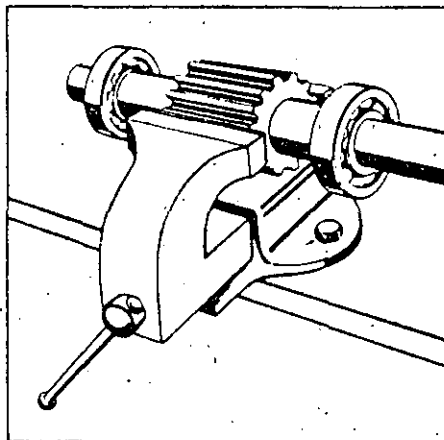
Desmontaje de rodamientos

9

Esta sección contiene consejos y recomendaciones sobre la forma más conveniente de desmontar los rodamientos. Está subdividida en los siguientes apartados:

Ajuste de apriete en el eje
Ajuste de apriete en el alojamiento
Rodamientos montados sobre manguito
Inspección de rodamientos desmontados

¡No desmonte nunca un rodamiento no averiado, si no es absolutamente necesario!

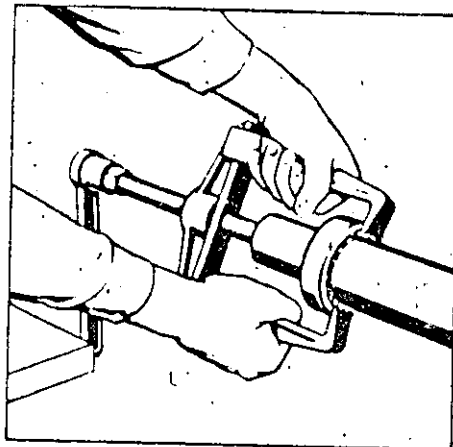
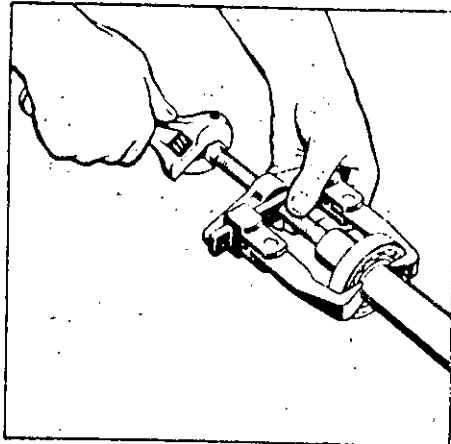


Si por algún motivo hay que desmontarlo, es una buena regla señalar primeramente cómo va montado el rodamiento, o sea qué es lo que iba "arriba" y "delante", etc. Naturalmente hay que observar luego que el rodamiento quede montado de la misma forma:

Empiece el trabajo de desmontaje con la preparación de las herramientas necesarias — en las págs. 48 y 49 se encuentran ejemplos de herramientas apropiadas que vende SKF. Los distribuidores de SKF tendrán mucho gusto en facilitarle información complementaria de la gama completa de herramientas.

Recuerde que debe tratar todos los rodamientos con cuidado. Disponga un apoyo de contención del eje; de lo contrario los rodamientos pueden ser dañados por las fuerzas de desmontaje que normalmente aparecen en el curso del trabajo.

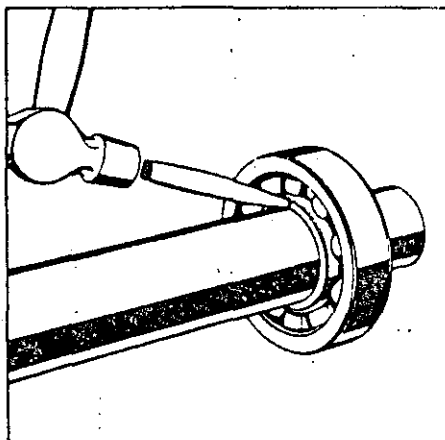
Ajuste de apriete en el eje



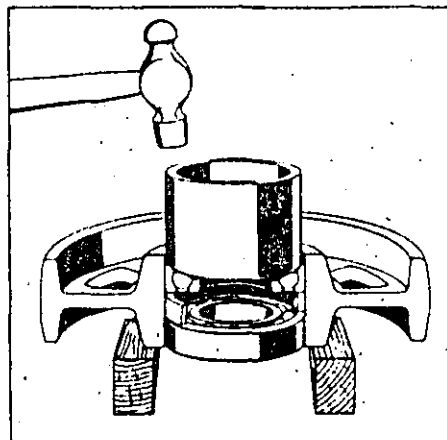
Si el rodamiento está muy prieto sobre el eje debe emplearse un extractor, el cual normalmente debe aplicarse al aro interior. Rodamientos grandes es conveniente desmontarlos mediante la herramienta hidráulica de desmontaje de SKF, véase la pág. 48.

Si resulta imposible agarrar el aro interior con el extractor, puede admitirse que este se aplique al aro exterior pero es muy importante hacer girar el aro exterior durante el desmontaje a fin de que la fuerza de extracción no dañe algún elemento del rodamiento. Disponga un tope que impida girar el tornillo del extractor, agarre los brazos del extractor y dele vueltas ininterrumpidamente.

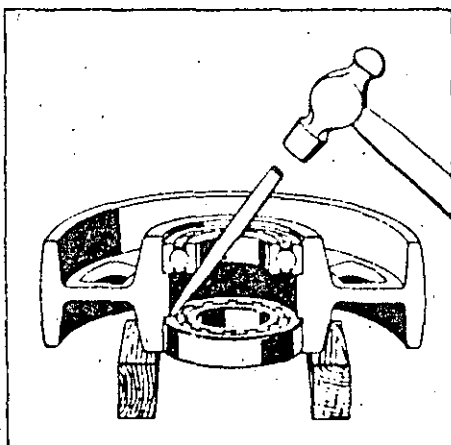
Ajuste de apriete en el alojamiento



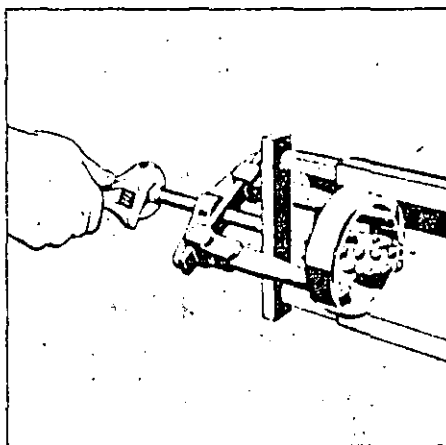
Si no se dispone de extractor apropiado, puede emplearse un botador con punta redondeada u otra herramienta similar. Aplíquela sobre el aro interior. ¡No dé martillazos directamente sobre el rodamiento! Tenga gran cuidado al emplear este método, porque es muy fácil dañar el eje y el rodamiento.



Si el rodamiento está fuertemente adherido al alojamiento como por ej. en una rueda, puede expulsarse usando un botador especial de segmento o un botador tubular golpeándolo uniformemente alrededor. Los extremos del tubo han de ser planos, paralelos y carecer de rebabas.

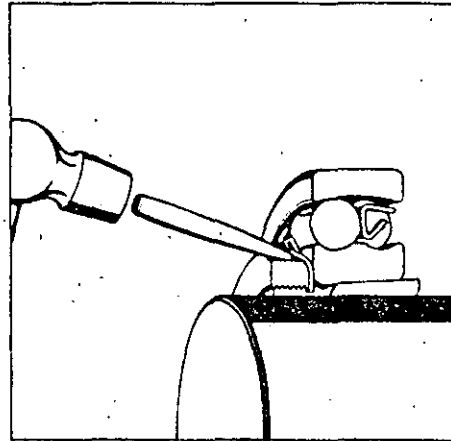
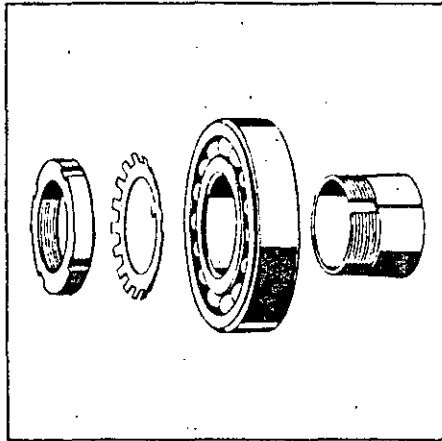


Emplee un botador con punta redondeada u otra herramienta por el estilo, en caso de haber un resalte entre los rodamientos.



El aro interior de rodamientos de bolas o rodillos a rótula normalmente puede la-
dearse de modo que sea posible introducir
un extractor.

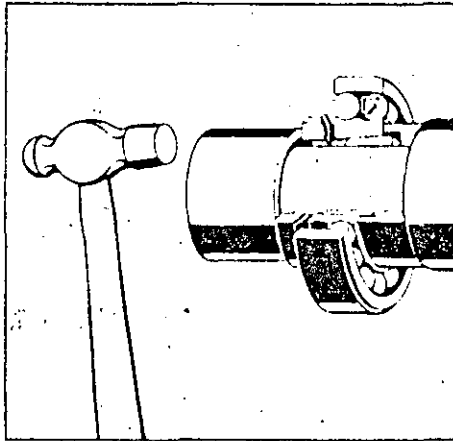
Rodamientos montados sobre manguitos



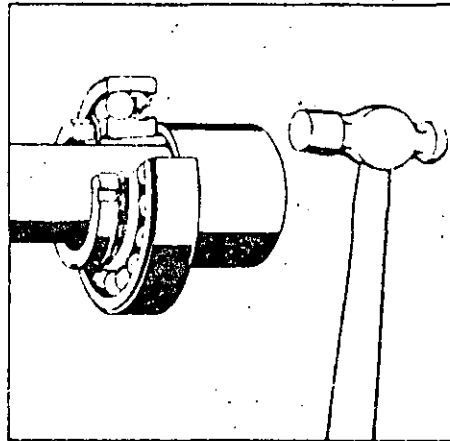
Los rodamientos a rótula suelen montarse sobre manguito de fijación o de desmontaje. Esto tiene la ventaja de que el eje no necesita mecanizarse con tanta precisión y que el trabajo de montaje y desmontaje se facilita considerablemente. En el grabado se representan de izquierda a derecha tuerca, arandela de retención, rodamiento y manguito de fijación.

Manguito de fijación

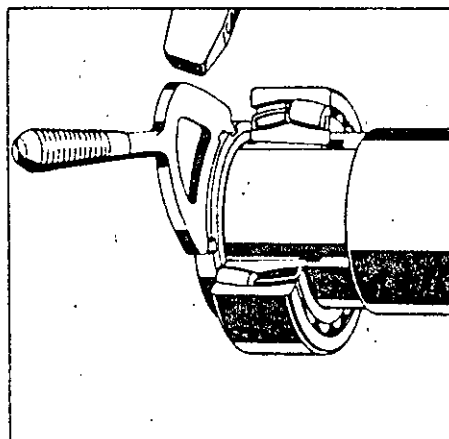
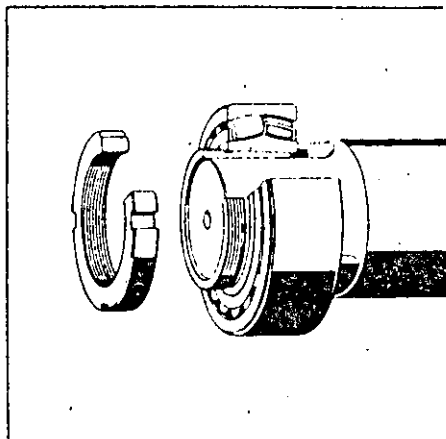
Previamente al desmontaje se señala la posición del manguito sobre el eje. A continuación se levanta la lengüeta doblada de la arandela de retención.



Desenrósqese la tuerca algunas vueltas. Aplique un botador de segmento o un botador tubular a la tuerca y dé un martillazo fuerte de forma que el rodamiento se desprenda.



Si el rodamiento está montado sobre un eje sin resalte o si no hay casquillo separador entre el rodamiento y el resalte del eje, la herramienta se aplicará en cambio al aro interior del rodamiento.

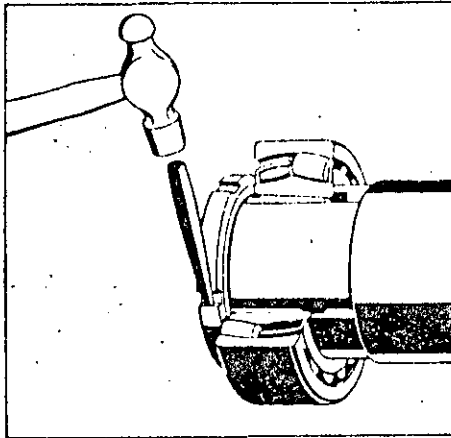


Manguito de desmontaje

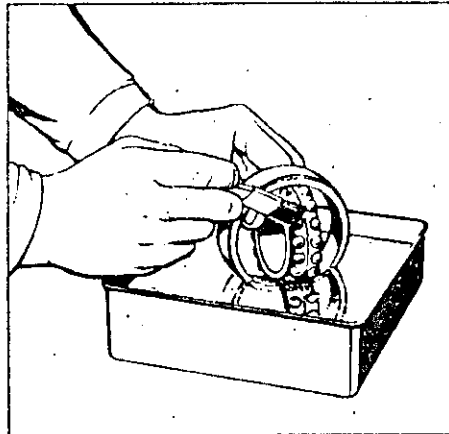
Tratándose de rodamientos pequeños y medianos se extrae el manguito mediante una tuerca de la misma clase que la empleada con los manguito de fijación. Recuerde sin embargo que la rosca y la cara de la tuerca vuelta hacia el rodamiento deben primero untarse por ej. con pasta de bisulfuro de molibdeno.

Apriete la tuerca con una llave de gancho o una llave de golpes hasta que se afloje el rodamiento. Si el manguito sobresale del eje, debe preverse un apoyo. Los rodamientos grandes se desprenden fácilmente mediante la tuerca hidráulica de SKF, véase la pág. 48.

Inspección de rodamientos desmontados



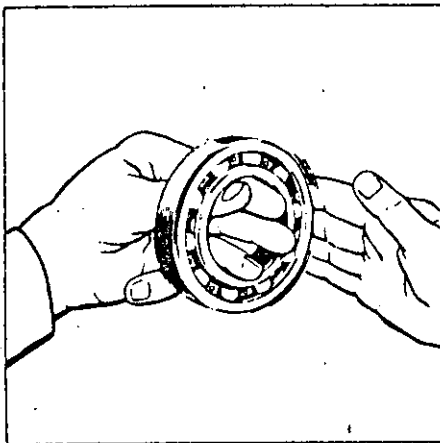
Si el manguito que ha de desprenderse es pequeño, puede emplearse por ej. un botador en lugar de una llave de gancho.



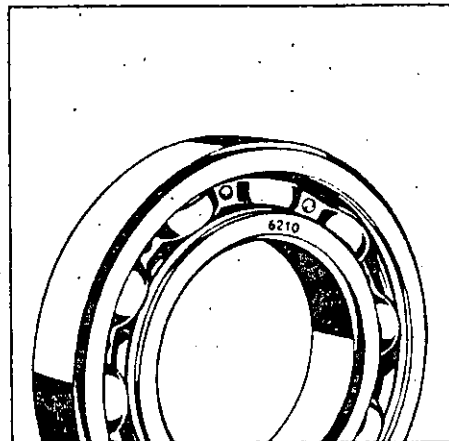
Una vez desmontado, el rodamiento debe inspeccionarse. Láveio primero en white spirit y séquelo bien con un trapo sin hilachas limpio. También se puede usar aire comprimido (tenga cuidado de que ningún componente del rodamiento se ponga a girar). Mire si hay huellas en los caminos de rodadura y en los elementos rodantes del rodamiento.

Recuerde no obstante que los rodamientos estancos no deben lavarse en absoluto, por razones obvias su interior tampoco puede ser inspeccionado.

17



Haga girar el aro exterior y escuche si el ruido es normal.



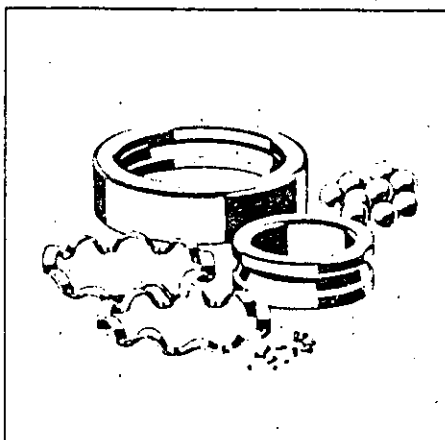
Un rodamiento que no presente daños en los caminos de rodadura, elementos rodantes o jaulas, que gira uniformemente y no tiene un juego interno anormalmente grande, puede sin riesgo alguno volverse a montar. Respecto a la relubricación del rodamiento véase la pág. 43. Si se carece de documentación debe anotarse la designación del rodamiento, la cual va grabada generalmente en la cara del aro exterior o interior.

Averías de los rodamientos

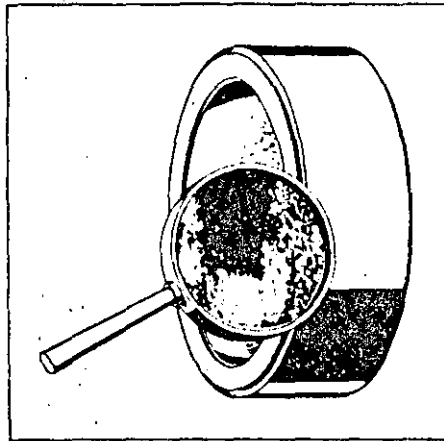
18

Esta sección trata de diversas averías de los rodamientos y sus probables causas. Cuando un rodamiento se estropea, se debe siempre procurar averiguar el motivo y tratar de eliminarlo. Las causas más corrientes son:

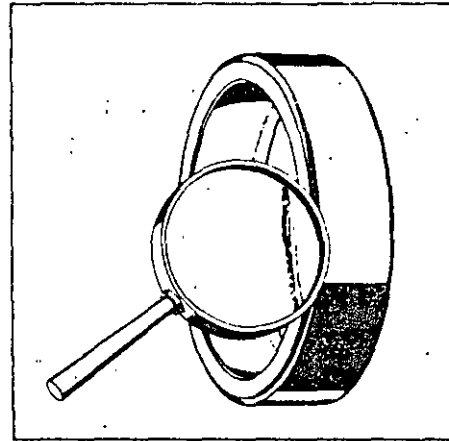
- defectos de montaje
- lubricación defectuosa
- impurezas en el rodamiento
- agua en el rodamiento
- defecto de forma en el soporte o eje
- daños por vibración
- paso de la corriente eléctrica
- fatiga del material



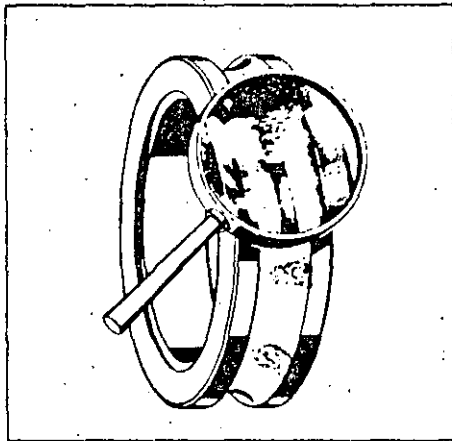
Desarme el rodamiento dañado. Si la jaula está remachada se corta la cabeza de un par de remaches y luego puede romperse con ayuda de un destornillador o herramienta similar. Los diez grabados siguientes muestran averías típicas. Consisten la mayoría de las veces en lo que se denomina descascarillado, o sea desprendimiento de fragmentos de material del camino de rodadura. El primer descascarillado suele ser pequeño, pero debido al aumento de las tensiones en los bordes de la lesión y la dispersión de los fragmentos metálicos con el lubricante, se extiende pronto.



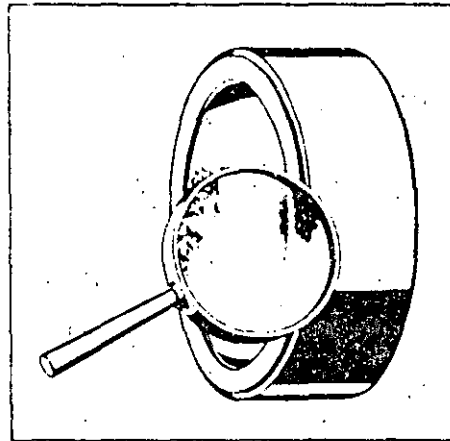
Si el rodamiento se monta mal, por ej. calándolo excesivamente fuerte sobre manguito de fijación o asiento cónico, puede sufrir una precarga. La figura representa descascarillados en el camino de rodadura del aro exterior debidos a precarga radial de esta clase.



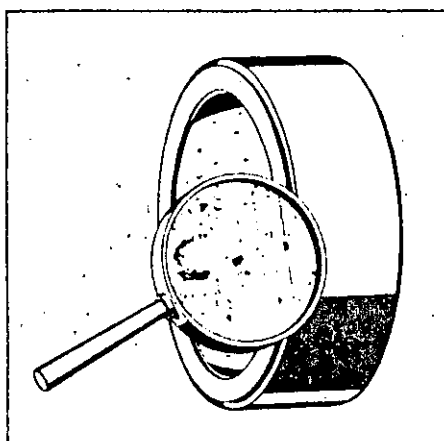
Una precarga axial puede originarse por ej. cuando el rodamiento queda acuñado lateralmente. Los desperfectos mostrados en la figura fueron originados por falta de espacio en el soporte; el rodamiento no pudo seguir el desplazamiento axial que se produjo al alargarse el eje debido a dilatación térmica.



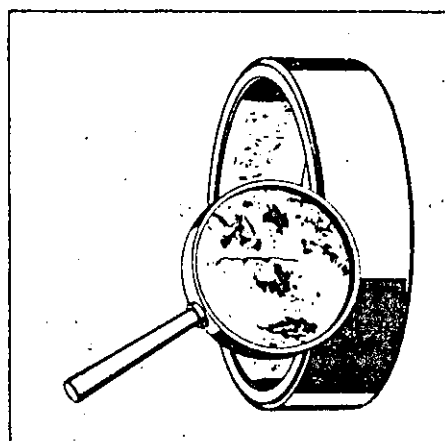
Si un rodamiento que ha de montarse con ajuste de apriete sobre el eje se cala dando golpes sobre el aro exterior, pueden producirse daños del tipo mostrado en la figura. Estos daños pueden también originarse al dar golpes sobre un extremo del eje, una polea etc., sin apoyo de contención. En tal caso se producen fácilmente huellas en los caminos de rodadura y elementos rodantes, con lo que se acorta la duración.



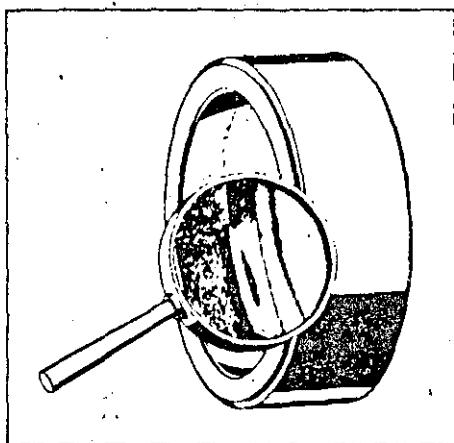
Un rodamiento mal lubricado presenta unos caminos de rodadura con un pulido de gran brillo pero a menudo también con micro-grietas en la superficie. Por regla general es sin embargo la jaula la que se rompe primero, con lo que una bola o un rodillo fácilmente quedan acunados y se produce la avería total del rodamiento. También puede ocurrir que el rodamiento se caliente por funcionar con falta de lubricante.



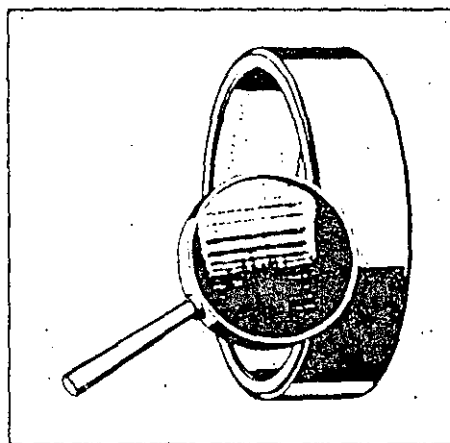
Si en el rodamiento penetran impurezas en forma de partículas sólidas, se originan fácilmente desperfectos del tipo mostrado en la figura. Las partículas ocasionan huellas de presión en los caminos de rodadura y elementos rodantes, con posible descascarillado en forma de escamas. Las impurezas pueden naturalmente haber ya entrado en el montaje, pero lo más probable es que alguna de las obturaciones esté defectuosa.



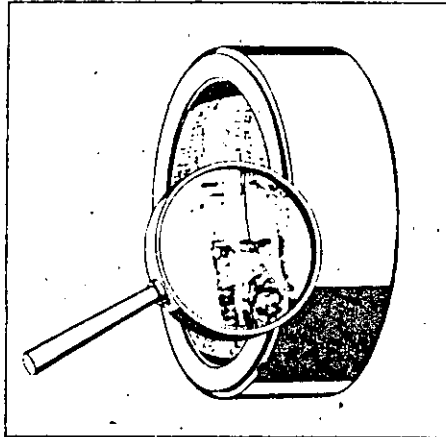
Todos los componentes del rodamiento son generalmente metálicos. Los metales son sensibles a la acción del agua, especialmente del agua salada. Una brusca caída de temperatura puede dar lugar a una condensación originando así corrosión.



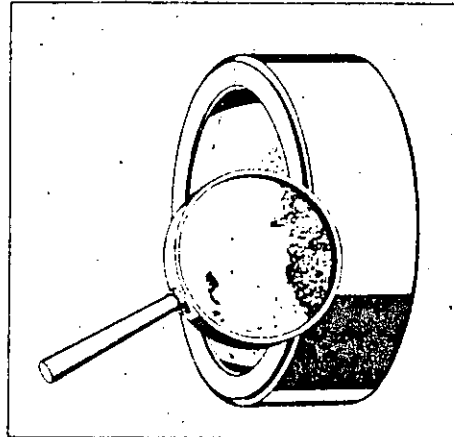
Falta de redondez del alojamiento del rodamiento en el soporte o de su asiento sobre el eje puede dar lugar a avería del rodamiento. En tales casos se producen a menudo los desperfectos en dos puntos opuestos. También otros defectos de forma pueden perjudicar al rodamiento. Una viruta metálica entre el aro exterior y el soporte puede producir deformación suficiente como para dañar el camino de rodadura del aro exterior.



En máquinas sometidas a vibraciones pueden originarse daños en rodamientos parados debido a que los elementos rodantes rozan contra los caminos de rodadura al compás de las vibraciones. Para precaver tales daños debe el eje calentarse e inmovilizarse para que de este modo los rodamientos queden descargados, o bien cuidar de que el eje esté continuamente girando despacio. A menudo es suficiente con abreviar los períodos de parada de la máquina en cuestión.



Aunque la diferencia de potencial entre el eje y el soporte sea baja (0,4 voltios), puede producirse una descarga de corriente a través de la delgada película de lubricante entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura. Su consecuencia es un número de cráteres por quemadura o zonas estriadas. Daños de esta clase pueden originarse por ej. por mal contacto con tierra al efectuar trabajos de soldadura en la máquina.



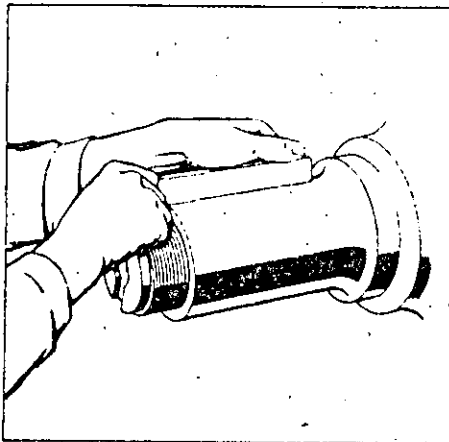
El motivo de que se presenten descascarillados por fatiga puede a veces ser simplemente que el rodamiento ha alcanzado su duración efectiva. Esta sobrepasa generalmente en forma apreciable la duración nominal calculada.

Montaje de rodamientos

24

Esta sección contiene consejos y recomendaciones sobre la forma más conveniente de montar los rodamientos. Está subdividida en los siguientes apartados:

- Ajuste de apriete en el eje
- Ajuste de apriete en el alojamiento
- Rodamientos de rodillos cilíndricos
- Rodamientos de rodillos cónicos
- Rodamientos sobre manguito
- Llenado de lubricante
- Pruebas e informes

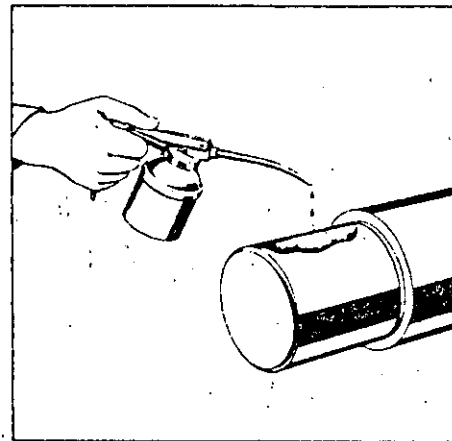
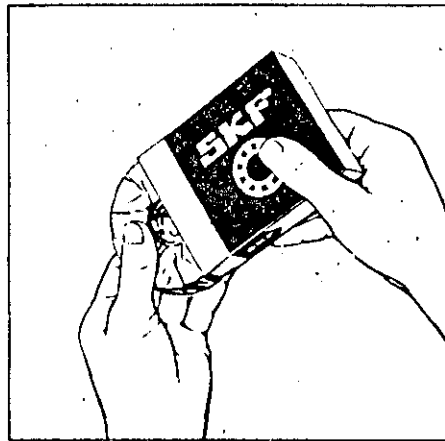


Una condición para que un rodamiento funcione satisfactoriamente y alcance la duración prevista es que en su montaje se utilice el método correcto y se observe pulcritud. El montaje debe de preferencia efectuarse en una sala seca y limpia. El lugar de trabajo debe, de ser posible, no estar próximo a máquinas que desprendan virutas o polvo.

Empiece el trabajo de montaje reuniendo las herramientas necesarias— en las págs. 48 y 49 hay ejemplos de herramientas apropiadas de montaje que SKF vende. El distribuidor de SKF le facilitará gustosamente informaciones complementarias de toda la gama de herramientas.

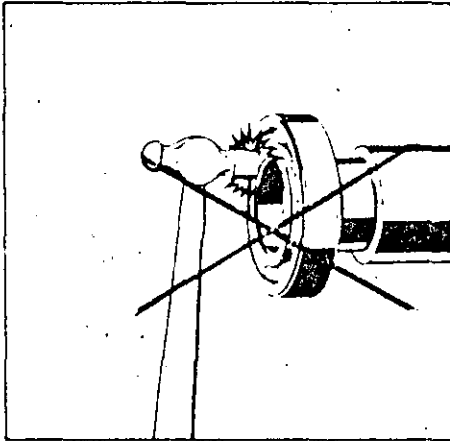
Examine cuidadosamente las piezas vecinas a los rodamientos. Quite rebabas y limpie el eje y los resaltes. Verifique el eje y el soporte en lo que respecta a exactitud de dimensiones y de forma. Pueden haberse producido daños en el desmontaje. Revise las obturaciones y sustitúyalas si están desgastadas o estropeadas.

Ajuste de apriete en el eje

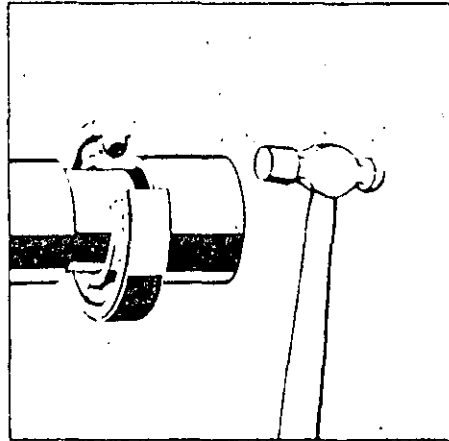


Al cambiar un rodamiento, el nuevo no debe sacarse del envase hasta el momento de montarlo. No quite el agente anti-oxidante excepto en la superficie cilíndrica exterior y en el agujero. Limpiar estas superficies con white spirit, secándolas con un trapo sin hilachas limpio.

Unte con aceite fluido el asiento del rodamiento antes de su montaje. Con esto se pretende evitar daños en el eje.

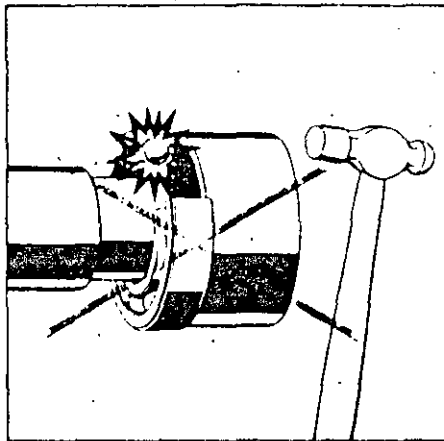


No dé nunca martillazos directamente sobre el rodamiento sino intercale siempre algún elemento. El aro podría quebrarse, la jaula dañarse o desprenderse fragmentos metálicos y estropear el rodamiento al hacerlo funcionar.

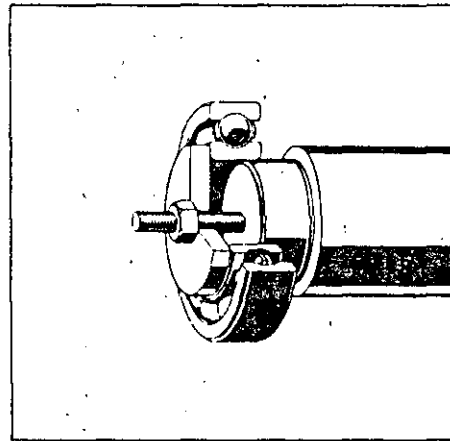


Los rodamientos pequeños se montan mediante un botador de segmento o un botador tubular bien limpio. Los extremos del tubo han de ser planos, paralelos y estar exentos de rebabas.

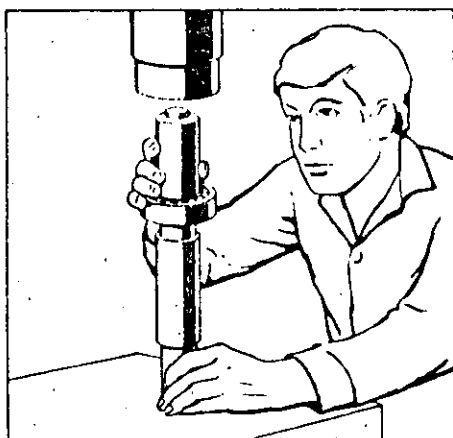
Aplique la herramienta al aro interior. Para dar los golpes emplee un martillo corriente. Los martillos de plomo u otro metal blando no son apropiados por desprenderse fácilmente escamas. Vigile que el rodamiento no entre torcido al calarlo sobre el eje.



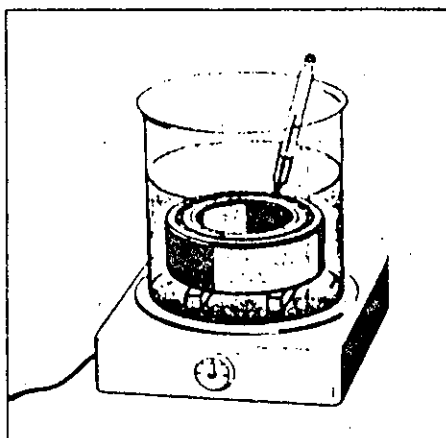
No cale nunca presionando sobre el aro exterior al montar el rodamiento sobre el eje. Podría dañar los caminos de rodadura y elementos rodantes, con lo que la duración del rodamiento disminuiría considerablemente.



Si el eje lleva roscas interiores o exteriores, estas pueden aprovecharse para el montaje.



Si se dispone de una prensa mecánica o hidráulica, pueden montarse en frío rodamientos pequeños y medianos. Intercale un casquillo o trozo de tubo bien limpio entre la prensa y el aro interior.

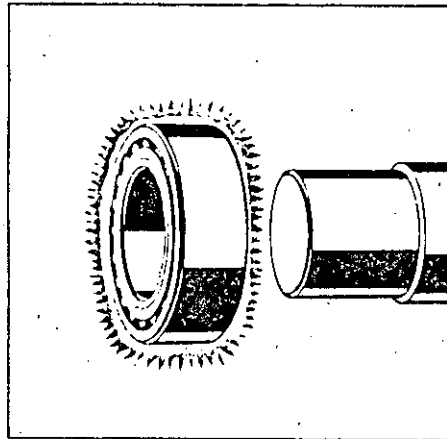


El montaje de rodamientos grandes se facilita calentándolos previamente, siendo una temperatura apropiada unos 80-90 °C por encima de la temperatura ambiente. Un rodamiento no debe sin embargo calentarse a más de +120 °C. Generalmente se calientan en baño de aceite. Utilícese aceite limpio con un punto de inflamación superior a los +250 °C. Tómese un recipiente limpio y viértase suficiente aceite para cubrir totalmente el rodamiento. El rodamiento no debe apoyarse directamente sobre el fondo sino que debe utilizarse un suplemento que lo aisle del calor del fondo. Empleese un hornillo eléctrico, una llama de gas, o algo por el estilo para el calentamiento del aceite.

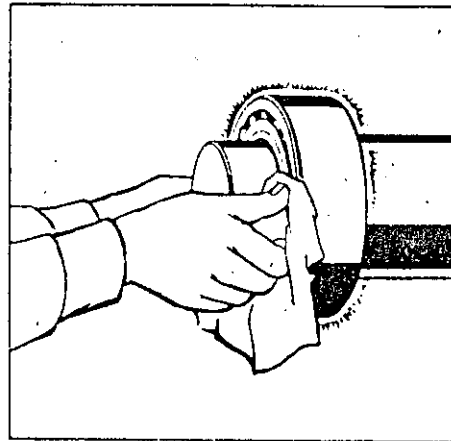
¡No caliente nunca el rodamiento directamente a la llama!

SKF vende aparatos calentadores, hornos y hornillos eléctricos.

29

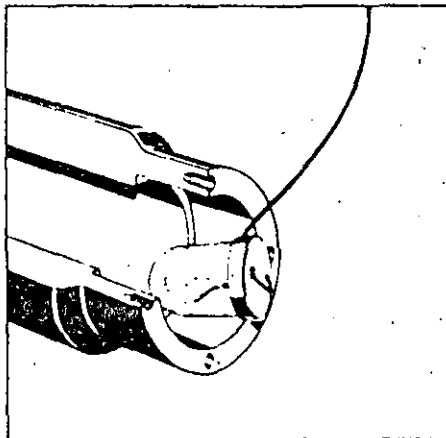
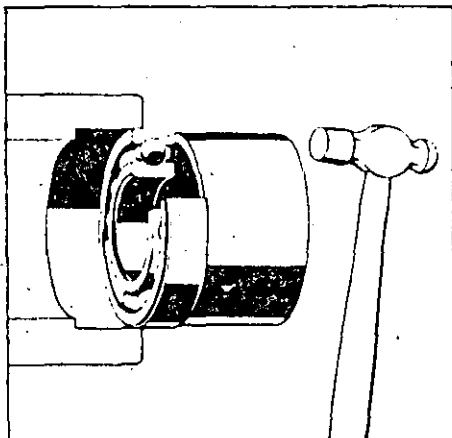


Póngase guantes protectores limpios o utilice trapos limpios para coger el rodamiento caliente. Vacíese el aceite que pueda quedar en el aro exterior y séquese el agujero del rodamiento. Acto seguido deslícese el rodamiento rápidamente sobre el eje.



Presione el rodamiento contra la superficie de apoyo hasta que se haya enfriado, a fin de que el aro interior se ajuste bien al resalte.

Ajuste de apriete en el alojamiento

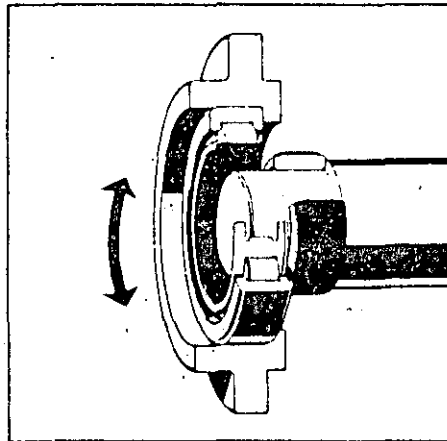


Acéitese el alojamiento del rodapié, empléese para el calado un botador de segmento o un botador tubular bien limpio, pero aplicándolo al aro exterior. Vigile que el rodapié no se tuerza al montarlo. También en este caso es conveniente emplear una prensa mecánica o hidráulica. Por lo demás las reglas que rigen para el montaje de rodapiés con ajuste de apriete sobre el eje son aplicables en el caso de ajuste de apriete en el alojamiento.

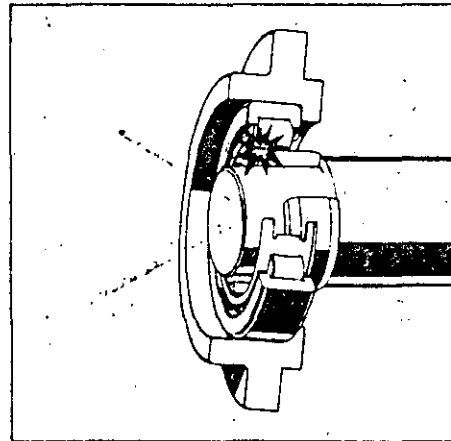
El alojamiento debe a veces calentarse para poder montar el rodapié. Generalmente basta con un aumento de temperatura relativamente pequeño, puesto que el ajuste de apriete es especialmente fuerte. Para el calentamiento puede emplearse una lámpara eléctrica, el aparato calentador de SKF, aceite caliente o una llama directa. De emplearse llama directa hay que observar gran precaución a fin de que el alojamiento no se agriete o se deforme.

Verifíquense las dimensiones del alojamiento después del calentamiento y no olvide de limpiarlo con un trapo seco antes de montar el rodapié. Presiónese el rodapié contra el resalte y reténgase hasta que el alojamiento se haya enfriado lo suficiente para que el rodapié quede bien fijado.

Rodamientos de rodillos cilíndricos

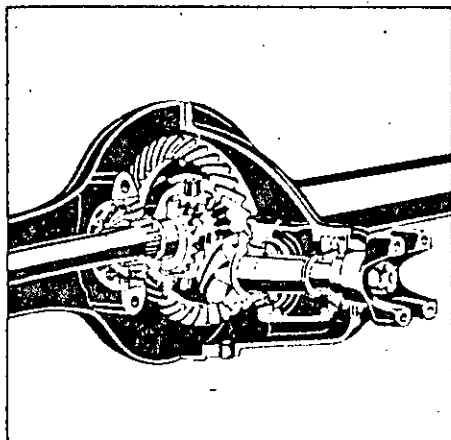


Los rodamientos de rodillos cilíndricos pueden generalmente montarse por partes. Móntese primero el aro libre y acéitese ligeramente el camino de rodadura. Acéitense seguidamente los rodillos y colóquese el otro aro con la corona de rodillos al mismo tiempo que se hace girar el eje o el alojamiento. Vigile que la corona de rodillos entre de forma correcta. Se recomienda el uso de un casquillo guiador.

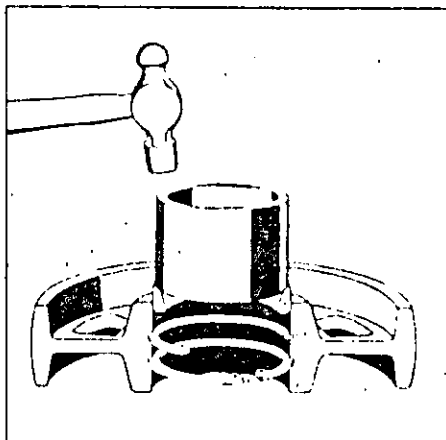


Si la corona de rodillos entra torcida sin haberse previamente aceitado o sin hacerla girar, es fácil que se dañe un aro o alguno de los rodillos.

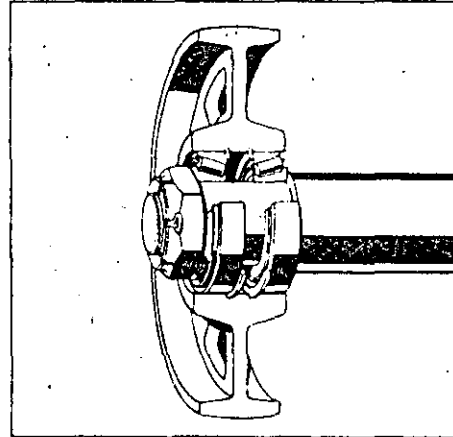
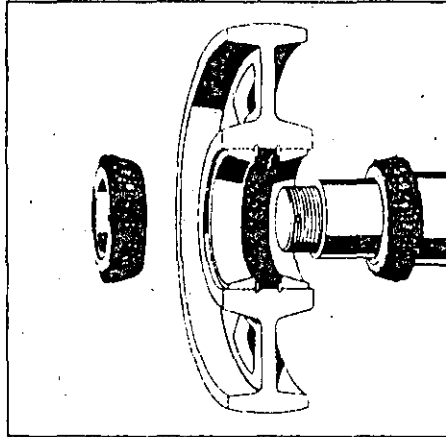
Rodamientos de rodillos cónicos



El montaje de rodamientos de rodillos cónicos puede ser relativamente complicado. Frecuentemente han de montarse con un determinado juego interno o ajustarse a una cierta precarga predeterminada mediante muelles o arandelas de reglaje. Si no se dispone de las instrucciones de montaje del fabricante de la máquina, SKF facilita gustosamente información.

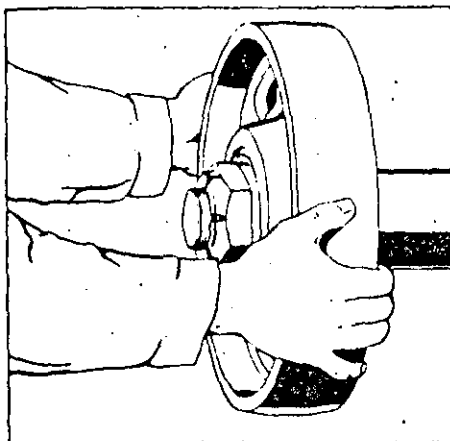


Aplicaciones sencillas de rodamientos en ruedas pueden no obstante montarse sin mayores problemas. Empiézese por calar los aros exteriores en el cubo con ayuda de un manguito de montaje o un botador tubular bien limpio. Compruébese que los aros queden apoyados contra los respectivos anillos de retención (resaltes).

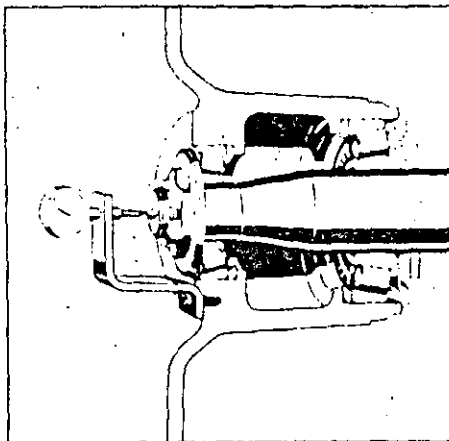


Móntese a continuación en la mangueta el cono interno con su correspondiente corona de rodillos del rodamiento. Llénese de grasa apropiada el espacio entre los rodillos en ambos rodamientos y entre los aros exteriores. Colóquese la rueda y móntese a continuación el cono externo.

Enrósquese la tuerca y apriétese, haciendo girar simultáneamente la rueda. Cuando la rueda empiece a ofrecer resistencia aflojese la tuerca sólo lo necesario para que la rueda empiece nuevamente a girar suave. Asegure la tuerca y coloque inmediatamente el tapacubos.

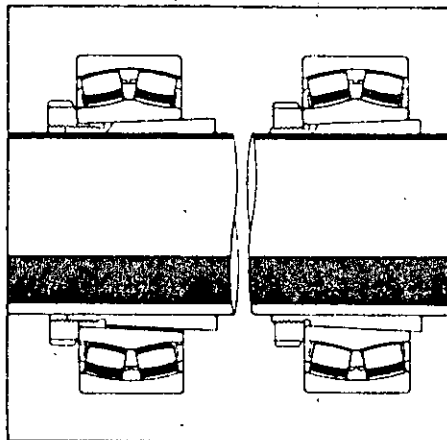


Compruebe el juego interno en la aplicación de rodamientos de ser posible, por ejemplo, haciendo oscilar el alojamiento o el eje. Si los rodamientos se aprietan excesivamente, resultará muy pronto una avería del rodamiento.

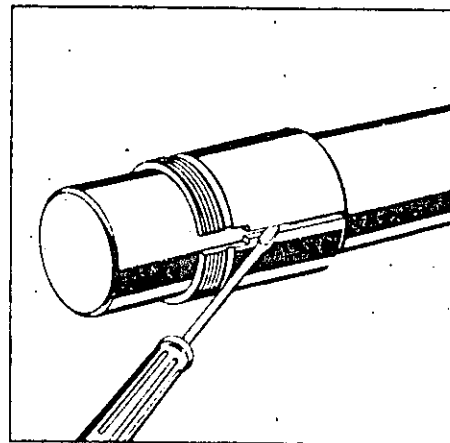


Si se requiere un montaje muy meticuloso puede emplearse un comparador para medir el juego interno axial de los rodamientos. Es importante que durante el ajuste y antes de la medición se de algunas vueltas al eje o al alojamiento para que los extremos de los rodillos adquieran buen contacto con la pestaña guía.

Rodamientos sobre manguito

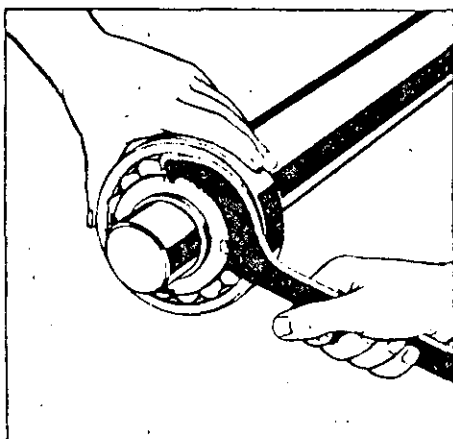


El aro interior de un rodamiento con agujero cónico se monta siempre con ajuste de apriete, generalmente sobre manguito de fijación o de desmontaje. El grado de apriete depende de lo que se cale el rodamiento sobre el cono. El juego radial original del rodamiento disminuye gradualmente durante el calado — la reducción de juego es por tanto una medida del apriete obtenido.

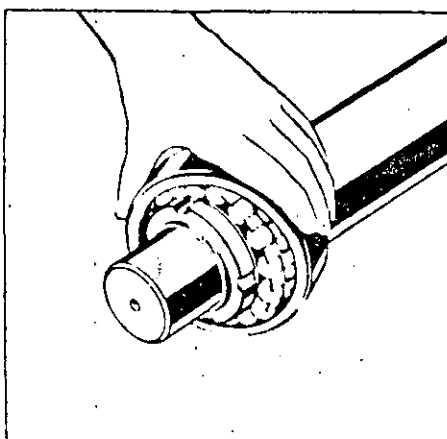


Manguito de fijación

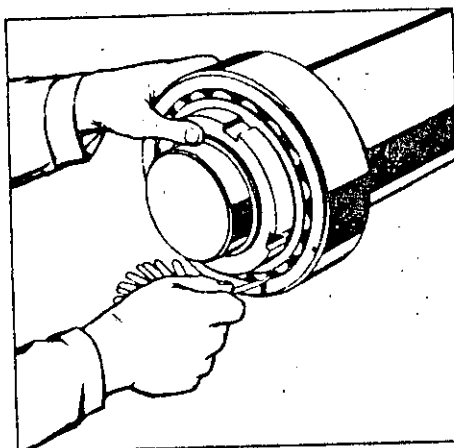
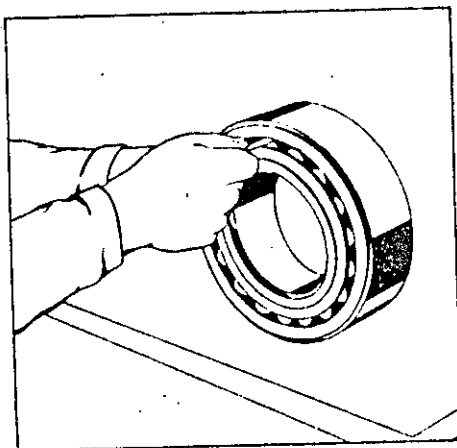
Deslicese el manguito de fijación sobre el eje hasta la posición marcada al desmontarlo; esto se facilita abriendo un poco la hendidura por ej. con un destornillador. Si por algún motivo falta la señal de la posición del manguito sobre el eje, debe averiguarse dónde debe situarse exactamente el rodamiento y colocar el manguito de acuerdo con ello. En ciertos casos puede ser necesario hacer una prueba de montaje del rodamiento para de esta forma tantear cuál es la posición correcta del manguito.



Quítese el agente antioxidante del agujero del rodamiento, pero sólo del agujero, antes de montarlo. Pásese el rodamiento sobre el manguito de fijación y enrósquese la tuerca. Cale el rodamiento apretando la tuerca.



Al montar rodamientos de bolas a rótula sobre manguito de fijación se comprobará la reducción del juego girando y ladeando el aro exterior durante el calado. Cuando la presión de la tuerca sea la apropiada el aro exterior debe continuar siendo fácil de girar pero ofrecer cierta resistencia al ladearlo.



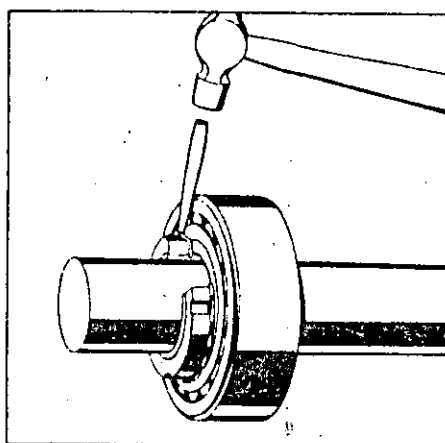
Antes de montar un rodamiento de rodillos a rótula sobre manguito de fijación, se medirá el juego interno con un juego de galgas de espesores. Con el rodamiento vertical sobre el banco de trabajo gírese el aro interior un par de vueltas de modo que los rodillos se sitúen debidamente antes de introducir la galga. Midase entre el rodillo superior y el aro exterior. Inicie la medición con una galga relativamente delgada y aumentese el grueso sucesivamente, hasta que la galga pueda apenas introducirse. El juego medido debe ser el mismo para ambas hileras de rodillos.

Compruébese la reducción del juego a intervalos regulares durante el calado. Midase entre el rodillo inferior y el aro exterior. La tabla contigua da valores orientativos de la reducción del juego radial y el calado axial para rodamientos de rodillos a rótula.

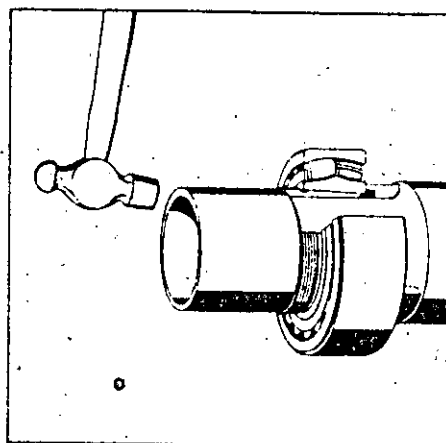
Grandes cargas, elevado número de revoluciones y grandes diferencias de temperatura entre el aro interior y el exterior (el interior más caliente que el exterior) implican que el juego remanente en el rodamiento deba ser relativamente grande. En tales casos se emplean por regla general rodamientos con juego interno mayor que el normal, o sea juego C3 ó C4, montándolos con la máxima reducción de juego indicada en la tabla. Si el aro exterior se calienta más que el interior se emplea por regla general un juego interno menor que el normal.

Diámetro del agujero d más de hasta incl.		Reducción del juego radial interno		Calado axial ¹⁾				Juego mínimo residual admisible después del montaje para rodamientos con juego interno inicial		
				Conicidad 1:12		Conicidad 1:30				
		mm	máx	mm	máx	mm	máx	Normal	C3	C4
mm		mm		mm				mm		
30	40	0,020	0,025	0,35	0,4	—	—	0,015	0,025	0,040
40	50	0,025	0,030	0,4	0,45	—	—	0,020	0,030	0,050
50	65	0,030	0,040	0,45	0,6	—	—	0,025	0,035	0,055
65	80	0,040	0,050	0,6	0,75	—	—	0,025	0,040	0,070
80	100	0,045	0,060	0,7	0,9	1,75	2,25	0,035	0,050	0,080
100	120	0,050	0,070	0,75	1,1	1,9	2,75	0,050	0,065	0,100
120	140	0,065	0,090	1,1	1,4	2,75	3,5	0,055	0,080	0,110
140	160	0,075	0,100	1,2	1,6	3,0	4,0	0,055	0,090	0,130
160	180	0,080	0,110	1,3	1,7	3,25	4,25	0,060	0,100	0,150
180	200	0,090	0,130	1,4	2,0	3,5	5,0	0,070	0,100	0,160
200	225	0,100	0,140	1,6	2,2	4,0	5,5	0,080	0,120	0,180
225	250	0,110	0,150	1,7	2,4	4,25	6,0	0,090	0,130	0,200
250	280	0,120	0,170	1,9	2,7	4,75	6,75	0,100	0,140	0,220
280	315	0,130	0,190	2,0	3,0	5,0	7,5	0,110	0,150	0,240
315	355	0,150	0,210	2,4	3,3	6,0	8,25	0,120	0,170	0,260
355	400	0,170	0,230	2,6	3,6	6,5	9,0	0,130	0,190	0,290
400	450	0,200	0,260	3,1	4,0	7,75	10	0,130	0,200	0,310
450	500	0,210	0,280	3,3	4,4	8,25	11	0,160	0,230	0,350
500	560	0,240	0,320	3,7	5,0	9,25	12,5	0,170	0,250	0,360
560	630	0,260	0,350	4,0	5,4	10	13,5	0,200	0,290	0,410
630	710	0,300	0,400	4,6	6,2	11,5	15,5	0,210	0,310	0,450
710	800	0,340	0,450	5,3	7,0	13,3	17,5	0,230	0,350	0,510
800	900	0,370	0,500	5,7	7,6	14,3	19,5	0,270	0,390	0,570
900	1000	0,410	0,550	6,3	8,5	15,8	21	0,300	0,430	0,640
1000	1120	0,450	0,600	6,8	9,0	17	23	0,320	0,480	0,700
1120	1250	0,490	0,650	7,4	9,6	18,5	25	0,340	0,540	0,770

¹⁾ Valido unicamente para ejes macizos de acero



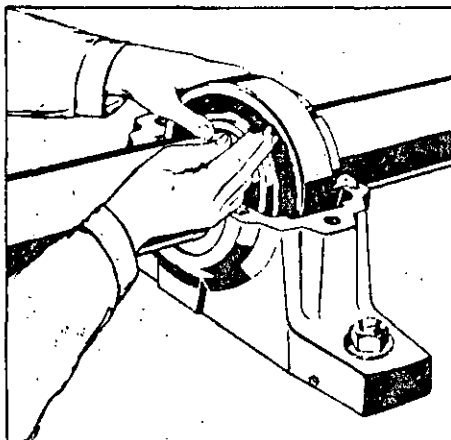
Desenrosquese la tuerca una vez terminado el calado y colóquese la arandela de retención. Seguidamente apriétese la tuerca y dóblese una lengüeta de la arandela para que coincida con alguna de las muescas de la tuerca. Midase nuevamente el juego remanente del rodamiento y verifíquese que no haya variado.



Manguito de desmontaje

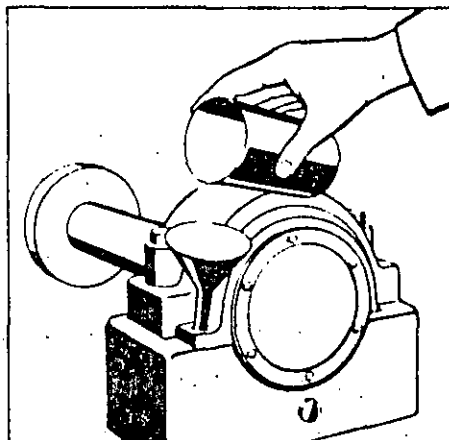
Calése el manguito de desmontaje con ayuda de un botador de segmento o un botador tubular bien limpio. Compruébese el calado midiendo la reducción de juego.

Llenado de lubricante



Lubricación por grasa

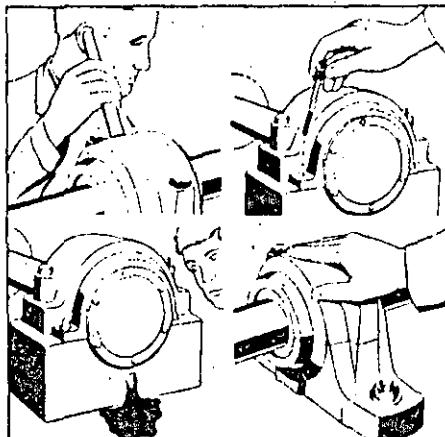
Llénense los espacios entre las bolas o los rodillos con una grasa apropiada para las condiciones de trabajo. El espacio libre alrededor del rodamiento se llena de grasa normalmente entre la tercera parte y la mitad. Si el rodamiento funciona a un número muy elevado de revoluciones debe disminuirse algo la cantidad de grasa en el espacio libre. Si el rodamiento funciona a un número muy reducido de revoluciones puede llenarse totalmente de grasa el espacio libre alrededor del rodamiento.



Lubricación por aceite

Llénese con aceite de la calidad prescrita y en la cantidad adecuada. Si se recomienda un nivel de aceite para el funcionamiento, se debe comprobar también.

Pruebas e informes



Inmediatamente después de la puesta en marcha se está todavía a tiempo de corregir un eventual error. Manténgase por ello el rodamiento bajo detenida observación durante este primer periodo de funcionamiento, según las instrucciones de vigilancia, págs. 6-8. A la menor sospecha de que algo no esté en perfecto orden debe pararse la máquina e investigarse la disposición.

Los datos del montaje, tales como la fecha, la designación completa del rodamiento, resultado de las verificaciones de dimensiones, juego interno del rodamiento antes y después del montaje, qué lubricante se ha empleado etc. deben recopilarse en un informe. Si el informe se completa con un esquema de mantenimiento, en el que se especifique la relubricación, trabajo de inspección etc., se tendrá con el tiempo una buena visión del estado de los rodamientos, permitiendo planear con antelación suficiente los eventuales recambios futuros de los mismos.

Instrucciones de lubricación

42

Un rodamiento bien lubricado no se desgasta, puesto que el lubricante impide contacto metálico directo entre los diversos elementos del rodamiento. El fabricante de la máquina indica por regla general qué lubricante e intervalo de lubricación debe adoptarse, y en tal caso basta por tanto con seguir las instrucciones. En caso de faltar tales instrucciones, pueden ser útiles las siguientes recomendaciones.

Todos los rodamientos pueden en principio lubricarse o bien con grasa o bien con aceite. Los rodamientos axiales de rodillos a rótula exigen no obstante normalmente lubricación por aceite; grasa puede usarse solamente a muy bajas velocidades. En cuanto a los rodamientos estancos, o sea rodamientos con placas de protección o de obturación, se llenan de grasa en el momento de fabricación y no necesitan por tanto relubrificarse nunca.

Determinante para la elección de lubricante es en primer lugar el campo de temperaturas y la velocidad a la que trabaja el rodamiento. En condiciones normales de funcionamiento se puede generalmente emplear grasa, la cual se mantiene más fácilmente en el rodamiento en comparación con el aceite; la grasa contribuye también por sí misma a proteger el rodamiento contra la humedad e impurezas. La lubricación con aceite se emplea comúnmente cuando las temperaturas de funcionamiento o las velocidades son elevadas, cuando interesa disipar calor de la aplicación y cuando los elementos contiguos de la máquina están lubricados por aceite. En las tablas de rodamientos se especifican los límites

de velocidad que rigen para lubricación por grasa y aceite respectivamente.

Guarde siempre el lubricante en recipientes limpios, cerrados. El lugar de almacenamiento debe ser seco.

SKF facilita gustosamente recomendaciones sobre calidades apropiadas de grasa y aceite.

Lubricación por grasa

Clases de grasa

Las grasas lubricantes son aceites espesados con diversas sustancias, generalmente jabones metálicos. En la elección de la clase de grasa es necesario tener en cuenta su consistencia, la región de temperaturas en la cual puede usarse la grasa y su acción anticorrosiva en presencia de agua. De acuerdo con la clasificación introducida por NLGI (National Lubrication Grease Institute) las grasas lubricantes se agrupan por clases de consistencia. Las grasas lubricantes que en primer término vienen al caso tratándose de rodamientos son grasas de jabones metálicos en las clases de consistencia 1, 2 y 3.

El límite superior de temperatura para el empleo de las grasas al calcio se encuentra alrededor de +60 °C. Adicionándoles jabón plúmbico estas grasas son especialmente adecuadas para aplicaciones expuestas al agua, por ej. la sección de la tela en máquinas de papel. Ciertas grasas de este tipo protegen también contra el agua salada.

Las grasas al sodio son aplicables en la región de temperaturas de -30 a +80 °C.

y ejercen acción anticorrosiva por absorber el agua que pueda penetrar, con la que forman una emulsión. Al aumentar el contenido de agua en la grasa se produce una disminución de las propiedades lubricantes, existiendo riesgo de que la grasa se escape fuera de la disposición.

Las grasas al litio pueden generalmente emplearse en la región de temperaturas de -30 a $+110$ °C y son inalterables al agua. Si puede penetrar agua en la aplicación, la grasa debe contener un aditivo anticorrosivo. Las grasas de base litica con aditivo de jabón plúmbico proporcionan una lubricación relativamente buena aunque se mezclen con agua.

Existen también algunas grasas que pueden emplearse a temperaturas de trabajo superiores a los $+120$ °C. En tales casos debe no obstante consultarse a SKF.

Intervalo de relubricación

De no tener otras instrucciones, puede utilizarse el diagrama contiguo, basado en lubricación con una grasa de calidad media resistente al envejecimiento, para determinar el intervalo apropiado de relubricación, expresado en horas de servicio. Este diagrama es válido para rodamientos en máquinas estacionarias, a carga normal y a temperaturas de los rodamientos—tomada sobre el aro exterior—de hasta $+70$ °C. Para temperaturas superiores debe reducirse el intervalo a la mitad por cada 15 °C de aumento de temperatura. Naturalmente no debe sobrepasarse el límite superior de temperatura. Las aplicaciones en las

cuales la grasa se ensucia mucho o tiene que servir también para impedir la entrada de agua, deben relubrificarse con mayor frecuencia.

Cantidad necesaria de grasa

Si se carece de información sobre la cantidad necesaria de grasa para la relubricación, puede calcularse mediante la fórmula

$$G = 0,005 D B$$

siendo

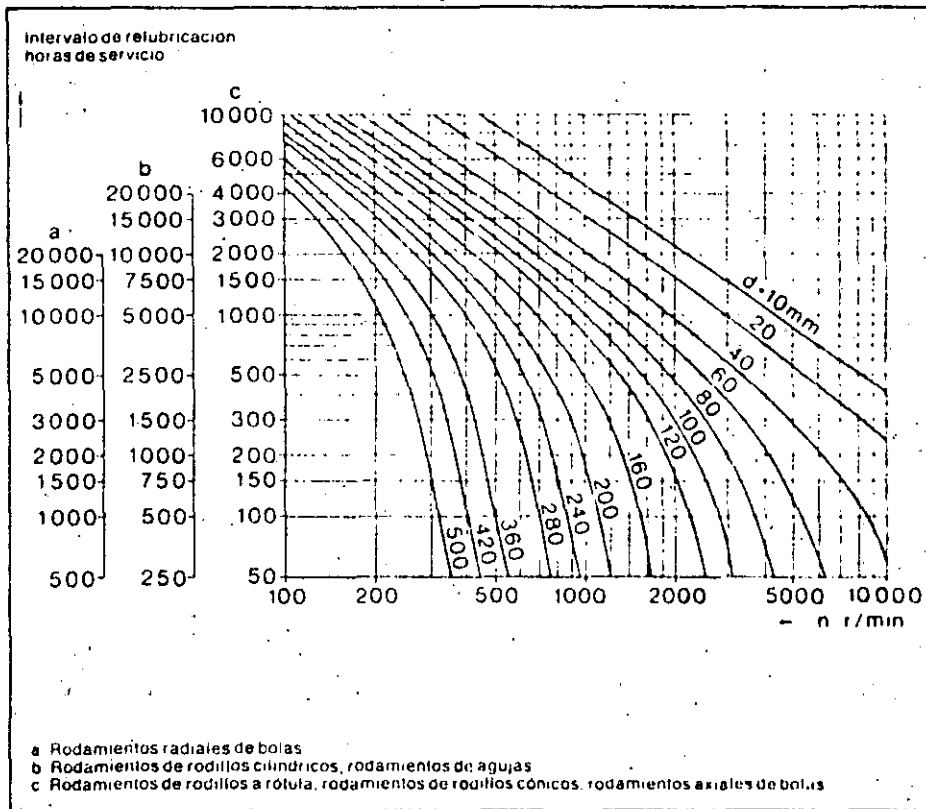
G = cantidad de grasa en gramos

D = diámetro exterior del rodamiento en milímetros

B = ancho del rodamiento en milímetros

Lubricación por aceite

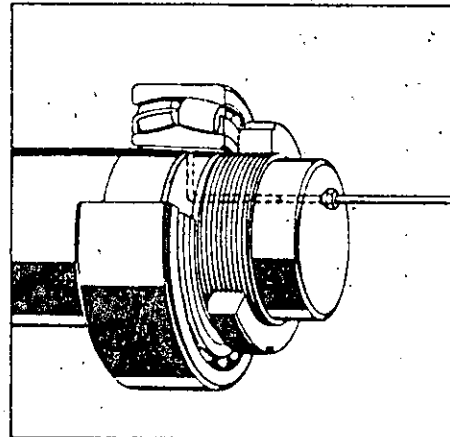
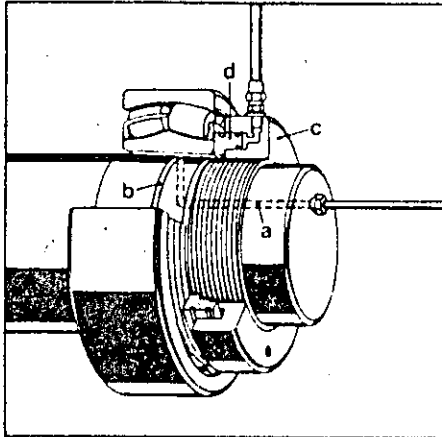
Para la lubricación de rodamientos deben emplearse aceites minerales refinados. A temperaturas de funcionamiento por encima de $+125$ °C se recomiendan no obstante aceites sintéticos del tipo poliglicol. Aditivos para mejorar algunas de las propiedades del aceite son por regla general necesarios sólo bajo condiciones excepcionales de funcionamiento. Normalmente deben emplearse aceites con índice de viscosidad mediano o alto. A elevado número de revoluciones debe elegirse un aceite ligero, ya que de lo contrario se produce un exceso de temperatura en el rodamiento. A bajas velocidades se emplea en cambio un aceite muy denso para conseguir una película de aceite suficientemente gruesa.



Herramientas de montaje y desmontaje

45

Herramientas hidráulicas



En el montaje y desmontaje de rodamientos grandes el método de inyección de aceite de SKF y las tuercas hidráulicas de SKF han mostrado ser unos medios sumamente provechosos.

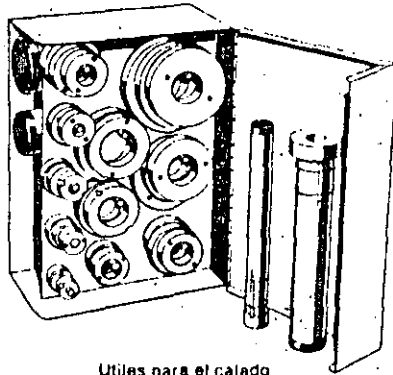
La figura de la izquierda muestra cómo mediante el método de inyección de aceite y una tuerca hidráulica se monta un rodamiento de rodillos a rótula sobre un eje cónico.

El método de inyección de aceite consiste en inyectar aceite a elevada presión entre el asiento del rodamiento y el aro interior, con lo que se forma una película que separa estos elementos. El aceite llega a las superficies de ajuste a través de unos conductos (a) en el eje y se distribuye por unos ranuras (b). A los ejes que carezcan de conductos y ranuras es fácil practicarlos por ej. durante una revisión general. SKF facilita gustosamente consejos e instrucciones.

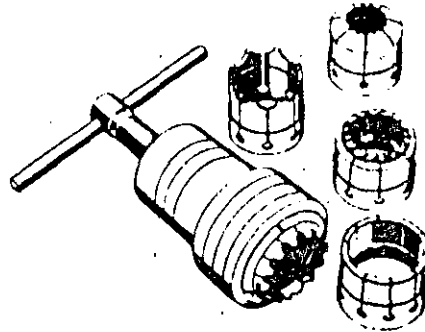
La tuerca hidráulica se adapta a una rosca en el eje o manguito. Se inyecta aceite en la tuerca (c) de modo que el émbolo anular (d) presione sobre el aro interior del rodamiento, sobre una tuerca de eje o sobre una arandela de tope que se haya atornillado en el extremo del eje. La presión de aceite se consigue por un inyector de aceite o una bomba, que también son suministrados por SKF.

La figura de la derecha muestra el desmontaje del mismo rodamiento. La tuerca del eje se ha aflojado un par de vueltas. Al inyectar aceite entre el rodamiento y el asiento, se desplaza el rodamiento fácilmente y es retenido por la tuerca.

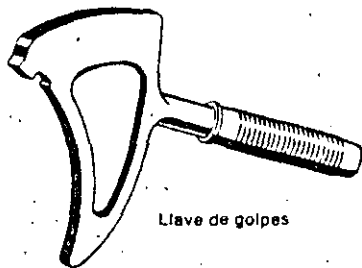
Herramientas mecánicas



Útiles para el calado



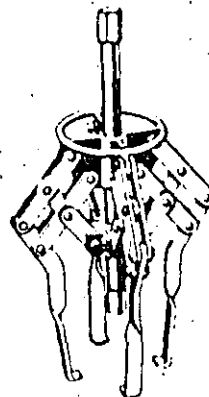
Extractor de rodamientos



Llave de golpes



Llave de gancho



Extractor autocentrador

Designaciones de rodamientos

47

Todo rodamiento métrico normalizado tiene una designación básica específica que indica el tipo de rodamiento y la serie de dimensiones normalizadas de sus dimensiones. Estas designaciones constan de 3, 4 ó 5 cifras o de una combinación de letras y cifras, y designan en este orden: tipo, serie de dimensiones y diámetro del agujero. Los símbolos de tipo y serie de dimensiones, eventualmente junto con un sufijo por modificación del diseño interno, constituyen la serie de rodamiento.

El gráfico contiguo representa esquemáticamente la estructura del sistema de designaciones. Sobre los dibujos de los rodamientos se han indicado las series más corrientes dentro de cada tipo de rodamiento, y debajo de los dibujos consta el símbolo que designa el tipo de rodamiento. Las designaciones entre paréntesis en el gráfico denotan las cifras que según el sistema deberían formar parte de la designación básica, pero que por motivos prácticos se han omitido según se explica a continuación:

0 Rodamientos de dos hileras de bolas con contacto angular

El símbolo de tipo (0) se ha omitido.

1 Rodamientos de bolas a rótula

El símbolo de tipo (1) o la primera cifra de la serie de dimensiones (0 ó 1) pueden estar omitidos. Los rodamientos con $d < 10$ mm se designan con tres cifras, la última de las cuales corresponde al diámetro del agujero en milímetros.

2 Rodamientos de rodillos a rótula y rodamientos axiales de rodillos a rótula

3 Rodamientos de rodillos cónicos

4 Rodamientos rígidos de dos hileras de bolas

La primera cifra (2) de la serie de dimensiones se ha omitido.

5 Rodamientos axiales de bolas

6 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas

El símbolo de tipo (6) o la primera cifra de la serie de dimensiones (0 ó 1) pueden estar omitidos. Los rodamientos con $d < 10$ mm se designan con tres cifras, la última de las cuales corresponde al diámetro del agujero en milímetros.

7 Rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular

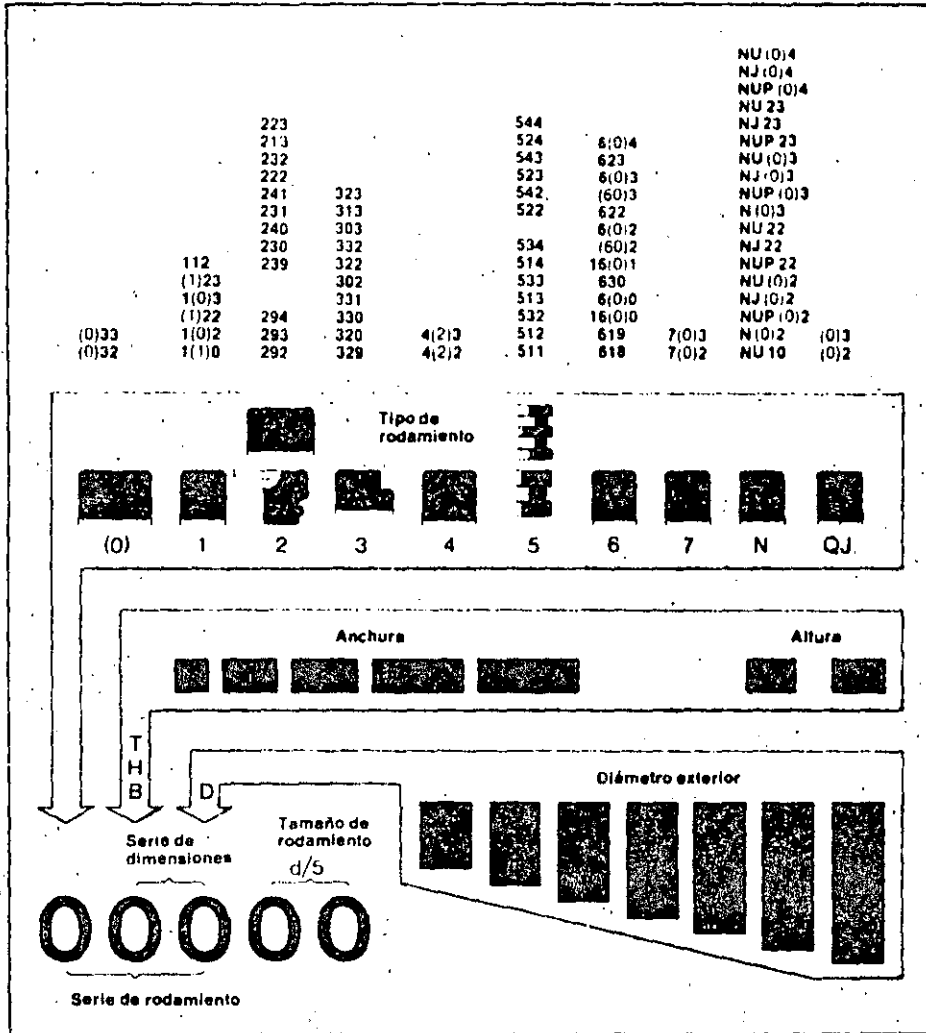
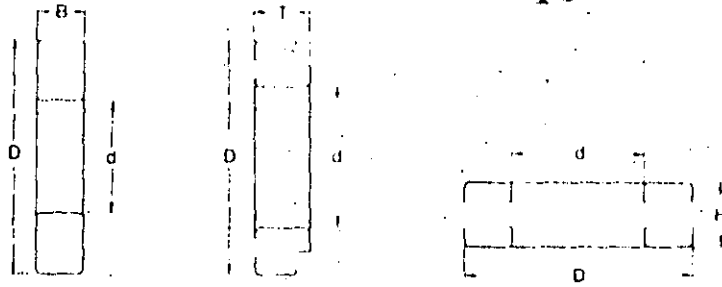
La primera cifra (0) de la serie de dimensiones se ha omitido.

N Rodamientos de rodillos cilíndricos

El símbolo N del tipo puede completarse con una o varias letras para señalar distintas combinaciones de pestaña guía. En la subsiguiente indicación de serie de dimensiones puede estar omitida la primera cifra (0).

QJ Rodamientos de bolas con cuatro puntos de contacto

La primera cifra (0) de la serie de dimensiones se ha omitido.



Designaciones adicionales

Para identificar rodamientos distintos de los normalizados o con componentes modificados, se usan letras que se añaden a la designación básica. Cuando se precisa varias letras, se añaden a la designación del rodamiento en el orden que se da a continuación.

Cuando se desee un rodamiento no normalizado, deberá consultarse con SKF la posibilidad de suministro del mismo.

A continuación se dan las designaciones adicionales más corrientes.

Prefijos**Componentes de los rodamientos**

- L** Aro suelto (interior o exterior) de un rodamiento desmontable
Ejemplos: LNU 207 = aro interior del rodamiento de rodillos cilíndricos NU 207
L 30207 = aro exterior del rodamiento de rodillos cónicos 30207
- R** Rodamiento desmontable, sin su aro suelto (interior o exterior)
Ejemplos: RNU 207 = aro exterior y corona de rodillos del rodamiento de rodillos cilíndricos NU 207
R 30207 = aro interior y corona de rodillos del rodamiento de rodillos cónicos 30207

Sufijos**Construcción interna**

- A** Construcción interna del rodamiento modificada
B ejemplo: 7205 B = rodamiento de una hilera de bolas con
C contacto angular,
D ángulo de contacto 40°
E

Características externas

- X** Dimensiones principales modificadas conforme a las normas ISO
-RS Placa de obturación de caucho
-LS sintético en un lado del rodamiento
-2RS Placas de obturación de caucho
-2LS sintético en ambos lados del rodamiento
-Z Placa de protección en un lado del rodamiento
-2Z Placas de protección en ambos lados del rodamiento
K Agujero cónico, conicidad 1:12
K30 Agujero cónico, conicidad 1:30
N Ranura para anillo elástico en el aro exterior
NR Ranura en el aro exterior, y anillo elástico
-ZN Placa de protección en un lado y ranura para anillo elástico en el otro lado
-ZNR Como para ZN, más anillo elástico
N2 Dos muescas diametralmente opuestas en uno de los bordes exteriores del aro exterior
G Rodamiento de una hilera de bolas con contacto angular, con las caras de los aros ajustadas de modo que

dos rodamientos cualesquiera puedan ser montados apareados, ya sea con montaje "O" (espalda con espalda), o con montaje "X" (frente a frente) o con montaje en el mismo sentido (en tándem)

Jaula

J	Jaula de chapa de acero embutida, sin temprar
Y	Jaula de chapa de latón embutida
M	Jaula de latón mecanizada
F	Jaula de acero o de fundición mecanizada
L	Jaula de aleación ligera mecanizada
T	Jaula de resina fenólica reforzada con tela
TH	Como para T y alvéolos tipo a presión
TN	Jaula de plástico (nylon)
TN9	Jaula de plástico reforzado

La letra que indica el tipo de jaula y el material de la misma puede ir seguida de la letra A o de la letra B, que indican que la jaula está centrada sobre el aro exterior, o sobre el interior respectivamente

V	Rodamiento repleto de bolas o de rodillos, sin jaula
---	--

Otras características de los rodamientos

Los sufijos de los grupos que siguen se añaden separándolos por una barra oblicua.

Precisión del rodamiento

P6	Precisión según ISO clase 6
P5	Precisión según ISO clase 5 (mayor que P6)
P4	Precisión según ISO clase 4 (mayor que P5)
PA97	Precisión dimensional según AFBMA clase 9, exactitud de giro según AFBMA clase 7
PA9	Precisión según AFBMA clase 9
SP	Precisión especial, con precisión dimensional similar a P5 y exactitud de giro similar a P4
UP	Ultra-precisión, con precisión dimensional similar a P4 y exactitud de giro mayor que P4

Juego interno

C1	Juego menor que C2
C2	Juego menor que el normal
C3	Juego mayor que el normal
C4	Juego mayor que C3
C5	Juego mayor que C4

Cuando se combinan las designaciones P6 ó P5 con una designación del juego, se suprime la letra C, por ejemplo P62 = P6 + C2

Vibración, ruido

- Q6** Nivel de vibraciones inferior al normal
Q06 Picos de vibraciones inferiores a los normales
Q66 Q6 + Q06

Tratamiento térmico

Los aros interiores y exteriores (o arandelas de eje y de soporte) de los rodamientos estabilizados para temperaturas de funcionamiento más altas que las normales, se designan con los siguientes sufijos:

- S0** Hasta +150 °C
S1 Hasta +200 °C
S2 Hasta +250 °C
S3 Hasta +300 °C
S4 Hasta +350 °C

Características de lubricación

- W33** Ranura periférica y tres agujeros de lubricación en el aro exterior (rodamientos de rodillos a rótula)

Lubricantes

Estos sufijos constan de letras que indican el campo de temperaturas, y de un código de dos cifras que designan la grasa propiamente dicha, por ejemplo HT20. Se emplean las letras siguientes:

- MT** Grasa para temperaturas medias (-30 hasta +110 °C).
LT Grasa para bajas temperaturas (-50 hasta +80 °C).
HT Grasa para altas temperaturas (-20 hasta +130 °C).
LHT Grasa para bajas y altas temperaturas (-40 hasta +140 °C).

El sufijo MT solamente se emplea cuando la grasa no es la generalmente usada para un rodamiento particular.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

MOTORES ELECTRICOS PARA LA INDUSTRIA

INSTALACION MECANICA

EXPOSITOR:
ING. ALEJANDRO RAMIREZ REIVICH

NOV. 84

19 ACOPLAMIENTOS, FRENOS, EJES FLEXIBLES, TRANSMISIONES DE VELOCIDAD REGULABLE, REDUCTORES DE VELOCIDAD

ACOPLAMIENTOS

Como su nombre indica, sirven para unir ejes. Los hay permanentes y de embrague.

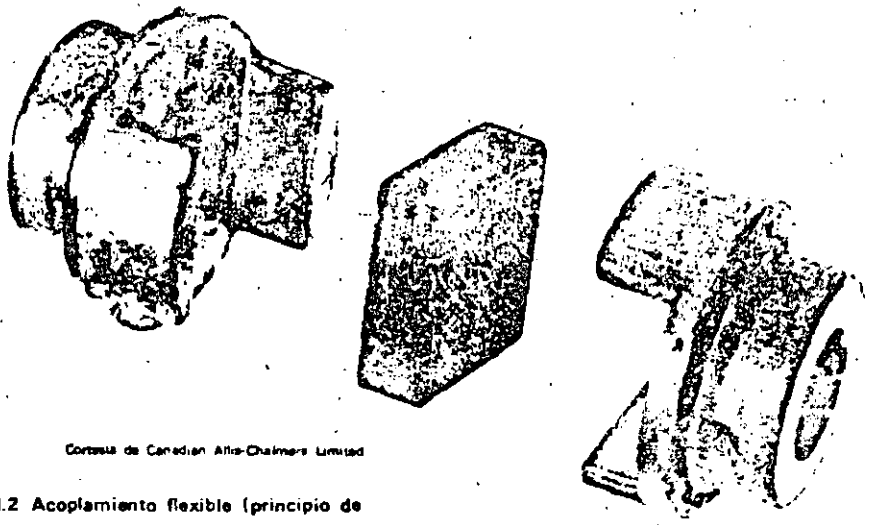
Generalmente los acoplamientos permanentes no se desconectan, mientras que los embragues se conectan o desconectan a voluntad.

ACOPLAMIENTOS PERMANENTES

Los acoplamientos permanentes se pueden agrupar en tres categorías: enterizos, universales y universales.

ACOPLAMIENTOS ENTERIZOS

Los acoplamientos enterizos se usan únicamente cuando el eje impulsor e impulsado, están montados en una base común rígida, de tal manera que los ejes puedan alinearse con exactitud y permanecer en esta condición durante el servicio. Si dos ejes acoplados rigidamente, no están perfectamente alineados, se puede presentar un excesivo desgaste de sus cojinetes. Los acoplamientos de manguito y de bridas que aparecen en la figura 19.1, son acoplamientos enterizos.



Cortesía de Canadian Alfa-Chalmers Limited

Fig. 19.2 Acoplamiento flexible (principio de Oldham)

ACOPLAMIENTOS FLEXIBLES

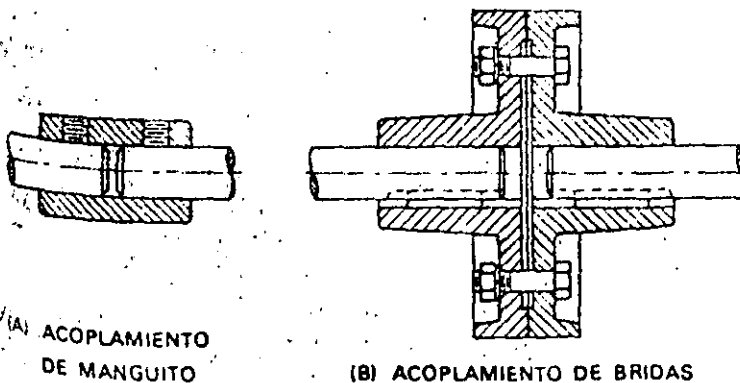
Para absorber los desalineamientos involuntarios de montaje, o los que se causan durante el funcionamiento debido a vibraciones o expansión térmica, se usan los acoplamientos flexibles. También previenen la transferencia de impacto de un eje a otro.

Hay una gran variedad de acoplamientos flexibles de bajo costo que están desplazando el uso de los acoplamientos rígidos; además, el tiempo necesario para alinear exactamente los ejes acoplados rigidamente, como el costo de producción bajo precisas tolerancias, hace más económico el uso de los acoplamientos flexibles.

Hay gran variedad de acoplamientos flexibles, pero todos operan similarmente: se componen de dos mazas, una en cada eje, conectadas por un elemento intermedio que puede ser flexible, flotante o ambos.

Los acoplamientos flexibles también se pueden agrupar en tres categorías: los que dependen del movimiento mecánico, los que dependen de la flexibilidad de los materiales y los que combinan ambas propiedades.

La vida de los acoplamientos depende por tanto de las características de desgaste.



(A) ACOPLAMIENTO DE MANGUITO

(B) ACOPLAMIENTO DE BRIDAS

Fig. 19.1 Acoplamientos enterizos



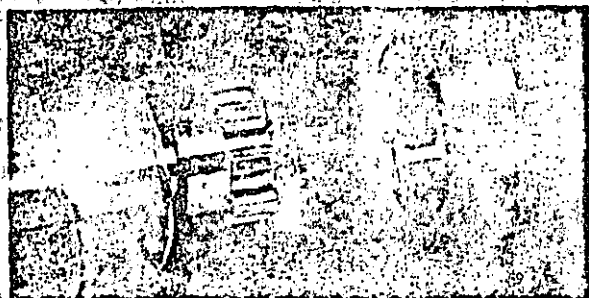
(A) CADENA DE RODILLOS



(B) CADENA SILENCIOSA



(C) MORFLEX



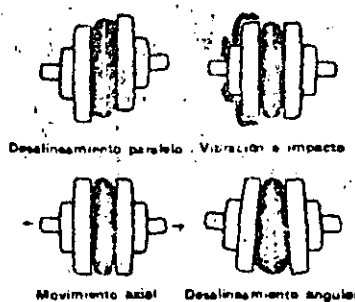
(D) VISTA EXPANDIDA DE UN ACOPLAMIENTO DE BOLAS DE CAUCHO



(E) APLICACION



(F) ACOPLAMIENTO SURE-FLEX



(G) FLEXIBILIDAD EN 4 DIRECCIONES

A-C. Cortesía de Morse Chain Company

D-F.G. Cortesía de Commonwealth Manufacturing

E. Cortesía de T. B. Wood's Sons Company

Fig. 19.3 Acoplamientos flexibles

te de los materiales en contacto, o de la resistencia a la fatiga de los materiales flexibles. La vida de éstos se acorta en razón del desplazamiento angular de los ejes, o del escalonamiento entre ellos en el caso de ser paralelos.

Para seleccionar los acoplamientos flexibles se deben considerar: la potencia que va a transmitirse (RPM y momento de torsión); el desplazamiento angular o paralelo de los dos ejes; si es permisible el contragolpe y el enrollamiento torsional; el aislamiento vibratorio; el aislamiento térmico; el aislamiento eléctrico; el medio ambiente de operación; el acceso para mantenimiento; si es permisible la lubricación periódica; si es posible retirar el acoplamiento sin mover los ejes de su sitio; y algunas veces la compensación y el mo-

mento de inercia. En algunas instalaciones, particularmente para instrumentos de precisión, se requiere además velocidad constante.

Los acoplamientos mas comúnmente usados y sus características, aparecen detallados en la tabla de la figura 19.5. Esta tabla debe usarse únicamente como guía. Para la mayoría de los casos, varios acoplamientos operarían adecuadamente siendo el costo, el factor que determina la selección final.

Para facilitar su selección, la mayoría de los fabricantes de acoplamientos establecen la capacidad de transmisión de éstos en H.P. por cada 100 RPM; y citan un máximo permisible de RPM. La capacidad de transmisión se puede determinar simplemente por medio de la siguiente

fórmula:
HP por cada 100 RPM =

$$\text{HP impulsores} \times 100 \times \text{factor de servicio} = \frac{\text{RPM del acoplamiento}}{\text{RPM del acoplamiento}}$$

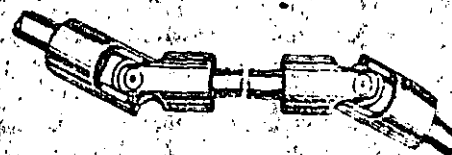
El factor de servicio, depende de la fuerza motriz que impulsa el sistema y del trabajo que éste realiza. Fuerzas motrices provenientes de motores eléctricos o cargas como compresores centrífugos se consideran suaves y con un factor de servicio igual a 1. Este factor puede llegar hasta 5 en el caso de motores de pistón diesel o de gasolina, operando una carga con momentos torsionales sujetos a variaciones cíclicas, tales como un compresor de pistón, con un solo cilindro y sin volante. En la selección de acoplamientos también debe tenerse en cuenta que cada fabricante tiene sus propios factores de servicio y debe por tanto conocerse el tipo de trabajo que se va a efectuar, para la correcta aplicación del factor.

ACOPLAMIENTOS UNIVERSALES

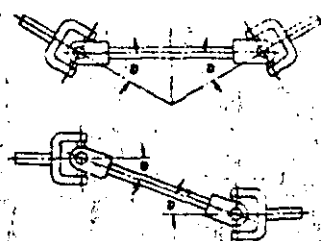
También llamados, juntas universales y juntas cardánicas, se utilizan donde la



(A) UNION SIMPLE



(B) UNION DOBLE



(C) INSTALACION CORRECTA, LOS ANGULOS DEBEN SER IGUALES

Cortesía de Bostor

Fig. 19.4 Acoplamientos universales de tipo Hooke

		Cadena	Engranaje recto	Engranaje curvo	Elemento desplazable	Bola metálica	Disco metálico	Disco plástico	Fuelle	Resorte helicoidal	Llanta de caucho	Elemento plástico	Elemento de caucho	Bola de caucho	Resorte radial	Resorte empujante
Desalineamiento angular	— Alto — Promedio — Bajo	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Desalineamiento paralelo	— Alto — Promedio — Bajo	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Desplazamiento axial	— Alto — Promedio — Bajo	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
RPM	— Alto — Promedio — Bajo	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Elasticidad torsional	— Alto — Promedio — Bajo	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Lubricación necesaria		•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•

Fig. 19.5 Características básicas de los acoplamientos flexibles de uso común

son diseñados con un desplazamiento angular. Hay pocos tipos de acoplamientos universales, lo que hace su selección más fácil que la de acoplamientos flexibles, siendo el acoplamiento de Hooke el más común. Consiste de dos horquillas conectadas al través por medio de un muñón en forma de cruz. Como el muñón siempre está colocado en ángulo recto con el eje impulsor, produce una variación sinusoidal en la velocidad angular transmitida. Otras desventajas que tiene es que no compensa la falta de paralelismo entre ejes, ni el cambio de distancia originado por un cambio en el ángulo entre ejes. Estas desventajas se eliminan usando dos acoplamientos universales, uno de ellos con un eje ranurado desplazable, tal como la transmisión de Hotchkiss empleada en automotores. En este caso la transmisión y el piñón diferencial son paralelos, de tal manera que las fluctuaciones rotatorias se cancelan. Cuando se usan dos uniones en esta forma, las horquillas en los ejes deben ser paralelas, o de lo contrario las fluctuaciones rotacionales aumentarían en vez de cancelarse.

Es indispensable mantener la velocidad constante y con un solo acoplamiento universal, se debe usar un acoplamiento especial de velocidad constante. La mayo-

ría de estos acoplamientos tienen algún tipo de transmisión por medio de esferas, en donde los puntos de contacto bisectan el ángulo de transmisión. Este tipo de acoplamiento es más complejo y costoso que los de tipo Hooke. El acoplamiento de la figura 19.6 transmite velocidad constante.

La transmisión se efectúa por medio de esferas de acero sobre pistas, en forma tal que el plano de contacto entre las esferas y las pistas siempre bisecta el ángulo formado por los ejes. Los ejes flexibles también transmiten velocidad constante pero su uso se limita a casos de baja potencia.

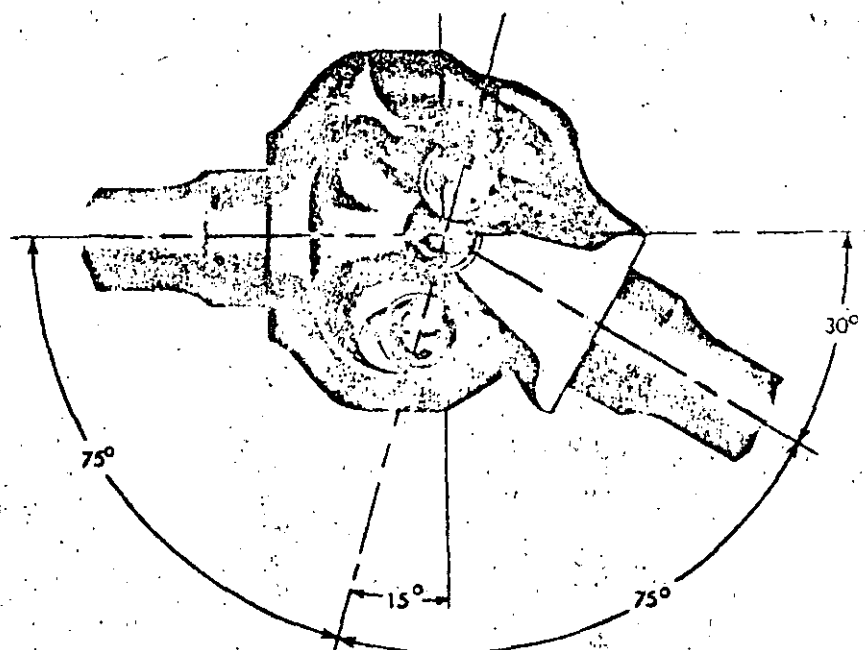


Fig. 19.6 Acoplamiento universal de velocidad constante

Cortesia de The Bendix Corporation

EMBRAGUES

El uso más sencillo de un embrague consiste en poner en marcha o detener una máquina o elemento rotatorio sin poner en marcha ni detener la máquina motriz que la impulsa. Los embragues también se diseñan para otros trabajos, tales como mantener constante la velocidad, el momento de torsión, y la potencia o limitar el momento de torsión. También se usan para desconexiones automáticas, arrancadas y paradas rápidas, arrancadas graduales y para aplicaciones de rotación irreversible y de rueda libre.

Los embragues pueden agruparse en mecánicos, eléctricos e hidráulicos. Estas tres categorías se subdividen en numerosos tipos con características y capacidades particulares.

EMBRAGUES MECANICOS

Los embragues mecánicos son básicamente de dos tipos: positivos y de fricción. Los embragues positivos operan engranando los dientes o quijadas de los miembros

impulsores con el correspondiente miembro impulsado. Los embragues de fricción comprimen uno o más miembros impulsores contra el correspondiente miembro impulsado, como en el caso de discos, bandas o zapatas. Los embragues positivos pueden romperse, pero no se deslizan, mientras que los embragues por fricción de deslizan pero no se rompen. Embragues positivos. Los embragues positivos no se deslizan ni al llegar a su punto de ruptura. Generalmente, para transmitir el mismo momento torsional, estos embragues son más livianos y menos costosos que los embragues de fricción. También son más sencillos y no necesitan ajustes para compensar el desgaste.

Estos embragues pueden actuarse frecuentemente, ya que no generan calor durante su operación. Por el contrario, no pueden engancharse a altas velocidades, aunque sí pueden operar y aun desenganchar a éstas. Además, el enganche a cualquier velocidad produciría impacto. Otra desventaja de los embragues positivos es la dificultad de engancharlos cuando el miembro impulsor y el impulsado se encuentran en reposo, ya que es necesario algún movimiento relativo entre ellos para producir el enganche.

Aunque no se usan tan frecuentemente como los embragues por fricción, los embragues positivos tienen aplicaciones importantes. Por ejemplo, se usan en operaciones sincrónicas. También se usan frecuentemente en transmisiones de baja potencia para máquinas herramientas, máquinas de oficina, y equipos de uso doméstico. En altas potencias se usan en maquinaria de construcción, prensas y transmisiones automotrices.

Los embragues positivos se consiguen principalmente en tres tipos y numerosos diseños especiales.

De quijadas cuadradas, también denominados embragues de garra, figura 19.7A, originalmente usados de fundición sin ningún acabado mecánico y con amplias tolerancias para permitir el enganche del embrague.

Los embragues de quijadas cuadradas, son de construcción sencilla, compactos y de bajo costo; no producen calor durante la operación. Aunque las velocidades de enganche deben ser bajas se pueden operar a altas velocidades.

Este tipo de embragues no se usa muy frecuentemente por la inseguridad que ofrecen el engancharse en movimiento.

También porque absorbe toda la carga de arranque instantáneamente y si la inercia de ésta es alta, pueden transmitirse efectos destructivos a la transmisión.

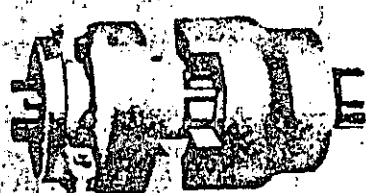
De quijadas en espirales, figura 19.7B. Este tipo de embrague elimina mucha de las desventajas de los embragues de quijadas cuadradas. También se usa normalmente como salen de fundición, pero cuando se desee desenganchar la carga en operación, o se opere con lubricación, deben especificarse quijadas bien acabadas.

Los embragues de quijadas en espiral pueden enganchar a mayor velocidad que las de quijada cuadrada, pero también transmiten el impacto a la transmisión en el momento del enganche, especialmente si la inercia es alta. Estos embragues operan en una dirección y tienen la tendencia a marchar en rueda libre.

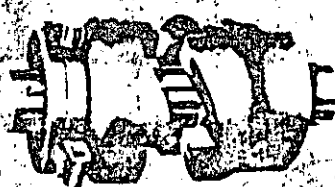
Los embragues de dientes múltiples tienen varios dientes para ofrecer alta resistencia o capacidad a altas velocidades.

Embragues de fricción. Este tipo de embragues ofrece una gran variedad de características. Por ejemplo pueden deslizarse mientras se enganchan, lo que permite que la transmisión se acelere lentamente con un mínimo de impacto. Además tienen dientes o quijadas lo que permite engancharlos a altas velocidades. Tampoco es necesario retirar la carga antes de enganche y pueden deslizarse momentáneamente cuando se someten a impactos, creando una ventajosa condición de amortiguamiento.

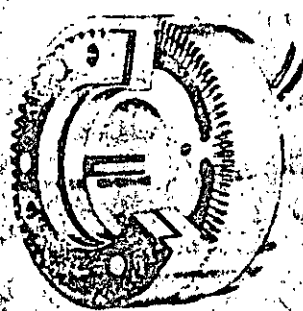
Los embragues de fricción pueden agruparse en dos categorías principales: embragues de anillos, en los cuales la presión de contacto se aplica normalmente al eje contra un anillo o tambor; y embragues axiales donde la presión de contacto se aplica por medio del desplazamiento axial.



(A) QUIJADA CUADRADA



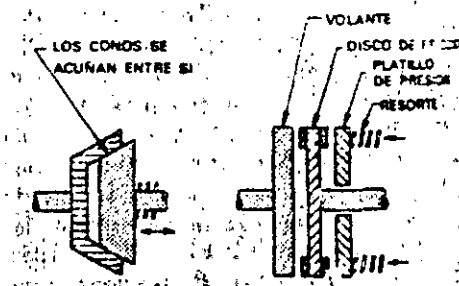
(B) QUIJADA EN ESPIRAL



(C) DE DIENTES MÚLTIPLES

A. B. Cortesi de Link-Belt Limited
C. Cortesi de The Bendix Corporation

Fig. 19.7. Embragues positivos



(A) CONICO (B) DE PLATILLO O DISCO

Fig. 19.8. Embragues de tipo axial

como en los embragues de cono o de disco.

Prácticamente los embragues de tipo axial no sufren los efectos de la fuerza centrífuga. Tienen otras ventajas: pueden obtener superficies de fricción grandes para un tamaño y peso dados; el área efectiva de enfriamiento del embrague también es mayor y la presión se distribuye uniformemente sobre el área de operación del embrague.

Uno de los primeros embragues de tipo axial fue el popular embrague de cono, figura 19.8A. Este tipo de embrague es de construcción sencilla y relativamente de alta capacidad para su tamaño y la

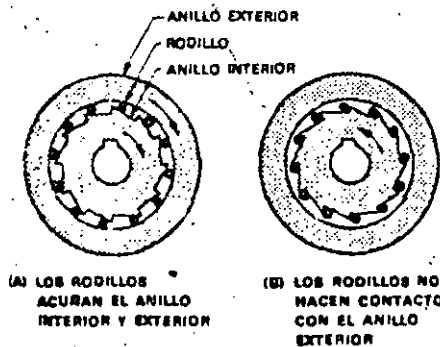


Fig. 19.9 Embragues de rueda libre

za axial requerida para operarlo. La tendencia actual limita el uso de embragues cónicos a aplicaciones donde la velocidad periférica es baja; por ejemplo, en sistemas de alimentación de máquinas herramientas tales como accesorios de roscar para prensas taladradoras, embragues sincrónicos y otras aplicaciones de baja potencia. Bajo las condiciones descritas, la aplicación instantánea de la carga no es objetable. Los embragues cónicos se usan también efectivamente en unidades de desembrague por sobre carga.

En los embragues de discos, uno o más discos de fricción se adhieren a discos metálicos, figura 19.8B. Como el movimiento de aprisionamiento es axial la fuerza centrífuga no los afecta. Se puede obtener en esta forma una distribución uniforme de la fuerza compresora y también se ob-

tienen grandes áreas de fricción para un tamaño y peso dados.

Los embragues de rueda libre transmiten movimiento en una sola dirección y giran libres en la opuesta. La operación de un embrague de rueda libre es muy sencilla. Cuando el eje y el anillo interior giran en la dirección indicada por la flecha en la figura 19.9, los rodillos ruedan hacia los puntos altos del anillo interior acunando el anillo interior y exterior, haciendo por tanto que el anillo exterior gire.

No obstante, si el anillo interior gira a menor velocidad que el exterior, se detiene, o invierte su dirección, el anillo exterior no girará simultáneamente con el anillo interior ya que los rodillos no acunarán el anillo exterior.

EMBRAGUES ELECTRICOS

Los embragues eléctricos cumplen las mismas funciones que los embragues mecánicos, pero son controlados electromagnéticamente. Este tipo de embragues se consigue desde miniaturas de $\frac{1}{2}$ pul de diámetro hasta unidades de 25 pul de diámetro.

Todos los embragues eléctricos tienen una característica común: un campo magnético que determina el momento torsional. En este tipo de embragues es posible la operación a control remoto.

Un embrague eléctrico puede operar como una unidad continua de deslizamiento o de arranque y parada. Cuando el motor de una máquina se debe parar y arrancar aproximadamente más de 12

veces por minuto (6 4 a 5 veces por minuto para motores encerrados) debe usarse un embrague eléctrico para aplicar y retirar la carga, permitiendo así que el motor opere continuamente. El momento torsional de un motor eléctrico es más alto en operación que en el arranque, por esto, una vez el motor ha alcanzado su máxima velocidad de operación por medio de un embrague puede tomar las cargas de alta inercia o de arranque rápido. En otras aplicaciones la capacidad del deslizamiento continuo de un embrague eléctrico ofrece protección a la sobrecarga como también arranque amortiguado.

El más sencillo y comúnmente usado de los embragues eléctricos es el de fricción de disco único, figura 19.10. Básicamente opera como un electroimán. Cuando se energiza el electroimán la armadura entra en contacto directo con la cara del electroimán. En los embragues de disco sencillo el electroimán tiene la forma de una llanta y la bobina creadora del campo magnético se encuentra dentro de dicha llanta. El material de fricción se encuentra adherido a un lado del electroimán formando una de las caras del embrague. La otra cara es un segmento de un disco de hierro sobre la armadura.

EMBRAGUES HIDRAULICOS (ACOPAMIENTO HIDRAULICO)

Los acoplamientos hidráulicos son similares a los convertidores de torsión excep-

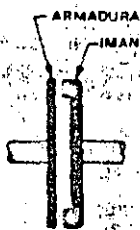


Fig. 19.10 Embrague eléctrico

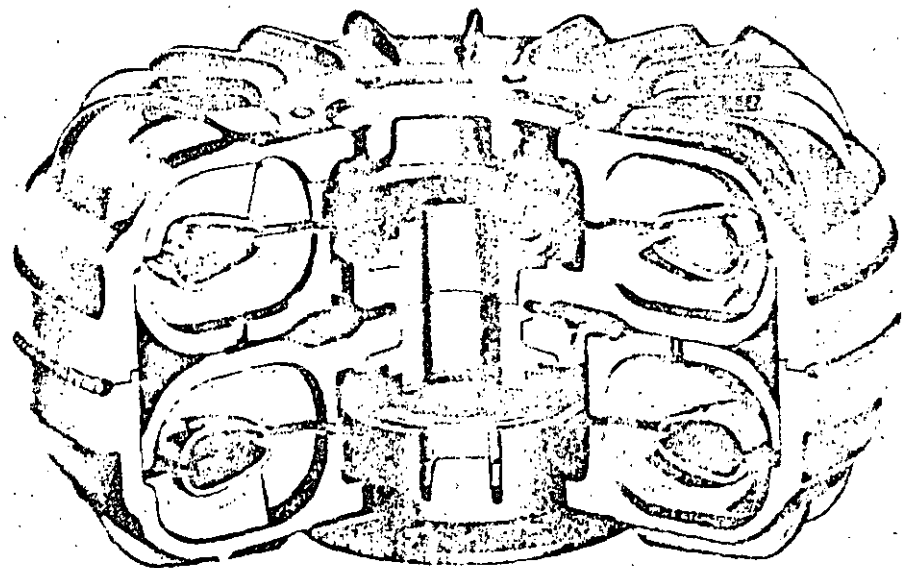


Fig. 19.11 Acoplamiento hidráulico

Construido por Twin Disc Clutch Company, Racine, Wisconsin

to que no tienen un estator entre la turbina y el propulsor, figura 19.11. Estos simplemente transmiten el momento torsional mientras que los convertidores de torsión multiplican el momento torsional de entrada. Algunos acoplamientos hidráulicos se utilizan como transmisiones de velocidad regulable.

Los acoplamientos hidráulicos cumplen funciones parecidas a las de los embragues centrífugos. No obstante, operan con mayor suavidad ya que nunca se desconectan totalmente. Tienen varias ventajas:

1. Durante el arranque y la aplicación momentánea de cargas altas, se deslizan suavemente hasta transmitir totalmente el momento torsional, previniendo el atascamiento de la fuente de potencia y haciendo así innecesario el uso de motores especiales para el arranque u operación a altas cargas.

2. Las cargas de impacto y las vibraciones torsionales se amortiguan, creando una transmisión suave.

3. En transmisiones compuestas, los acoplamientos hidráulicos sirven para igualar la carga en las unidades generadoras de potencia.

4. El momento torsional de entrada es siempre igual al de salida; de tal manera que cuando la carga impulsada se atasca, la fuente de potencia continúa transmitiendo el momento torsional al eje impulsado.

Operación. Cuando el eje de entrada del acoplamiento gira, se crea un vórtice entre la turbina y el impulsor y la energía se transmite del uno al otro. Mientras el eje de entrada gira a velocidad constante, el eje de salida puede girar a cualquier velocidad comprendida entre cero y un dos por ciento de la velocidad de entrada. (Naturalmente, en la práctica la velocidad no es constante.)

Para que un acoplamiento hidráulico pueda transmitir momento torsional debe existir deslizamiento entre el impulsor y la turbina. Cuando no hay deslizamiento la capacidad es cero. A medida que se aplica carga al eje de salida, aumenta el deslizamiento. Suponiendo que la velocidad de entrada sea constante, el momento torsional que se transmite aumenta obteniendo su máximo valor a un deslizamiento de 100%; en este punto, la turbina se atasca.

FRENOS

Básicamente un freno se puede considerar como un embrague en el cual uno de los miembros es estacionario. Los frenos pueden usarse como mecanismo de arranque y parada o como mecanismos retardadores. Los frenos pueden clasificarse en dos grupos principales: mecánicos y eléctricos.

FRENOS MECANICOS

Un freno mecánico es un mecanismo de fricción que convierte la energía cinética en calor y la disipa en la atmósfera. Puede ser actuado mecánicamente, hidráulicamente, neumáticamente o eléctricamente. El material de fricción que usan los frenos puede ser orgánico, metálico, cerámico o una combinación de ellos. Como el material orgánico es el más versátil de ellos, es el más frecuentemente usado en aplicaciones ordinarias.

Los dos factores más importantes en la selección y aplicación de frenos son: el

momento torsional o fuerza que debe resistir el freno; y la cantidad de energía que el freno y el tambor deben absorber y disipar repetidamente.

La mayoría de los frenos comerciales son de banda, tambor o de disco. También existe un gran número de diseños especiales, que por no ser de uso general no se tratan en este capítulo.

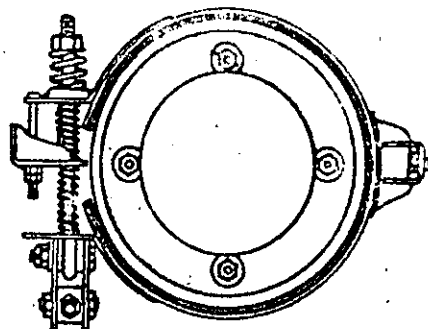
FRENOS DE BANDAS

Este es uno de los tipos más antiguos de frenos. Consiste básicamente en una banda flexible de acero revestida con material de fricción. Normalmente la banda se halla en la misma dirección que el momento torsional que se trata de resistir, de tal manera que exista una auto-energización. Aunque algunas bandas de frenos se usan en el sentido contrario, no son muy comunes. Algunas configuraciones son igualmente efectivas en cualquier dirección de giro del tambor, figura 19.12A. También los frenos de bandas se usan en combinación con discos, como aparecen en la figura 19.12B, y se usan principalmente en maquinaria agrícola.

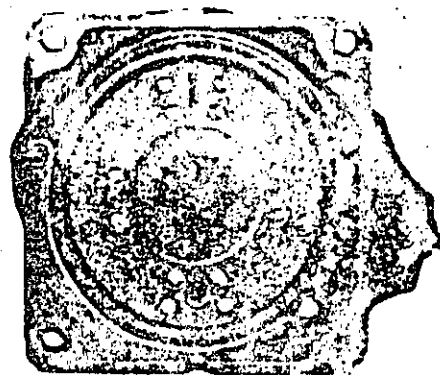
A través de uno o varios mecanismos se aplica tensión a la banda dependiendo del uso. También pueden operar por medio de resortes que se ponen en libertad hidráulicamente, o por otros medios.

FRENOS DE TAMBOR

Los frenos de tambor son los más conocidos de los frenos mecánicos; principalmente por su gran aplicación en equipo automotriz.



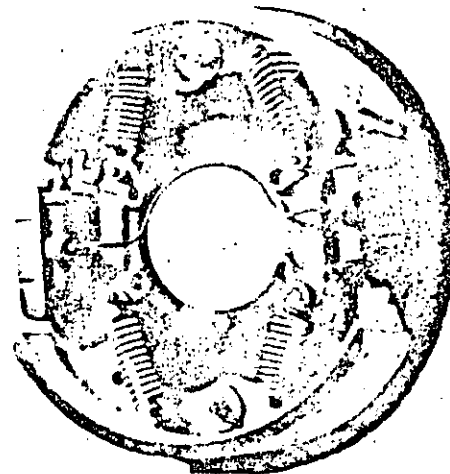
(A) FRENO AUXILIAR PARA CAMION
GENERALMENTE SE INSTALA EN LA TRANSMISION



(B) FRENO COMBINADO DE BANDA Y DISCO
PRINCIPALMENTE USADO EN MAQUINARIA AGRICOLA

Cortesía de The Bendix Corporation

Fig. 19.12 Frenos de Banda



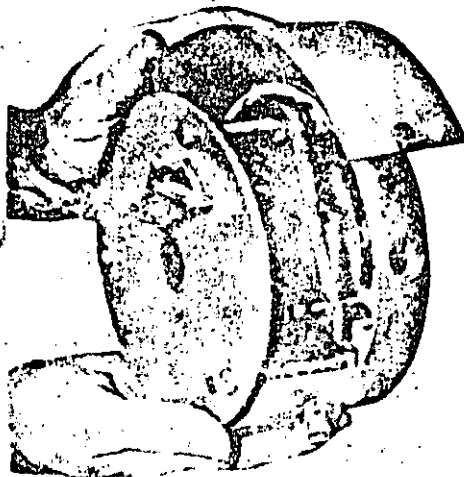
Cortesía de The Bendix Corporation

Fig. 19.13 Freno de tambor

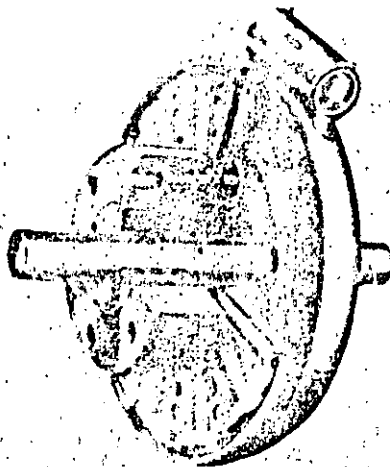
Existen básicamente dos configuraciones: externos de contracción e internos de expansión, en tamaños de 5 por 1 pul a 30 por 12 pul y aún mayores. La mayoría de los frenos de tambor actualmente en uso son del tipo interno de expansión en los cuales los puntos de apoyo están localizados positivamente con referencia al tambor de freno. Este diseño opera efectivamente creando la máxima auto-energización.

FRENOS ELECTRICOS

Básicamente, un freno eléctrico es similar a un embrague eléctrico, excepto que uno de los elementos del freno es fijo. Como los embragues, los frenos se agrupan en cuatro tipos básicos: de partículas



(A) DISPARADOS ELECTRICAMENTE
Y ACTUADOS POR RESORTES



(B) ACTUADOS ELECTRICAMENTE

A. Conestoga de Gings Bros. Co.

B. Conestoga de Gings Bros. Co. & Clutch Company

Fig. 19.14 Frenos de fricción electromagnéticos

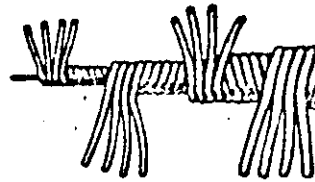
magnéticas, de corrientes parásitas, de histéresis y de fricción.

El freno electromagnético con disco de fricción es el más usado de los frenos eléctricos, en éstos, la unidad de fricción se opera electromagnéticamente. Comúnmente se utilizan en operaciones de parada y arranque. En operaciones en donde se requiere disminuir velocidad, se usan frenos puramente eléctricos (partículas magnéticas, histéresis o corrientes parásitas).

Los frenos eléctricos son similares a los embragues eléctricos, de modo que prácticamente toda la información dada para los embragues eléctricos se puede aplicar a éstos.

EJES FLEXIBLES

Los ejes flexibles se usan para transmitir potencia a varios ángulos cuando el elemento impulsor y el impulsado no están alineados. Como aplicaciones frecuentes de los ejes flexibles se pueden contar los



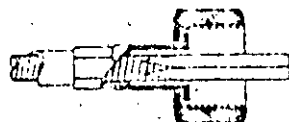
(A) CABLE



(B) FORRO

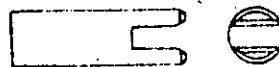


(1) TUERCA MACHO SUELTA



(2) TUERCA HEMBRA SUELTA

(C) ACCESORIOS TERMINALES DEL FORRO



(D) ACCESORIO TERMINAL

Fig. 19.15 Partes principales de los ejes flexibles

velocímetros, tacómetros e instrumentos registradores. En aplicaciones de control remoto, se usan para mecanismos que deben girar, o girar y moverse axialmente.

También se usan los ejes flexibles en transmisiones de potencias sujetas a vibración continua y cuando la parada y el arranque originan cambios repentinos en la carga. Cuando la transmisión de potencia se hace a través de elementos rígidos, aún los más pequeños desalineamientos pueden causar vibración. Uno de los grandes campos de aplicación de los ejes flexibles son las herramientas portátiles.

Los avances más recientes en la aplicación de ejes flexibles se han realizado en el campo de las transmisiones de potencia a control remoto donde operan intermitentemente a altas velocidades y en ambas direcciones, como por ejemplo en las sillas ajustables por medios motrices, ventanas y capotas plegadizas de automóviles como también en mecanismos de aviación y controles de válvulas, registradores, etc.

Los ejes flexibles se fabrican de alambre enrollado helicoidalmente y como se indicó anteriormente se diseñan para la transmisión rotatoria de potencia y movimiento entre dos puntos localizados de tal manera que imposibilitan el uso de ejes sólidos.

Las partes principales ilustradas en la figura 19.15 son:

1. *El eje flexible*, que es el elemento desnudo sin accesorios algunos veces denominado el *cable* o *alma*.

2. *Los accesorios terminales del eje* que se sujetan en los extremos del eje flexible para permitir la conexión entre el elemento impulsor y el impulsado.

3. *El forro flexible*, que es un tubo flexible que sirve como guía al eje flexible y lo protege del mugre y los daños, como también retiene la lubricación del eje.

4. *Accesorios terminales del forro*, que permiten la conexión o acoplamiento a los forros de los elementos impulsados y de los impulsores.

REDUCTORES COMPACTOS DE VELOCIDAD REGULABLE

Los reductores compactos de velocidad regulable se aplican desde máquinas herramientas pequeñas hasta camiones. Pueden tener algunas velocidades pre-

viamente seleccionadas, o variar la velocidad infinitamente en un amplio limite. La eficiencia es generalmente alta; en algunas unidades puede estar por encima de 90% dependiendo del tipo de transmisión.

Las transmisiones regulables de velocidad se pueden agrupar en tres categorías principales:

- (a) Escalonada
- (b) Sin escalones, gama limitada
- (c) Sin escalones, gama infinita

Los cinco tipos principales de transmisiones mecánicas se tratan en este capítulo. (Los convertidores de torsión se consideran transmisiones mecánicas aunque operan basados en un principio hidráulico.) Para cada caso tratado se discuten los principios de operación y sus características. Naturalmente la decisión final en la selección de una transmisión depende del tipo que cumpla más efectiva y económicamente las demandas del sistema.

TRANSMISIONES DE ENGRANAJES DE VELOCIDAD REGULABLE

Las transmisiones múltiples de velocidad por sistema de engranajes, ofrecen velocidades muy exactas a una alta eficiencia. Se usan en máquinas herramientas, equipos móviles y otras aplicaciones donde la selección de varias velocidades fijas es necesaria.

Hay dos grandes categorías de transmisiones; en una la velocidad se selecciona manualmente y en otras los cambios de velocidad ocurren automáticamente en puntos previamente determinados.

TIPOS BASICOS

La más común de las transmisiones selectivas de velocidad es la de ejes paralelos. En forma general pueden agruparse en cuatro tipos.

Engranajes desplazables. Los ajustes de velocidad se efectúan desplazando los engranajes en uno o más ejes paralelos intermedios, figura 19.17A. Generalmente se desconecta el eje de entrada de la transmisión antes de desplazar los engranajes.

Normalmente las transmisiones de engranajes desplazables se operan por medio de palancas o manubrios. Es posible una gran variedad de disposición de ejes y montajes.

Transmisiones de engrane constante. En este tipo de transmisiones varios engranajes se montan rígidamente en un eje y engranan

con sus engranajes compañeros que giran libremente sobre otro eje, figura 19.17B. El ajuste de velocidad se obtiene fijando los diferentes engranajes individualmente en el segundo eje por medio de embragues ranurados o acoplamientos desplazables.

Las transmisiones de engrane constante tienen múltiples aplicaciones, entre otras, las transmisiones industriales de uso pesado. Este tipo de transmisiones puede

usar cualquier clase de engranajes, por ejemplo, rectos, helicoidales, de espiga de pescado y cónicos.

Las transmisiones de automóviles operadas manualmente combinan dos tipos. Las velocidades de avance son de tipo de engrane constante por medio de engranajes helicoidales mientras que las velocidades de retroceso se efectúan por medio de engranajes rectos desplazables.

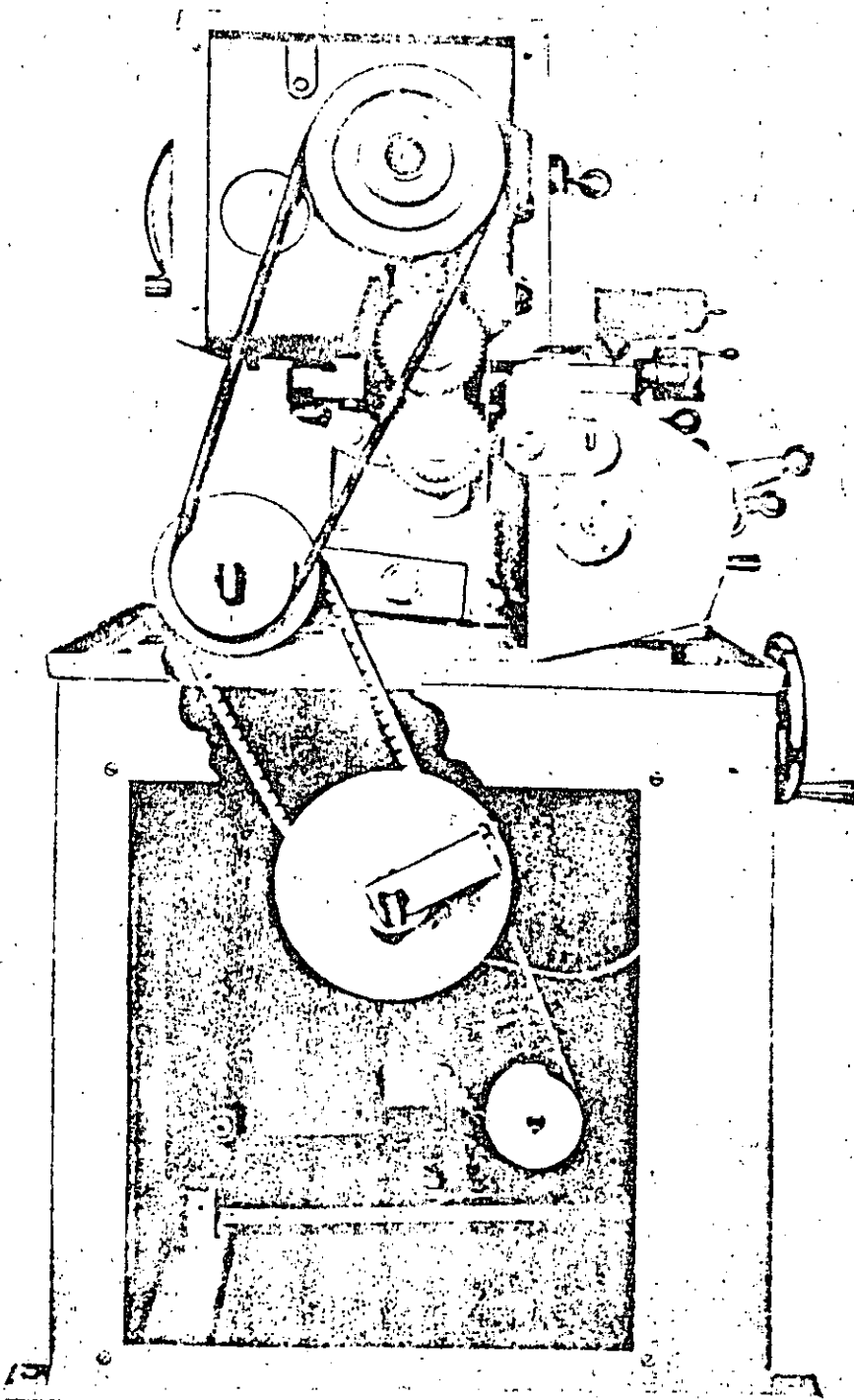


Fig. 19.16 'Tomo de 14" con transmisión de velocidad regulable

Cortesía de Rockwell Manufacturing Company, Power Tool Division

granaje loco. Un eje portador de varios tamaños que se encuentran rigidamente montados a éste, como lo ilustra la figura 19.17C. La regulación de velocidad se efectúa por medio de una palanca ajustable que desplaza el engranaje loco para conectarlo con los engranajes fijos o desplazables del otro eje. Este arreglo se usa para obtener velocidades escalonadas en pequeños incrementos y se utilizan frecuentemente en máquinas herramientas.

Este tipo de transmisiones puede conectarse a otra transmisión de velocidades múltiples para obtener una gran variedad de velocidades a partir de una velocidad constante de entrada. Normalmente los cambios se efectúan por medios manuales; al desconectarse la transmisión y una vez que ésta se detiene, se engrana el engranaje loco en la posición deseada.

Engranajes planetarios. Este tipo de engranajes, figura 19.17D, ofrece el siste-

ma más versátil y compacto para unas condiciones de relación de velocidades y capacidad de momento torsional dadas. Simultáneamente este tipo de engranajes es el más costoso debido a los embragues y frenos necesarios para controlar la operación de la unidad. Adicionalmente las relaciones de velocidad disponibles con engranajes planetarios son limitadas.

La mayoría de las transmisiones de engranajes planetarios son de tipo *automático*, efectuándose los cambios de velocidad automáticamente a alguna velocidad o momento torsional previamente seleccionado.

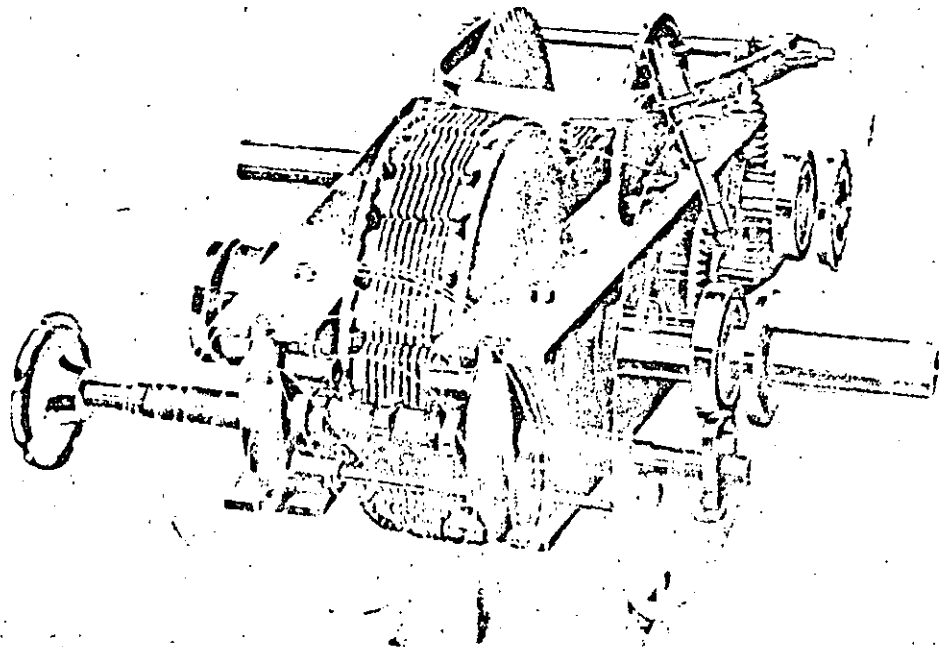
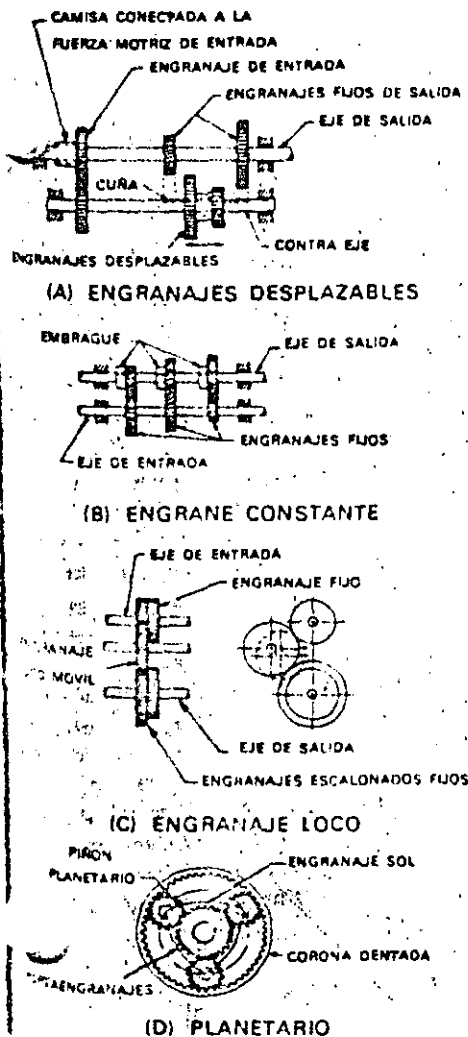
TRANSMISIONES DE VELOCIDAD REGULABLE DE CORREA Y CADENA

Las unidades compactas de transmisión de cadena y correa convierten la velocidad constante de entrada en velocidades de salida no escalonadas dentro de cierto

rango. Además, pueden estar integradas a motores o reducciones de engranajes obteniéndose bajas velocidades en las salidas. Generalmente operan conjuntamente con motores eléctricos como fuente de suministro de potencia.

Las unidades compactas de transmisión pueden montarse horizontalmente, verticalmente ó a 45° y se consiguen en diseños encerrados o abiertos. Comúnmente las relaciones de velocidad varían desde 10:1 hasta 2:1; algunas se consiguen con relaciones hasta de 16:1. Normalmente las velocidades de salida para unidades con engranajes reductores o sin ellas van de 4,660 a 1.7 RPM. Por medio de mejoras obtenidas recientemente en los sistemas aumentadores de velocidad, (ofrecidos como unidades compactas) se pueden obtener velocidades hasta de 16,000 RPM.

Existe una gran variedad de modificaciones y accesorios para las transmisiones



Cortesía de Link-Belt Limited

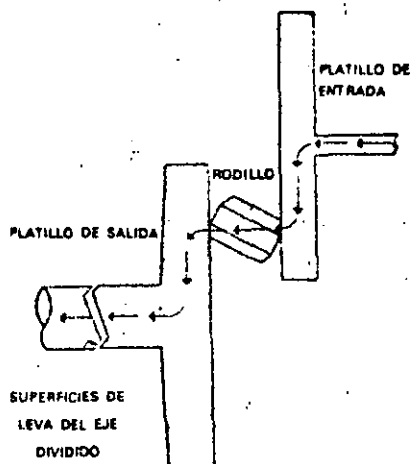
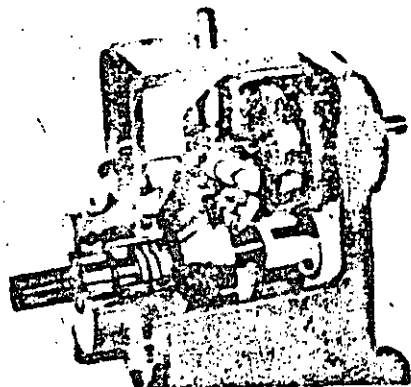
Fig. 19.17 Transmisión regulable de engranajes

Fig. 19.18 Transmisión de velocidad regulable de correa de acero

nes regulables de velocidad. Por ejemplo, las unidades compactas con motor eléctrico, pueden también incluir frenos, embragues y acoplamientos, motores especiales y controles complicados.

Correa metálica. En estas unidades, figura 19.18, la potencia se transmite por medio de una correa o cadena de lámina metálica que engrana en los dientes radiales de las poleas cónicas. La cadena o correa laminada se arrastra radialmente al engranar con los dientes de las poleas cónicas. El principio de operación por medio del cual se efectúa la variación de velocidad es el mismo que se aplica en otras poleas de diámetro primitivo variable.

Correa en V. Por medio del principio modificado de las poleas flotantes se han obtenido unidades muy compactas de transmisión de correa que dan una amplia gama de variaciones de velocidad. El ajuste de la velocidad se obtiene cambiando la posición de la brida móvil de la polea de entrada. Esta acción se transmite por la presión de la correa que automáticamente ajusta ambas poleas en forma correspondiente.



Cortesia de Cone Drive Gears, Division Michigan Tool Company

Fig. 19.19 Transmisión de velocidad regulable de fricción

10 TRANSMISIONES DE VELOCIDAD REGULABLE POR FRICCIÓN Y TRACCIÓN¹⁰

Las transmisiones por fricción o tracción transmiten el movimiento rotativo por la fricción que se genera en el punto o línea de contacto. Los cambios de velocidad se efectúan moviendo el punto o la línea de contacto con respecto al centro de rotación de los miembros impulsores e impulsados. La magnitud de la fricción entre las partes determina la capacidad de potencia de la unidad; a su vez la fricción se determina por la fuerza aplicada en el punto de contacto. Una unidad bien diseñada debe operar sin excesivo desgaste y sin falla prematura bajo estas fuerzas. Las transmisiones por fricción o tracción operan prácticamente libres de vibración.

La condición óptima de operación de estas unidades ocurre a carga constante sin impactos repentinos que producirían deslizamiento en el punto de contacto. La tolerancia de variación de la carga en estas unidades es menor que en las transmisiones ajustables de correa o cadena; también son menos efectivas para operar con cargas de alta inercia.

Comercialmente se dispone de varias unidades de fricción o tracción.

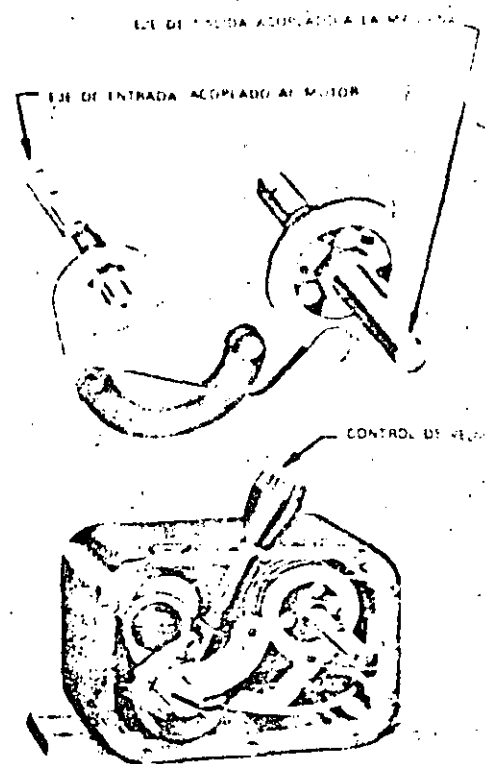
Las superficies de contacto metálico ofrecen un método práctico para la obtención de velocidades infinitamente regulables.

Actualmente este tipo de unidades es eficiente y ofrece un alto grado de control de velocidades. Debido a la dureza y excelente acabado de las superficies metálicas, los componentes son pequeños y la transmisión compacta; normalmente las partes metálicas (acero de aleación) pueden operar en baño de aceite y por tanto la unidad puede ser enteriza y lubricada por salpique.

Las unidades de fricción metálicas son económicas y competitivas con otras unidades de transmisión de igual potencia y velocidades.

TRANSMISIONES DE VELOCIDAD REGULABLE DE IMPULSO¹¹

Las transmisiones de impulso ofrecen regulación infinita de la velocidad de salida, generalmente en una gama baja de velocidades, a altas relaciones de reducción y en un tamaño compacto. Aunque la mayoría de las transmisiones de impulso



Cortesia de Zern-Max Industries, Inc., Cincinnati

Fig. 19.20 Transmisión de impulso de velocidad regulable

pueden regularse hasta 0, normalmente las velocidades de salida varían desde 1.5 hasta 40 RPM. La variación de la velocidad es infinitamente regulable, y la velocidad de salida puede cambiarse aún con la unidad en operación.

La operación se basa en el continuo espaciado; el miembro impulsor engrana el impulsado lo mueve una distancia predeterminada y lo desengrana.

Esto se efectúa por medio de un embrague unidireccional que opera en secuencia para disminuir las pulsaciones en la salida.

Incorrectamente estas transmisiones se denominan de *trinquete* debido a que el trinquete tiene una acción similar, aunque escalonada.

El embrague unidireccional en las unidades de impulso genera la transmisión infinitamente variable. Ajustando la distancia que el elemento impulsado se mueve en cada carrera se obtiene el cambio de velocidad. La velocidad de salida se cambia, ajustando la relación angular de los mecanismos que actúan el embrague unidireccional; éstos cambian la carrera del embrague y consecuentemente la velocidad de salida. El momento torsional de salida se puede mantener constante

edio de un diseño adecuado de los mecanismos.

Actualmente dos transmisiones de impulso se consiguen comercialmente, la Morse VID y la Zero-Max.

CONVERTIDORES DE TORSIÓN DE VELOCIDAD REGULABLE¹²

Con base en la energía cinética de un fluido en movimiento, los convertidores hidráulicos de torsión pueden variar la velocidad infinitamente dentro de sus límites y de acuerdo únicamente con las variaciones de la carga. Los convertidores de torsión son similares a los acoplamientos hidráulicos con la adición de un estator.

La figura 19.21A ilustra esquemáticamente los álabes de un convertidor de envoltura rotatoria de etapa única. Se compone de tres partes: el impulsor, la turbina y el estator. La fuente motriz impulsa el propulsor, el cual a su vez, imparte energía cinética al fluido que hace girar la turbina y los miembros de salida. El fluido que sale de la turbina pasa a través de los álabes del extractor, asumiendo el ángulo adecuado de reentrada al propulsor para establecer la circulación. La dirección de fluido varía con la carga.

Cuando la unidad opera a baja carga, el impulsor hace girar casi libremente la turbina; el fluido pasa a través del con-

vertidor rápidamente golpeando los álabes de la turbina a un ángulo suave. Cuando la carga es alta, la turbina gira más lentamente y el fluido incide sobre los álabes a un ángulo mayor, transmitiéndose mayor momento torsional. La figura 19.21B ilustra las características de flujo entre el impulsor, la turbina y el estator cuando éstas se encuentran atascadas transmitiéndose la máxima multiplicación de momento torsional y también en movimiento libre sin transmisión de momento torsional.

REDUCTORES DE VELOCIDAD

Los dispositivos que reducen la velocidad de una unidad impulsora, se denominan reductores de velocidad. Esta sección trata solamente sobre estos dispositivos de tipo compacto, principalmente de engranajes, cuya función principal es la reducción de la velocidad. Los reductores de velocidad tienen una relación de velocidad fija que no se puede cambiar fácilmente. Aunque esta sección específicamente los denomina reductores de velocidad, las consideraciones dadas también se aplican para aumentadores de velocidad; una misma unidad se usa para reducir o aumentar la velocidad.

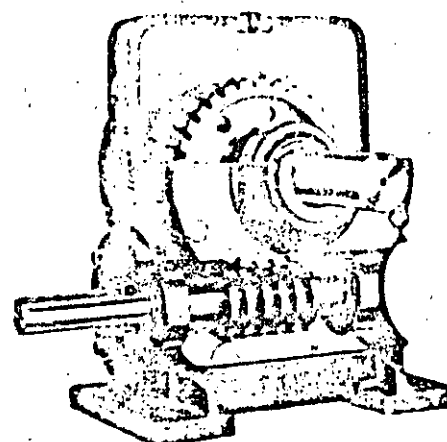
Los reductores de velocidad comunes se pueden clasificar bien sea como integrales con base de montaje, o montados directamente al eje.

Frecuentemente los reductores de velocidad pequeños se combinan con un motor para formar una sola unidad denominada *motor con engranaje reductor*, o *motorreductor*.

REDUCTORES INTEGRALES CON BASE DE MONTAJE¹³

Estos reductores se consiguen con varios tipos de engranajes: helicoidales, doble helicoidal recto, cónicos espirales, cónicos rectos, sin fin, de espina de pescado y doble envolvente sin fin; pueden usarse individualmente o en combinaciones. Las disposiciones de ejes de entrada incluyen tipos concéntricos, paralelos escalonados (vertical y horizontal) y en ángulo recto. En algunos casos reducciones sencillas, dobles o triples ofrecen una gran variedad de relaciones de reducción.

Adicionalmente a los reductores comunes de engranajes, hay muchos diseños especiales.



Cortesía de WinSmith, Division of U. M. C.

Fig. 19.22 Reductor de velocidad integral con base de montaje

REDUCTORES MONTADOS DIRECTAMENTE AL EJE¹⁴

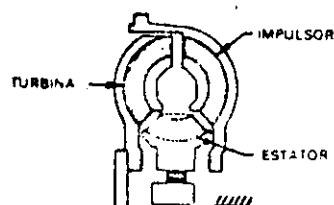
Este tipo de reductores consiste en una unidad integral de engranajes montada y soportada por el eje de entrada de la máquina impulsada. Para prevenir el giro de la envoltura de la unidad, ésta se ancla por medio de un miembro que resiste el momento torsional.

Estos reductores se consiguen con engranajes helicoidales, de espina de pescado y rectos, en unidades de reducción sencilla o de varias etapas. La figura 19.23 ilustra uno de estos reductores. El cubo de salida puede ser concéntrico o paralelo al eje de entrada del reductor.

Estas unidades utilizan cojinetes antifricción tanto para las cargas axiales como radiales y en todas, los cojinetes y engranajes se lubrican por salpique.

Normalmente los reductores montados directamente al eje se combinan con transmisiones por medio de correas en V. Combinando las velocidades normales de los motores eléctricos con las transmisiones de correas en V y las relaciones de los reductores, se obtienen velocidades de salida desde 10 hasta 400 RPM, potencias hasta de 180 HP y momentos torsionales hasta 150,000 lb/pul.

La relación de velocidad de los reductores montados al eje, es fija. Los aumentos o disminuciones de velocidad se obtienen cambiando la relación de la transmisión de correas en V. Para obtener cambios continuos en la relación de velocidad, se puede instalar a estos reductores una polea convencional de diámetro primitivo variable. Para adaptar el cubo de salida del reductor a los diámetros



(A) CONVERTIDOR CARACTERISTICO DE UNA ETAPA CON ENVOLTURA ROTATORIA



CARACTERISTICAS DE FLUJO EN EL CONVERTIDOR

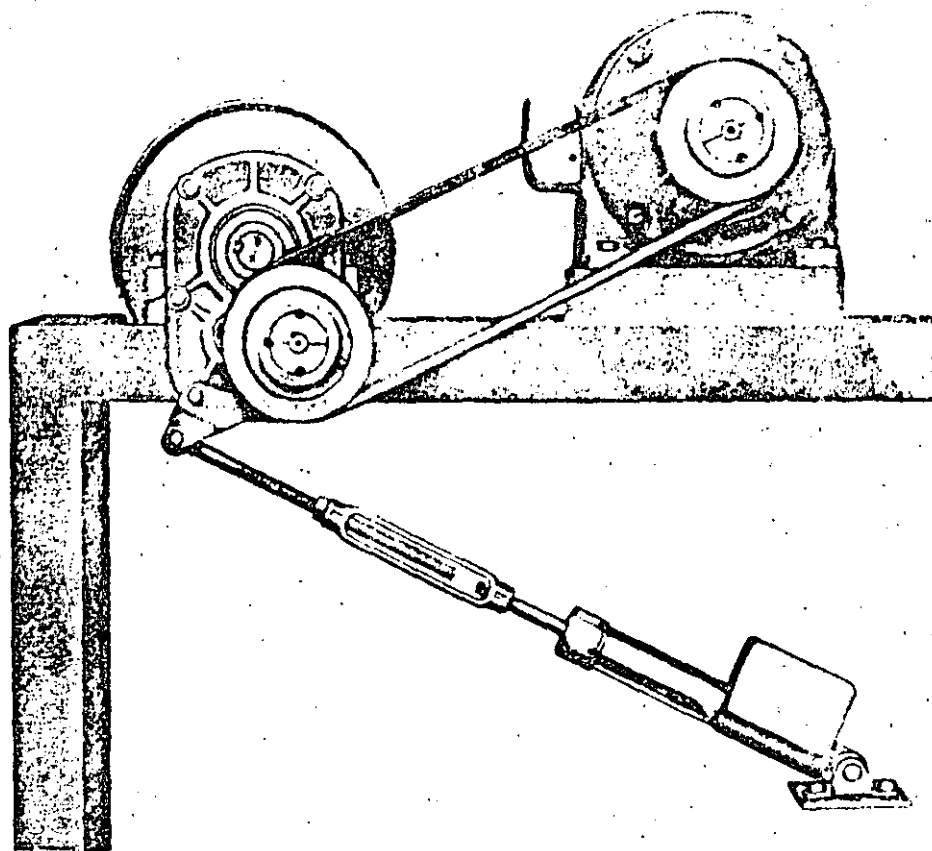
Cortesía de Machine Design, vol. 37, no. 14 1965

Fig. 19.21 Convertidor de torsión de velocidad regulable

normalizados de los ejes se utilizan casquillos intercambiables.

REFERENCIAS Y FUENTES DE MATERIAL

1. YOUNG, J. "Selection Factors for Shaft Couplings", *Design Engineering*, vol. 11, no. 4, 1965.
2. HARRISON, N. C. "Mechanical Clutches", *Machine Design*, vol. 37, no. 14, 1965.
3. PECH, J. F. "Electric Clutches", *Machine Design*, vol. 37, no. 14, 1965.
4. LAVOIE, F. J. "Fluid Couplings", *Machine Design*, vol. 37, no. 14, 1965.
5. DOMBECK, E. K. "Mechanical Brakes", *Machine Design*, vol. 37, no. 14, 1965.
6. LAVOIE, F. J. "Electric Brakes", *Machine Design*, vol. 37, no. 14, 1965.
7. ZAMBETTI, F. "Flexible Shafts", *Machine Design*, vol. 37, no. 14, 1965.
8. WADLINGTON, R. P. "Gear Drives", *Machine Design*, vol. 37, no. 14, 1965.
9. MALCOLM, G. "Belt and Chain Drives", *Machine Design*, vol. 37, no. 14, 1965.
10. BURNETT, J. R. "Friction and Traction Drives", *Machine Design*, vol. 37, no. 14, 1965.
11. HEIN, C. E. "Impulse Drives", *Machine Design*, vol. 37, no. 14, 1965.
12. WIRRY, H. J. "Torque Converters", *Machine Design*, vol. 37, no. 14, 1965.
13. WHELAN, R. W. "Base-Mounted Reducers", *Machine Design*, vol. 37, no. 14, 1965.
14. CHUNG, J. "Shaft-Mounted Reducers", *Machine Design*, vol. 37, no. 14, 1965.



Cortesía de Dodge Manufacturing Corporation

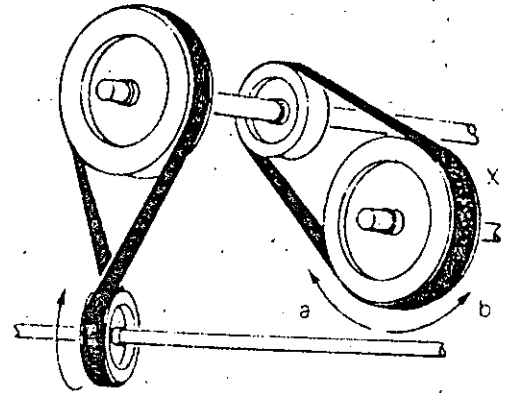
Fig. 19.23 Reductor de velocidad montada directamente al eje

En una máquina existe la necesidad de transmitir potencia y movimiento a través de flechas, las cuales son elementos simples que proporcionan grandes ventajas durante su diseño, construcción y operación. Pero no tienen la capacidad de modificar por sí solos la relación de velocidad, la dirección y sentido del movimiento, el par, ni el aislamiento de cargas de choque.

Por lo que a las flechas se les requiere instalar distintos elementos de transmisión.

Principalmente se utilizan tres distintos elementos para transmitir potencia y movimiento entre flechas que son:

Bandas, cadenas y engranajes.



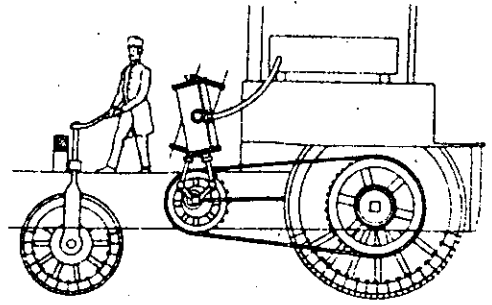
EVOLUCION

Desde la antigüedad ha existido la necesidad de transmisiones para realizar distintas labores como moler distintos tipos de granos, forjar metales y extraer grandes cargas de mineral de las minas. La fuente de movimiento era el viento o la corriente de agua de un río, que hacían girar una flecha en posición horizontal; pero se requería para los distintos fines modificar dicho movimiento a una flecha de posición vertical o distribuirla a distintas flechas horizontales en paralelo. Se crearon distintos elementos como engranes y poleas de madera, bandas hechas con fibras de vegetales y cadenas robustas de metal.



Cadenas Inventadas por Leonardo Da Vinci.

Al existir la necesidad de transmitir una mayor potencia, durante la revolución industrial, se usaron bandas planas hechas con cuero. Al conocer mejores materiales se crearon pequeñas cadenas de metal y recubrimientos de hule en las bandas, formandolas llamadas bandas V. en la actualidad se han creado bandas dentadas que superan con gran ventaja los métodos tradicionales de transmisión.



Uso de Cadena en la Primera Patente de un Vehículo (1876).

USOS DE LAS TRANSMISIONES

Los distintos usos de las transmisiones se clasifican de la siguiente manera :

Transmisión de potencia

Transmision de movimiento

En sincronización

En velocidad uniforme

En velocidad variable

En mecanismos caprichosos

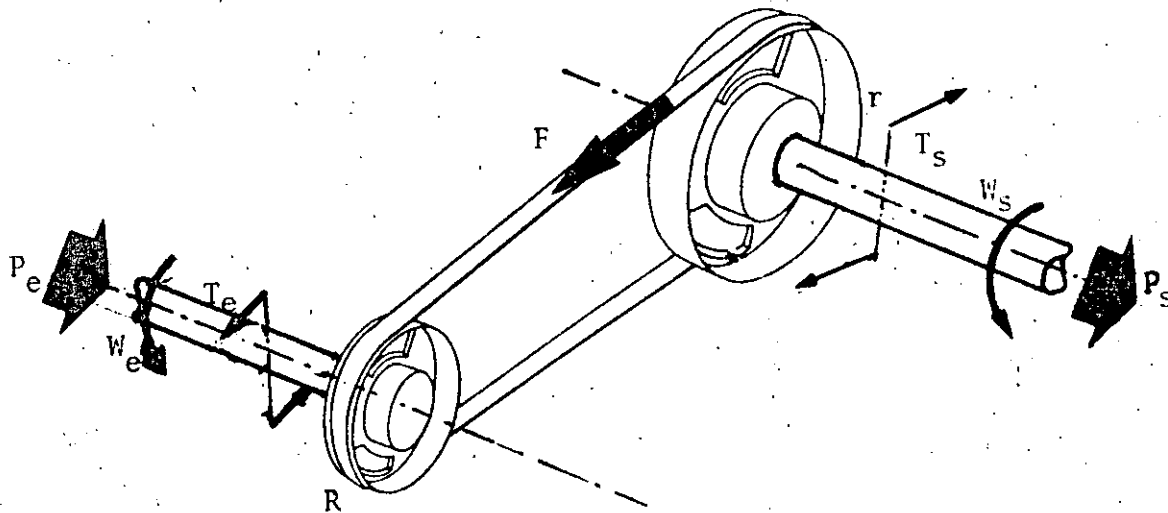
Usos especiales

La potencia con la que opera una transmisión se relaciona como el producto del par por la velocidad angular.

$$\text{POTENCIA} = (\text{PAR}) \cdot (\text{VELOCIDAD ANGULAR})$$

$$P = T \cdot W$$

Representando esquemáticamente los factores que intervienen en la operación de transmisión



P_e = Potencia de entrada

P_s = Potencia de salida

η = eficiencia de la transmisión

T_e = Par de entrada

T_s = Par de salida

R = Radio de la rueda de entrada

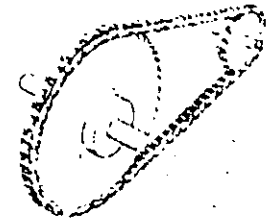
r = Radio de la rueda de salida

F = Fuerza de tracción

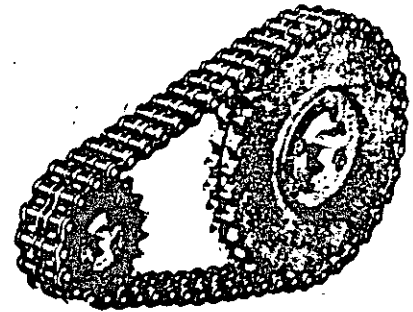
W_e = Velocidad angular en la entrada

W_s = Velocidad angular en la salida

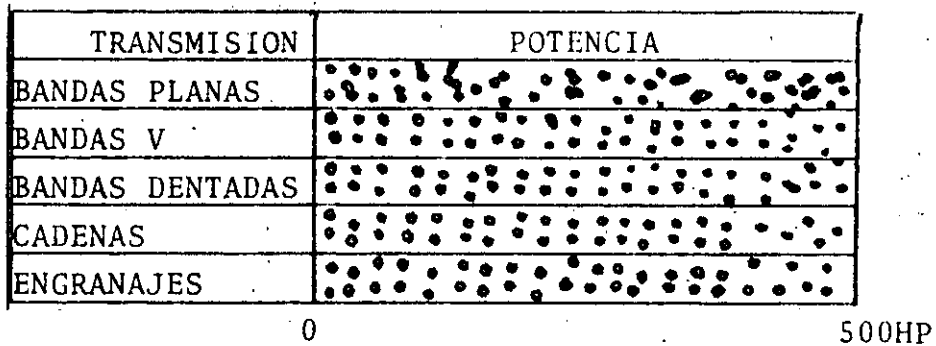
La transmisión de potencia se realiza en función del par y la velocidad angular. Lo que respecta a la Magnitud del par no existe teóricamente ninguna limitante ya que el único efecto que causa el par es el de aumentar o disminuir la fuerza de tracción, ocasionando en las bandas y cadenas una mayor tensión en el elemento de transmisión.



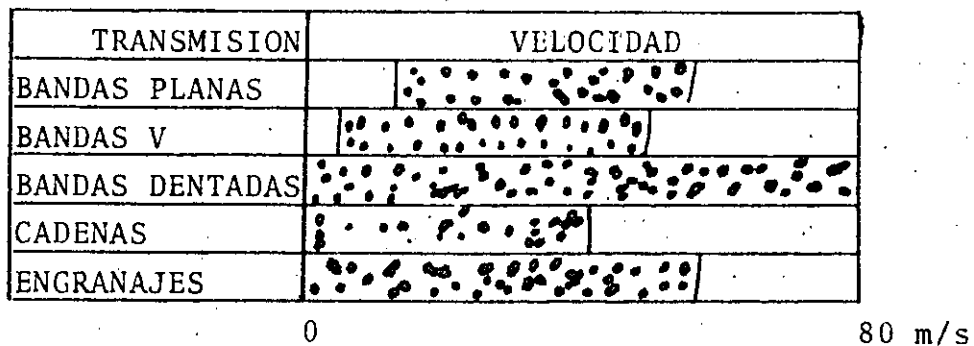
Menor potencia de transmisión.



Mayor potencia de transmisión.



La velocidad angular con la que se realiza la transmisión produce efectos dinámicos como la fuerza centrífuga que disminuye el eficiencia de transmitir potencia.

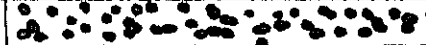


Transmisión de Movimiento

Otro uso muy importante de las transmisiones es el de comunicar entre dos o más flechas distintas características de movimiento.

Transmisión de movimiento en Sincronización

En algunos casos importante la posición relativa que se mantiene entre distintas flechas por lo que el uso de cierto tipo de transmisiones cumplirá con esta condición.

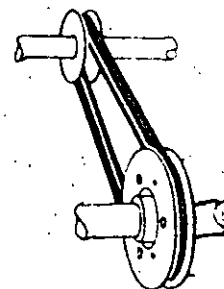
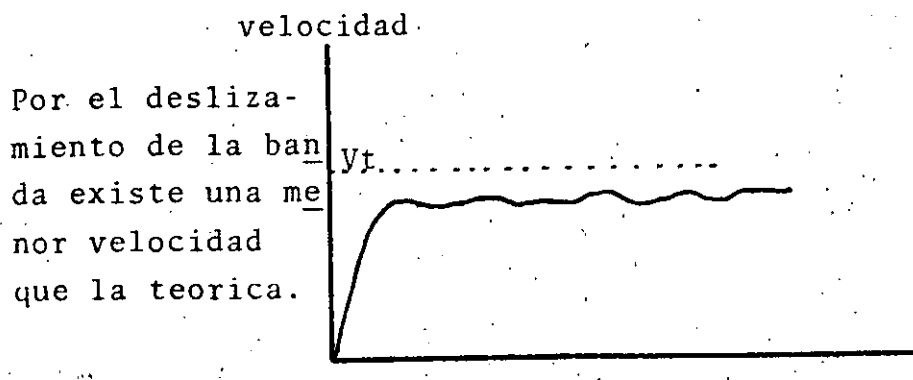
TRANSMISION	SINCRONIZACION
BANDAS PLANAS	
BANDAS V	
BANDAS DENTADAS	
CADENAS	
ENGRANAJES	

Trabajo
ligero y
bajas
velocidades

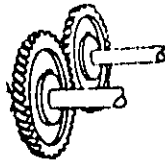
Trabajo
pesado y
altas
velocidades

Transmisión de Velocidad Uniforme

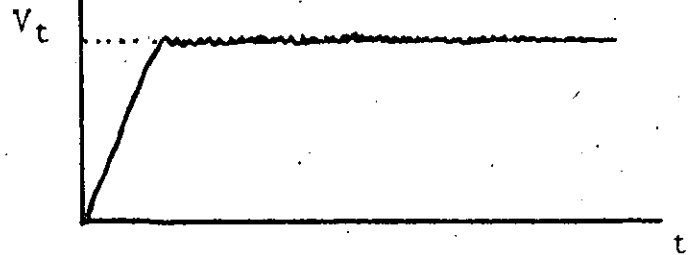
Cada tipo de transmisión por sus características de construcción y operación pueden crear pulsaciones ó fluctuaciones de velocidad.



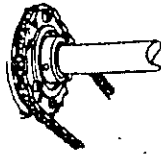
En los engranajes existen pequeñas fluctuaciones del orden 0.1 por ciento.



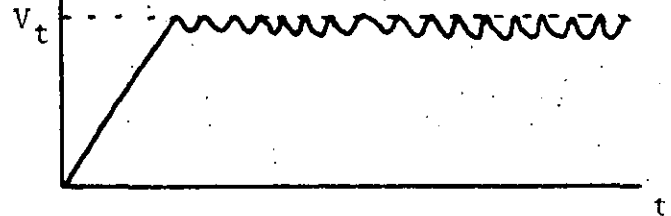
velocidad



En las cadenas las fluctuaciones de velocidad son en forma de pulsos de orden 10-1 %.



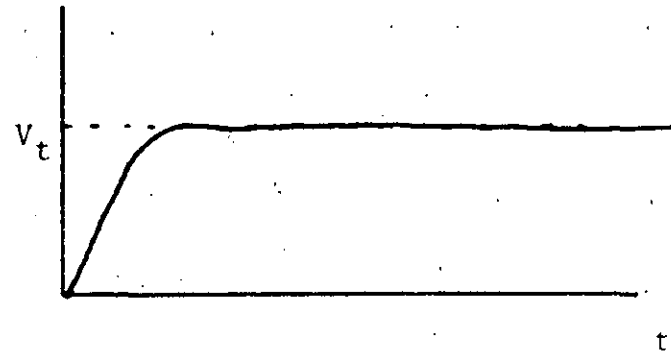
velocidad



En las bandas sincro existe una transmisión suave y uniforme sin fluctuaciones.



velocidad



Transmisión de velocidad variable

Las bandas y cadenas se pueden utilizar como elementos que modifican la velocidad de transmisión con grandes ventajas, como: no tener que parar el funcionamiento de la máquina, menor número de elementos, menor costo eliminar la necesidad de cambiar piezas,

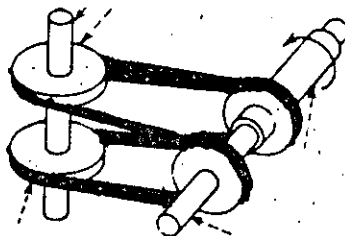
Transmisión en mecanismos caprichosos

Las distintas transmisiones tienen la capacidad de poder ser usadas en distintos tipos de mecanismos,

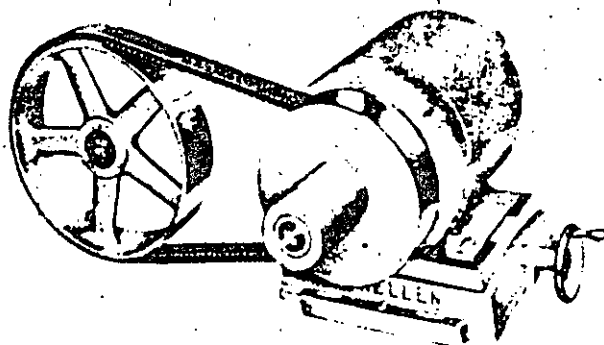
por ejemplo:

En flechas cruzadas

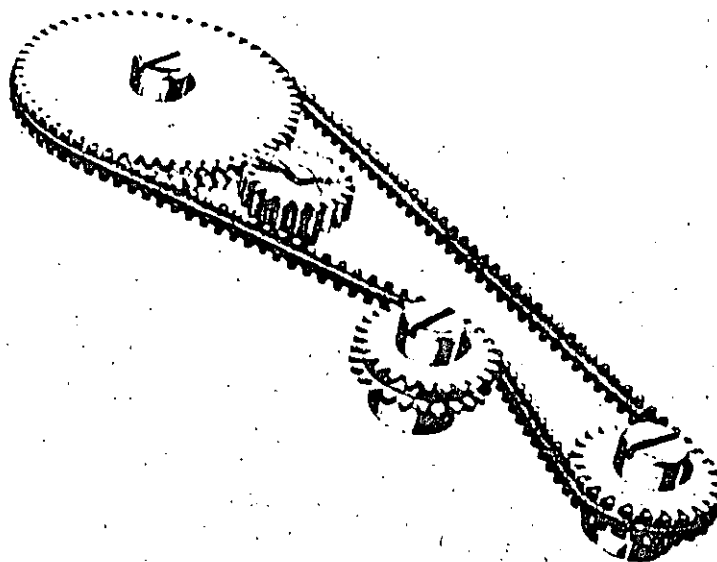
19



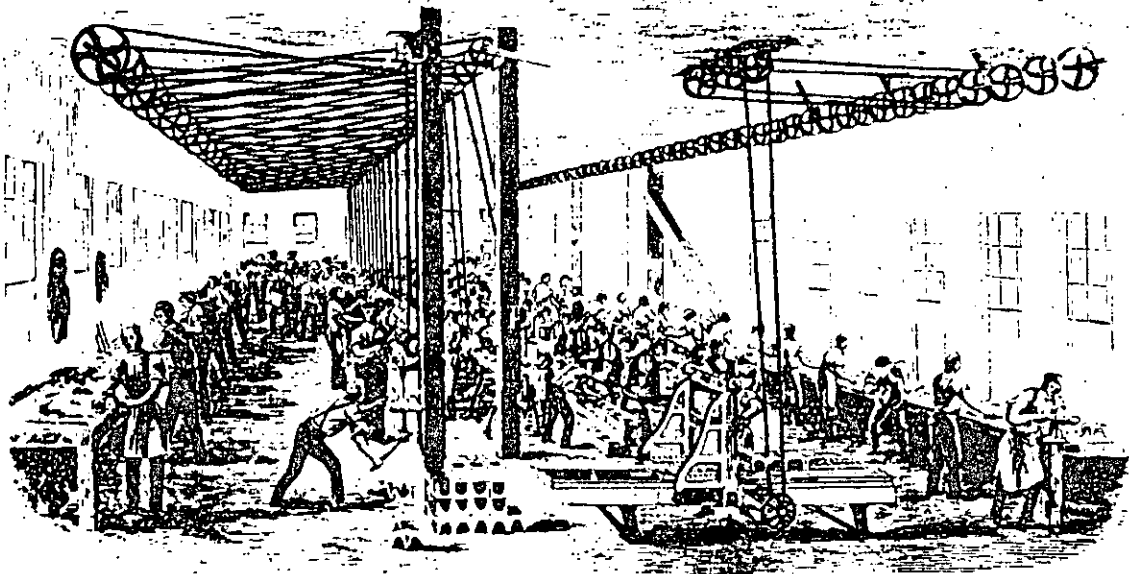
Embragues o cambios de velocidad



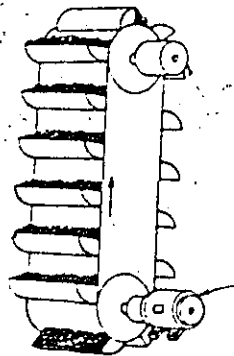
Mandos en serpentin

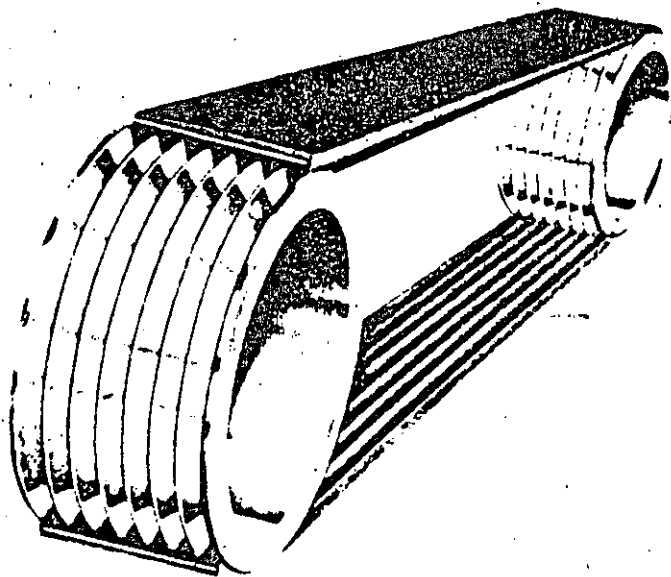


La principal aplicacion de este tipo de bandas esta en mandos que operan a altas velocidades y bajas cargas, como muestra la siguiente ilustración de una fabrica de maquinas de coser (1854).



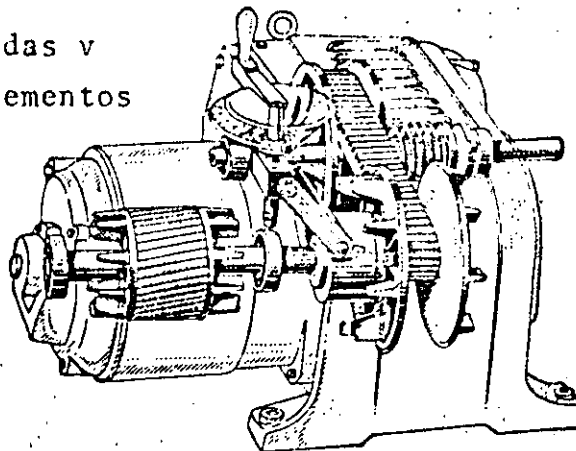
Otro campo muy importante es el de usar bandas planas como medios de trasporte en el manejo de distintos productos.

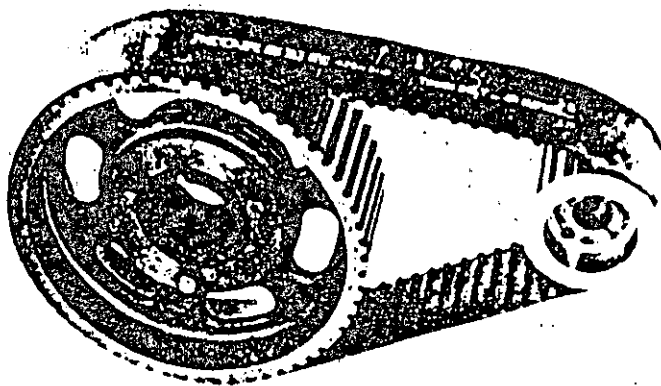




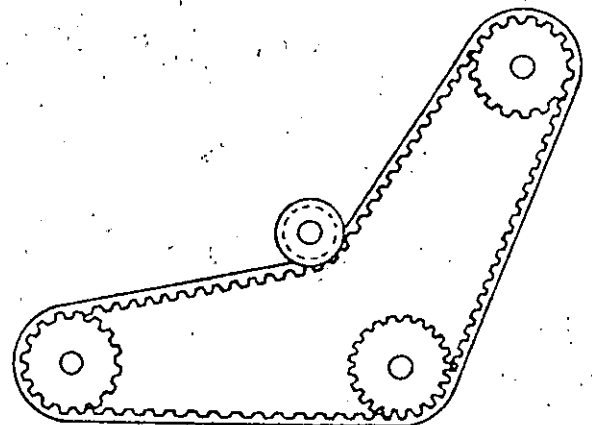
Aplicacion mas comun en
la transmision de potencia
entre dos flechas paralelas.

Aplicacion de bandas v
ranuradas como elementos
para variar la
velocidad.

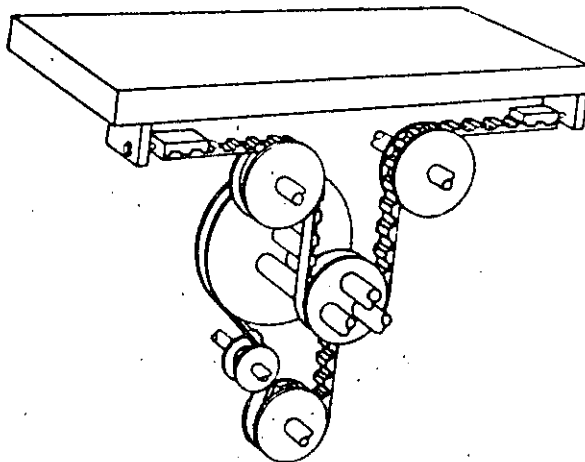




TRASMISIONES CON ALTA EFICIENCIA
SUAVIDAD, UNIFORMIDAD Y OPERACION
SILENCIOSA. ALTA CAPACIDAD DE
TRASMITIR POTENCIA.

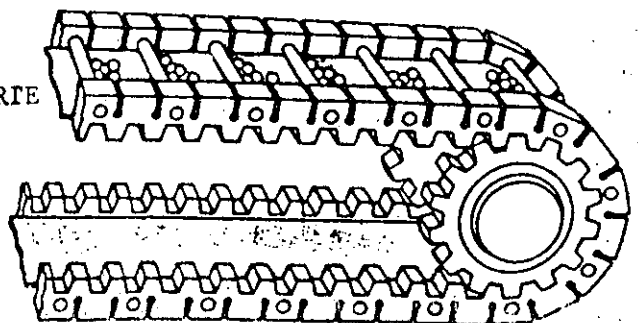


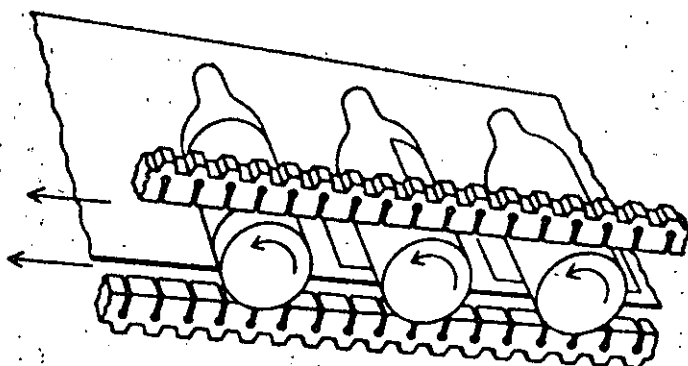
MANDO DE SERPENTIN
exelentes resultados al
mantener posiciones relativas
entre las tres distintos ruedas dentadas



MOVIMIENTO A UNA MESA DE
RECTIFICADO

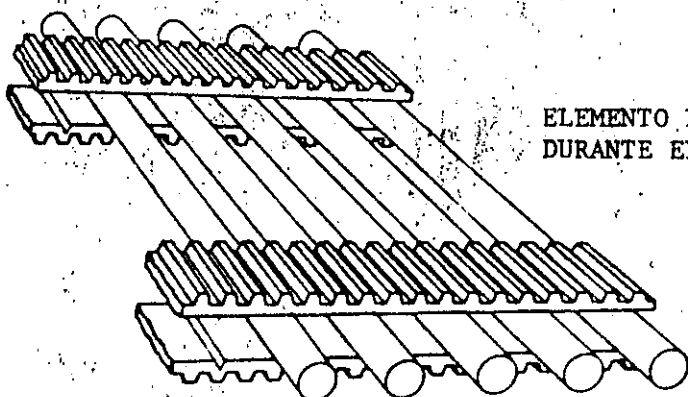
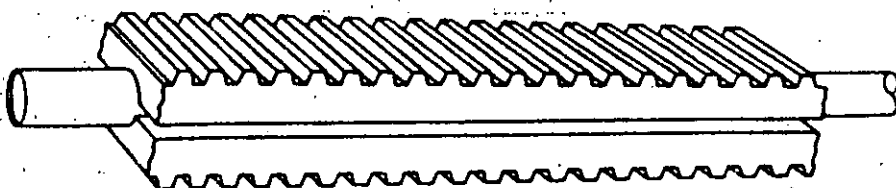
COMO MEDIO DE TRASPORTE





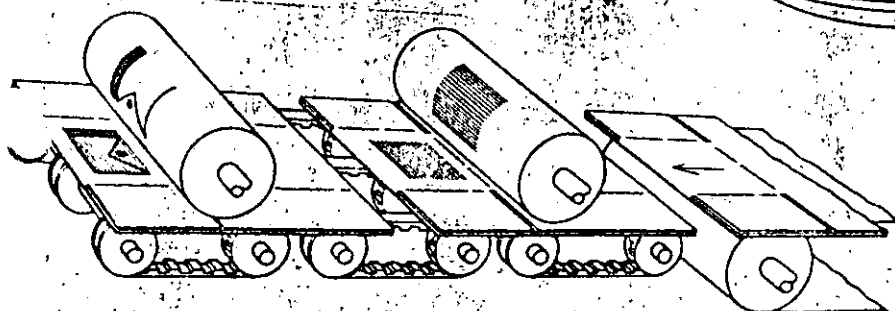
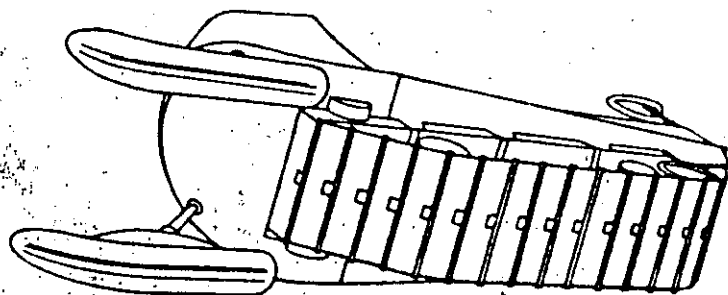
COMO SUJETADOR DE BOTELLAS
EN UNA MAQUINA ETIQUETADORA.

ELEMENTO DE TRASPORTE
DURANTE EL PROCESO DE
FORMADO DE UN TUBO DE
PLASTICO



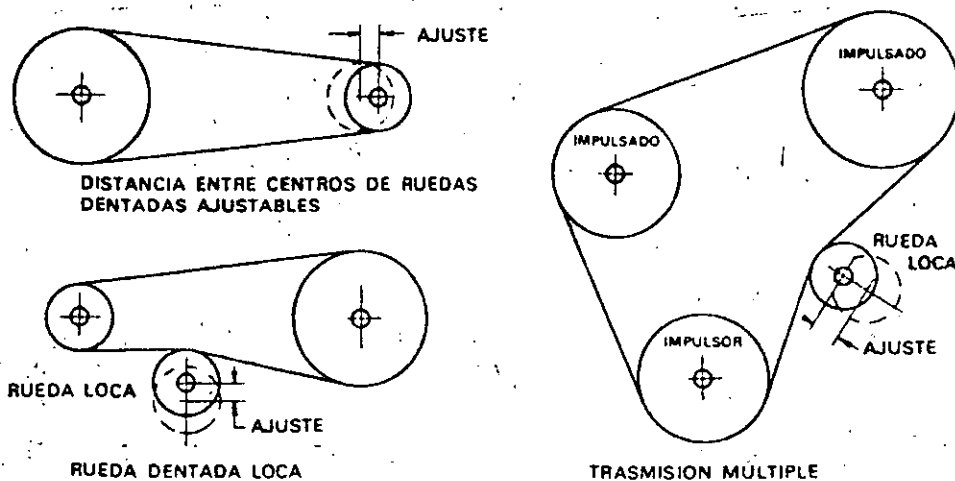
ELEMENTO DE SEPARACION DE TUBOS DE COBRE
DURANTE EL PROCESO DE TRASPORTE.

ELEMENTO DE TRACCION EN UN
TRINEO MOTORIZADO.

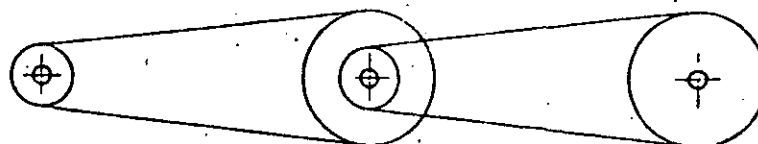


SUJETADORES DE PA EL EN EL
PROCESO DE IMPRESION.

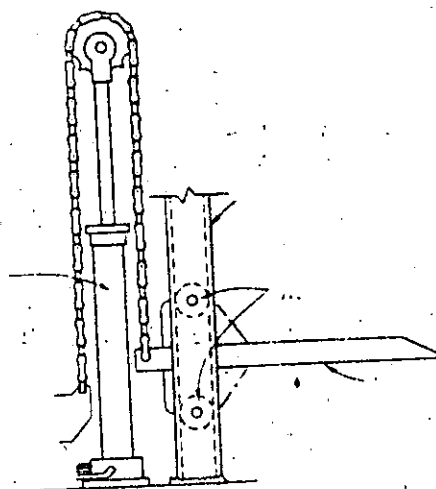
Distintos montajes sobre los ejes paralelos



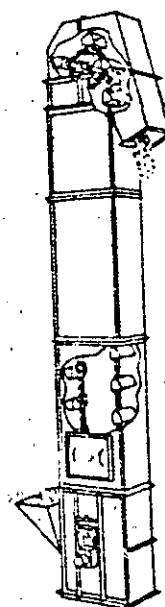
(A) METODOS DE AJUSTAR LA CADENA



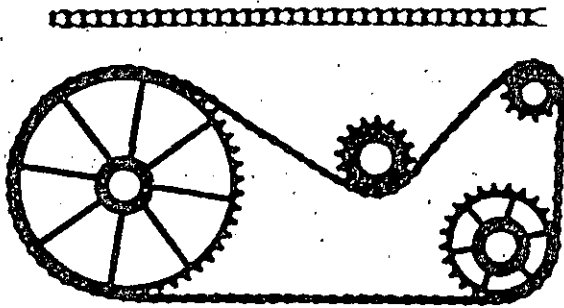
(B) TRASMISION DE CADENA A GRAN DISTANCIA ENTRE CENTROS



Como tensor durante la elevacion de una plataforma

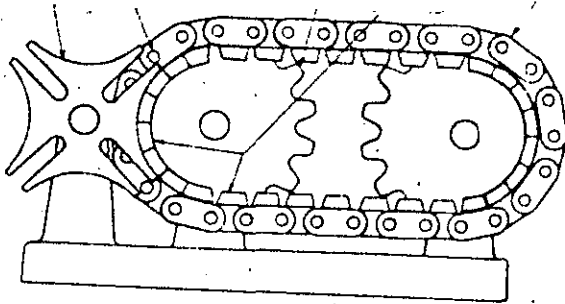
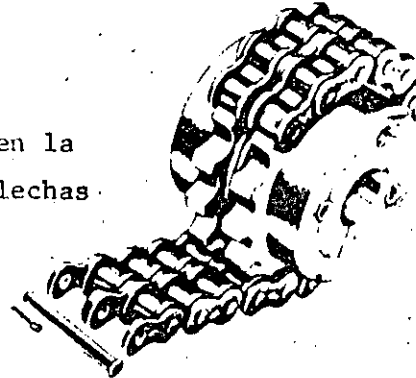


como elemento trasportador y sujetador paletas



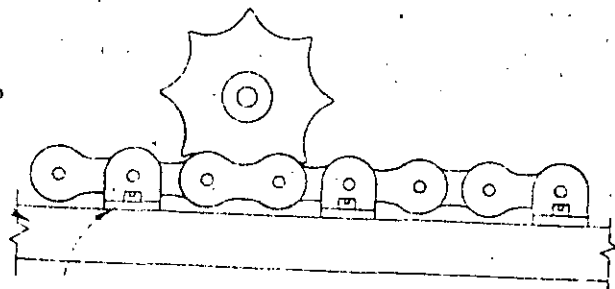
Elemento transmisor en un montaje de serpentin.

cople flexible en la union de dos flechas

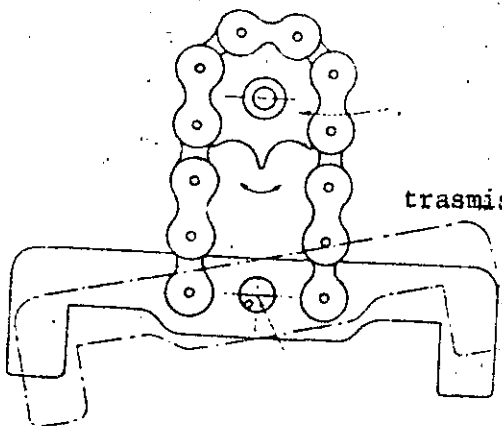


Mecanismo intermitente accionado por medio de una rueda de ginebra

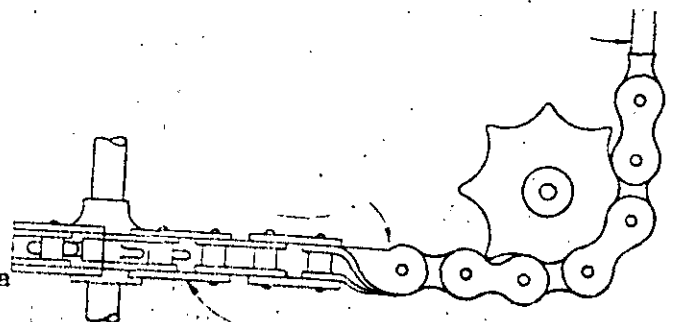
cadena rueda dentada como sustituto de un engranaje piñon-cremallera



transmisor durante un movimiento oscilante



tensor de un cable en un sistema de control espacial.



FACTORES DE DISEÑO	BANDA PLANA	BANDA V	BANDA DENTADA	CADENA	ENGRANES
costo inicial	bajo	medio	medio	medio	alto
dispositivos para tensar	si	si	no	si	no
costo de los cojinetes	alto	alto	bajo	bajo	medio
sistema de lubricacion	no	no	no	si	si
carcaza para proteger la transmision	no	no	no	si	si
costo mantenimiento y recambio	bajo	medio	bajo	alto	alto
requerimientos especiales en los cojinetes	si	si	no	si	si
aislamiento de cargas de choque	excelente	excelente	excelente	mala	nulo
durabilidad	medio	medio	alto	alto	alto
Velocidad de trabajo	medio	medio	alta	bajo	medio
Nivel de ruido	medio	medio	bajo	alto	alto
Distancia entre centros	grande	medio	medio	medio	bajo
Perdidas	alto	alto	bajo	medio	bajo
Deslizamiento	alto	alto	nulo	nulo	nulo
Tensión inicial	alto	medio	bajo	bajo	nulo
Precisión del montaje	bajo	bajo	medio	bajo	alto

- I TRANSMISIONES POR BANDA
 - 1.1 Generalidades
 - 1.2 Transmisiones por bandas planas
 - 1.3 Bandas planas de uso industrial
 - 1.3.1 Bandas planas simples
 - 1.3.2 Bandas planas ranuradas o de costillas
 - 1.3.3 Bandas tipo listón
 - 1.3.4 Bandas sincronicas o dentadas
 - 1.3.5 Poleas para bandas planas
 - 1.4 Bandas V, Generalidades
 - 1.5 Código de identificación dimensional y terminología de las bandas V
 - 1.6 Bandas V de uso industrial
 - 1.6.1 Bandas clásicas
 - 1.6.2 Bandas clásicas reforzadas (super)
 - 1.6.3 Bandas ranuradas
 - 1.6.4 Bandas clásicas abiertas
 - 1.6.5 Bandas V de eslabones
 - 1.6.6 Bandas doble V
 - 1.6.7 Bandas de sección angosta
 - 1.6.8 Bandas V ensambladas o múltiples
 - 1.6.9 Bandas V de trabajo ligero
 - 1.6.10 Bandas V de ángulo obtuso
 - 1.6.11 Bandas V para transmisiones variables
 - 1.7 Poleas para bandas V
 - 1.8 Diseño de una transmisión por banda V
 - 1.8.1 Análisis de fuerzas
 - 1.8.2 Selección de las bandas V
- II - TRANSMISIONES POR CADENA
 - 2.1 Generalidades
 - 2.2 Cadenas de uso industrial
 - 2.2.1 Cadena de bolas
 - 2.2.2 Cadena de articulables
 - 2.2.3 Cadenas de acero remachadas y soldadas
 - 2.2.4 Cadena de eslabones sencillos
 - 2.2.5 Cadena de rodillos
 - 2.2.6 Cadena de rodillos de paso doble
 - 2.2.7 Cadena de dientes invertidos o silenciosa

- III TRANSMISIONES POR ENGRANAJES
 - 3.1 Tipos de engranajes y sus características
 - 3.2 Transmisiones por engranajes
 - 3.4 Transmisiones variables por engranajes

siones por cadena usando sus productos. La información requerida para usar estos catálogos incluye: La potencia a transmitir; velocidad y tamaño de las flechas motriz e impulsada; las condiciones de operación; limitaciones de espacio; y las horas al día de funcionamiento.

La normalización de la mayoría de las cadenas para transmitir potencia, está basada en una vida de 15 000 a 20 000 horas, contando con una alineación, lubricación y mantenimiento adecuado. Como estas condiciones ideales rara vez se cumplen, se emplean factores de servicios tan grandes como 1.7 para prevenir el efecto de cargas de impacto y condiciones de operación adversas.

Para transmitir grandes cargas a bajas velocidades, pueden usarse cadenas masivas(y de resistencia relativamente baja), ya que la fuerza centrífuga no será un factor limitante. En altas velocidades y bajas cargas, una cadena ligera será generalmente la idónea. Para grandes cargas y altas velocidades, las cadenas de rodillos o las silenciosas son las indicadas, ya que ofrecen la mayor capacidad de transmisión por unidad de peso.

Las ruedas dentadas están normalizadas por la ANSI. Existen diversos tipos de ruedas dentadas disponibles, incluyendo las fundidas, las cortadas, con soplete, las fabricadas de metales sinterizados, las maquinadas y las construidas de materiales plásticos.

Las ruedas dentadas fundidas se emplean -- cuando la precisión no es indispensable, co.

SELECCION DE LAS
TRANSMISIONES EN
BASE A CATALOGOS
DE FABRICANTES

FACTOR DE SERVICIO

INFLUENCIA
DE LA VELOCIDAD Y LA
CARGA EN LA SELECCION
DE LA CADENA

RUEDAS DENTADAS

I - TRANSMISIONES POR BANDA.

1.1 GENERALIDADES

29

Las transmisiones por banda, son el medio más económico de transmitir potencia de una fle--
cha a otra. Las bandas, además de su bajo cos--
to, operan suave y silenciosamente y pueden --
absorber cargas de choque apreciables. No --
son tan durables o fuertes como las transmi--
siones por cadena o engranajes, las cuales se
prefieren en casos de servicio pesado. Sin --
embargo, recientes avances en la producción --
de materiales de refuerzo y cubiertas, han --
permitido el empleo de bandas donde anterior--
mente solo los engranajes hubiersen sido admi--
sibles.

La banda típica para transmitir potencia es --
la banda "V" o trapezoidal. En ella se combi--
nan una gran fuerza tractiva, altas veloci--
dades de operación y larga vida útil. Las ban--
das tipo listón, son productos muy especiali--
zados y no se consideran como elementos para
transmitir potencia. Las bandas planas, fue--
ron, históricamente, el primer tipo de bandas
empleadas, pero debido a que requieren estar
fuertemente tensionadas para poder transmitir
potencias considerables, ocasionan el desgase
prematureo de los cojinetes de soporte. En
muchos casos han sido suplantadas por las bñ
das "V". Las bandas sincronas, también llama--
das bandas dentadas, son el único tipo que --
ofrece una transmisión sin deslizamiento.

Las bandas modernas, son virtualmente todas --
del tipo unitario o de construcción cerrada.
Por ésta causa, las máquinas que emplean ban--
das deberan contar con alguna provisión, ya --
sea flechas móviles o poleas removibles o sec

CARACTERISTICAS

COMPARACION CON CADENAS
Y ENGRANAJES

DESCRIPCION Y CUALIDA--
DES DE LAS BANDAS TIPI--
CAS

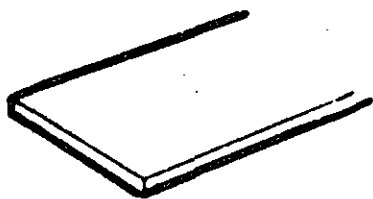
BANDAS UTINARIAS
O CERRADAS

cionadas para permitir el cambio de bñdñ. Los tipos antiguos de bandas, algunas en uso todavñ, eran del tipo abierto, con algñn dispositivo para cerrarlas, de modo que esto permitña su cambio sin alterar la mñquina sobre la que se montaban. Este tipo de banda, presenta la desventaja de no poder transmitir tanta potencia como el tipo unitario o cerrado.

BANDAS ABIERTAS

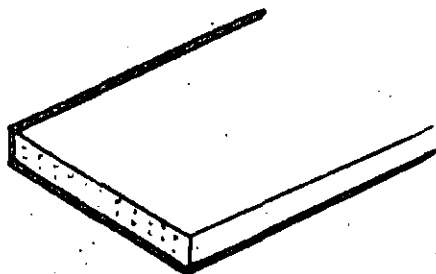
La figura 1 muestra en forma esquemática la construcción de los tipos mñs comunes de bandas y presenta resumidas sus principales cualidades.

BANDA TIPO LISTON



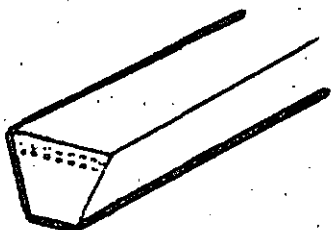
Usada para cargas ligeras y altas velocidades en mñquinas de oficinas, aparatos reproductores de discos, cintas y cassette e instrumentos de laboratorio. Su sección delgada, minimiza la generación de calor y permite el uso de poleas muy pequeñas.

BANDA PLANA



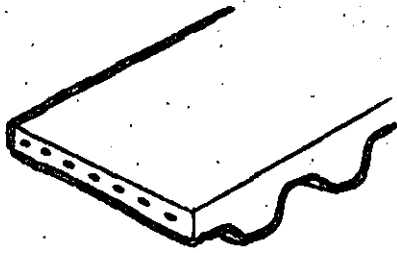
La mñs flexible de las bandas usadas para transmitir potencia. Pueden usarse como poleas pequeñas y en arreglos de serpiente. Su eficiencia de transmisión aumenta con su velocidad de operación.

BANDAS "V"



Muy resistentes al patinaje capaces de transmitir altas potencias. No tan flexibles como las bandas planas.

BANDAS SINCRONAS



Transmisión positiva, sin deslizamiento. Pueden usarse para sincronizar con precisión y para propósitos de poner a tiempo - mecanismos giratorios, capaces de transmitir en una amplia gama de velocidades y potencias disponibles en espesores grueso y delgado.

Figura 1.1 CONSTRUCCION Y CARACTERISTICAS DE LAS BANDAS TIPICAS PARA TRANSMITIR POTENCIA

1.2 TRANSMISIONES POR BANDAS PLANAS.

Las bandas planas, en su versión, de cuero, sirvieron como base para el desarrollo de la tecnología actual en esta forma de transmisión de potencia, y su empleo se remonta a los días de la revolución industrial. Dichas bandas son capaces de transmitir grandes potencias-hasta 375 - KW (500 HP) - cuando se emplean bandas anchas y poleas grandes. Tales transmisiones son muy estorbosas y en general las bandas planas han sido desplazadas como medios de transmisión de potencia por las bandas "V" sin embargo siguen empleándose donde el tamaño de la transmisión no es un problema, ya que cuestan menos y son más durables que las bandas V. No obstante su principal aplicación está en mandos que operan a altas velocidades y bajas cargas.

GENERALIDADES

APLICACIONES

Para una capacidad de transmisión dada, siempre será más compacta una banda "V" que una plana. Pero la banda plana, en virtud de su delgada -- sección transversal, puede flexionarse más, trabaja más fría y con mayor duración especialmente alrededor de poleas pequeñas.

COMPARACION CON LAS BANDAS "V"

Mientras que las bandas "V" aprovechan la acción de acúñamiento entre la banda y la polea, para obtener su fuerza tractiva, las bandas planas dependen de la tensión que se les dé entre las poleas. Así pues las bandas planas "ruedan" más fácilmente pero tienden a resbalar más, especialmente en los rangos medios de velocidad, adicionalmente la gran tensión que requieren desgasta con rapidez los apoyos de las flechas sobre las que se montan.

1.3 BANDAS PLANAS DE USO INDUSTRIAL.

1.3.1 BANDAS PLANAS SIMPLES.

Ofrecen un medio simple y de bajo costo para transmitir potencia superior a las bandas "V" para usarse sobre poleas de diámetro pequeño, o para operar a velocidades altas.

Pueden hacer funcionar mandos de serpentín con ambos lados de la banda. No ofrecen el agarre de las bandas "V", y por lo tanto no pueden transmitir tan altos pares y tienden a resbalar más que aquellas, sobre todo a baja velocidad.

Las bandas planas se fabrican principalmente en dos tipos: Las "reforzadas" y las "no reforzadas" excepción hecha de las bandas de cuero, el tipo reforzado es el único capaz de transmitir una cantidad considerable de potencia. (Fig. 1.2)

El tipo de banda "no reforzada" está compuesta simplemente de una tira de hule que se instala tensa entre dos poleas.

PRINCIPIOS DE OPERACION BANDAS "V", BANDAS PLANAS

CARACTERISTICAS

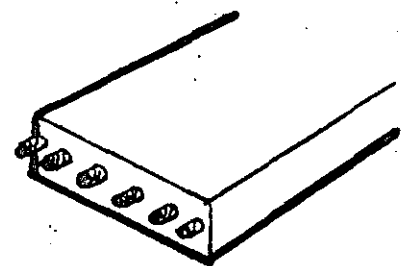


Fig. 1.2 BANDA PLANA.

BANDAS PLANAS REFORZADAS Y NO REFORZADAS

BANDAS PLANAS NO REFORZADAS

Por lo anterior, se deduce que su aplicación principal está en flechas con distancias entre centros fijas. Estas bandas só lo se emplean para transmitir bajas potencias a bajas velocidades.

Las bandas reforzadas, en contraste, están concebidas para usos más rudos, y pueden transmitir hasta 375 KW (500 H.P.)- y operar a velocidades hasta de 50 m/s 10 000 (pies/min).

Existen bandas planas unitarias o cerradas y abiertas o en tiras, que se cortan a la medida. Las bandas unitarias ofrecen la ventaja de no presentar un punto débil y operan más uniformemente.

El tipo más resistente de las bandas planas reforzadas consiste de un tejido recubierto con material ahulado. Más información acerca de los materiales empleados para construir las bandas planas será en la sección.

1.3.2 BANDAS PLANAS RANURADAS O DE COSTILLAS.

Básicamente iguales a las bandas planas reforzadas, incorporan en su parte inferior, una superficie ranurada o con costillas.

Las ranuras incrementan la fuerza de agarrre, por lo que este tipo de bandas requiere menos tensión que las bandas planas, pero más que las bandas "V" (fig. 1.3)

Las bandas planas ranuradas son mas eficientes que las planas y en ocasiones aun más que las bandas V.

las bandas planas ranuradas requieren po-

BANDAS PLANAS REFORZADAS

BANDAS PLANAS UNITARIAS Y ABIERTAS



Fig. 1.3 BANDA PLANA
RANURADA O DE COSTI-
LLAS.

leas con ranuras que embonen con las suyas. Este arreglo aumenta el área superficial en contacto y por lo tanto incrementa la fuerza tractiva. La sección transversal de estas bandas es muy delgada, por lo que se mi
nimizan las perdidas por flexión y el calen
tamiento.

Las características mencionadas son particularmente atractivas cuando la transmisión demanda poleas pequeñas. Estas bandas pueden trabajar en transmisiones operando sobre el plano vertical y con ejes cruzados. En algunos casos se han empleado con éxito en mandos de serpentín.

La capacidad de transmisión de potencia de estas bandas aumenta con su ancho y sólo una banda puede usarse por mando. No se recomienda usarlas cuando las superficies ranuradas rozaran entre sí, como en los mandos de inversión de movimiento a 180°.

Las secciones se clasifican con las letras J, L, M, H y K, las dos últimas para aplicaciones automotrices.

1.3.3 BANDAS TIPO LISTON.

Frecuentemente clasificadas como bandas planas, forman en realidad un grupo aparte. Consisten de una película delgada de plástico o hule, de sólo algunas décimas de milímetro de espesor. Muy usadas para transmitir bajas potencias en altas velocidades, donde ofrecen altas eficiencias y larga vida (Fig. 1.4)

APLICACIONES

CAPACIDAD DE TRANSMISION



Fig. 1.4 BANDA TIPO LISTON.

Su espesor varía ente 0.127 mm y 0.38 mm ofrecen altas eficiencias, del orden de un 98%, larga vida, en ocasiones superior a 30 millones de ciclos y gran confiabilidad para aplicaciones donde se transmiten basos - pares en altas velocidades, con potencias - hasta de 7.5 KW (10 HP). Encuentran su principal aplicación en las grabadoras de - sonidos, máquinas para oficina y otros ser- vicios similares.

Los dos materiales más empleados para cons- truirlos son el poliester y el polidamide. El poliester es más barato y tiene un lími- te de resistencia a la fatiga de aproximada- mente 10^7 ciclos. El polidamide cuesta de 5 a 20 veces más y por ello el poliester es el material más empleado para construir es- tas bandas.

1.3.4 BANDAS SINCRONAS O DENTADAS.

Contienen dientes uniformemente espaciados en su cara interior que se acoplan con las ranuras practicadas en las poleas, para pro- ducir un mando positivo y sin deslizamiento, parecido al de las cadenas. Son el tipo de banda que requiere menor tensión inicial pa- ra operar, al mismo tiempo que ofrecen la - más alta eficiencia.

Las bandas sincronas son más costosas que - las bandas estandar, pero ofrecen las venta- jas de un mando por cadenas o engranajes y a la suavidad, uniformidad y silenciosa ope- ración de una banda (Fig. 1.5)

ESPESORES Y CARACTE-
RISTICAS FUNCIONALES

APLICACIONES
TIPICAS

MATERIALES CON QUE
SE CONSTRUYEN

DESCRIPCION Y CARAC-
TERISTICAS FUNCIONA-
LES

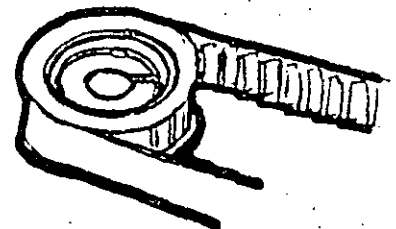


FIG. 1.5 BANDA
SINCRONA O DENTADA
Y SU POLEA

Las versiones comerciales pueden transmitir hasta 400 KW (540 HP) y operar a velocidades de hasta 80 (m/s) (1600 (pies/min)). Se emplean frecuentemente para sustituir cadenas y engranajes, con la consecuente reducción de ruido y eliminando la necesidad de baño y sistemas de lubricación. Especialmente recomendadas en mandos que requieran altas eficiencias y velocidad de sincronización uniforme.

Las bandas dentadas están reforzadas con cuerdas de acero o fibra de vidrio y los dientes están moldeados en neopreno y recubiertos con una capa de tejido de nylon.

Existen dos tipos de perfiles disponibles en el mercado, el trapezoidal y el semiesférico. El trapezoidal fue el primero que se empleó, pero el tipo semiesférico presenta mayor capacidad de transmisión de potencia y su uso se ha extendido por esta razón.

(Fig. 1.6)

El paso de una banda indica el espaciamiento que existe entre dos dientes consecutivos y está clasificado como se muestra en la tabla 1.1 y Fig. 1.7.

La máxima relación de transmisión recomendable que puede alcanzarse con bandas dentadas es 8.5:1

CAPACIDAD DE
TRANSMISION Y
APLICACIONES MAS
VENTAJOSAS

MATERIALES CON QUE
SE CONSTRUYEN



PERFIL TRAPEZOIDAL



PERFIL SEMIESFERICO

FIG. 1.6 PERFILES
DE LAS BANDAS SINCRONAS

TABLA 1.1. CLASIFICACION DE LAS BANDAS SÍNCRONAS

PERFIL TRAPEZOIDAL.

PASO (Plg)	CLASIFICACION	TIPO DE SERVICIO	ANCHOS DISPONIBLES
1/5	XL	EXTRA LIGERO	0.25 y 0.50 (Plg)
3/8	L	LIGERO	0.50, 0.75 y 1.00 (Plg)
1/2	4	PESADO	0.75, 1, 1.50, 2 y 3 (Plg)
7/8	XH	EXTRA PESADO	2, 3 y 4 (Plg)
1 1/4	XXH	DOBLE EXTRA PESADO	2, 3, 4, y 5 (Plg)

PERFIL SEMIESFERICO.

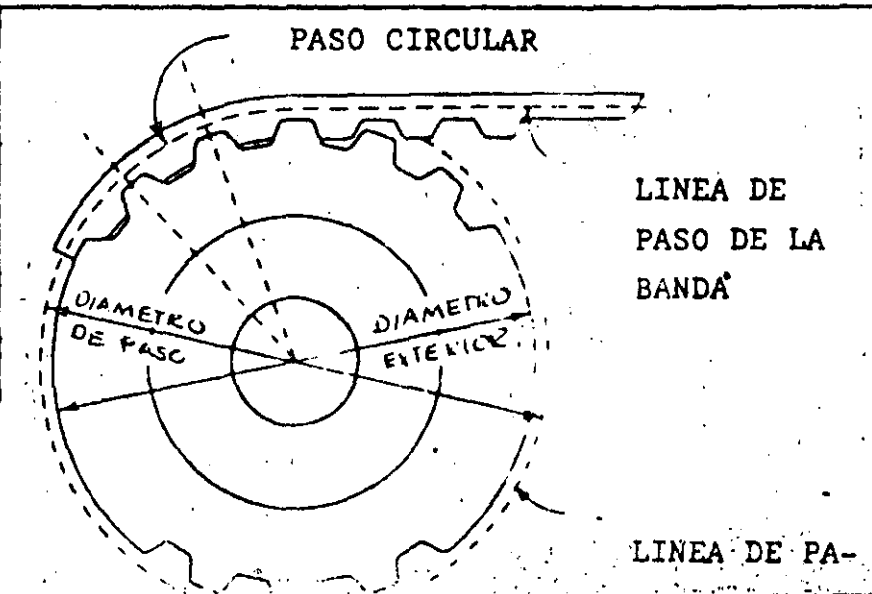
PASO (mm)	CLASIFICACION	TIPO DE SERVICIO	ANCHOS DISPONIBLES
8.0 (mm)	8 M	LIGERO Y PESADO	20, 30, 50 y 85 (mm)
14.0 (mm)	14 M	PESADO Y EXTRAPESADO	40, 55, 85, 115 y 170 (mm)

Las bandas dentadas pueden aplicarse en muchos campos, siendo algunos de ellos: Máquinas Herramientas, maquinaria para impresión, maquinaria textil, compresores, aparatos domésticos y

APLICACIONES TÍPICAS

equipo para oficina, tales como copiadoras, sumadoras, máquinas de escribir etc.

Fig. 1.7
DIMENSIONES PRINCIPALES EN UNA TRANSMISION POR BANDAS DENTADAS.



1.3.5 POLEAS PARA BANDAS PLANAS.

Las poleas para bandas planas deben disponer de algún medio para asegurar la operación de la transmisión sin que la banda se salga de ellas. Esto puede lograrse, - abolibando la parte central de la polea_ o poniendo flancos en la polea plana.

Las poleas abombadas son las más empleadas. El aumento de diámetro debe limitarse para no inducir esfuerzos demasiados grandes en la parte central de la banda, el máximo abombado recomendable es de -- 3.2 (mm) (1/8 (Plg)). (ver figura 1.8)

El abombado debe ser menor para poleas en que se monten bandas construidas con refuerzo de cuerdas ahuladas, ya que éstas no permiten alargamientos considerables. Para poleas con esta aplicación y de hasta 250 mm de diámetro 1 mm de abombamiento resulta suficiente.

Las poleas con flancos, se usan en transmisiones en las que resulta difícil mantener la banda montada, tal como en los mandos cruzados o semicruzados

El flanco (figura 1.9) será menor cuando se empleen bandas de cables o cuerdas ahuladas, sobre todo cuando estas sean de -- acero o fibra de vidrio.

Para bandas de hasta 150 (mm) (6(Plg)) de ancho, las poleas deberán ser al menos -- 25 (mm), (1 (Plg)) más anchas. Con bandas de anchos superiores a los 150 (mm)(6(Pulg),

POLEAS BISELADAS Y ABOMBADAS

ABOMBAMIENTO

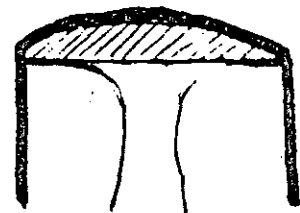


FIG. 1.8 SECCION DE UNA POLEA ABOMBADA

FLANCO

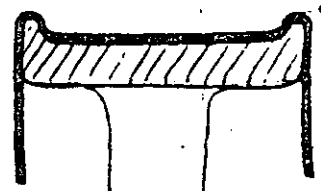


FIG. 1.9 SECCION DE UNA POLEA CON FLANCOS

ANCHO DE LAS POLEAS

se deben dejar las poleas 50 (mm) (2(Plg)) más anchas. Esto no debe tomarse como una regla inflexible, pues con transmisiones perfectamente alineadas, las poleas pueden ser del mismo ancho de la banda.

ANCHO DE LAS POLEAS

Las poleas para las bandas ranuradas deben ser las adecuadas al tipo de banda particular que se emplee. Las poleas para bandas dentadas no pueden abombarse, así que en una transmisión por bandas dentadas, al menos una de las poleas debe tener biseles para mantener apropiadamente alineada la banda.

Las poleas se fabrican de acero, de fundición de hierro, de madera, de anillos de madera unidos a cubos de fundición y de papel comprimido.

MATERIALES EMPLEADOS PARA CONSTRUIR LAS POLEAS

Es importante balancear las poleas a la velocidad de operación esperada. Los esfuerzos en la llanta exterior deben mantenerse en un nivel aceptable, para lo cual se limita su velocidad perimetral. La tabla 5.2 enlista las velocidades perimetrales máximas para los materiales más comunes. La tabla 5.5 ofrece los valores de los coeficientes de fricción que se obtienen de las combinaciones de materiales en la banda y la polea.

Tabla 1.2 VELOCIDADES PERIMETRALES LIMITE PARA POLEAS PLANAS

MATERIAL	V _{máx} (m/s)	V _{máx} (pies/min)
FUNDICION DE HIERRO	18-23	3500-4500
ACERO	20-28	4000-5500
MADERA	25-80	5000-6000
MADERA Y FUNDICION	40-50	8000-10000
PAPEL O FIBRAS COM PRIMIDAS.	40-50	8000-10000

TABLA 1.3 COEFICIENTES DE FRICCION PARA TRANSMISIONES POR BANDA PLANA.		
MATERIAL DE LA POLEA.	MATERIAL DE LA BANDA	COEFICIENTE DE FRICCION
FUNDICION O ACERO	CUERO	0.40
FUNDICION O ACERO	LONA O CUERDAS AHULADAS.	0.25
PAPEL O MADERA	CUERO	0.50
PAPEL O MADERA	LONA O CUERDAS AHULADAS	0.40
CUALQUIER MATERIAL EN AMBIENTE HUMEDO O GRASOSO	CUALQUIER MATERIAL	0.10-0.20

1.4 BANDAS "V" - GENERALIDADES -

El tamaño de las bandas "V" se establece en base a las normas ANSI (American National - STANDARDS INSTITUTE), RMA (Rueber Manufactu-- rexs Association) y las MPTA (Mechanical Po-- wer Transmission Association).

También se construyen para cubrir al-- gunas especificaciones especiales, como las impuestas por la industria automotriz a tra-- vés de las normas SAE (Society De Automoti-- ve Engineers), lo mismo que las marcadas -- por las grandes compañías manufactureras y que se enlistan con los estándares OEM (Ori-- ginal Equipment Manufacturer).

Las bandas "V" generalmente operan a veloci-- dades entre 7.5 y 35 (m/s) (1500 y 6500 -- (pies/min). La velocidad correspondiente a la capacidad máxima de transmisión, depende de la banda particular de que se trate.

La fuerza centrífuga se convierte en una --

NORMALIZACION DE LA
DIMENSIONES DE UNA
BANDA "V"

FACTOR VELOCIDAD

consideración de importancia en altas velocidades. Nuevamente, la velocidad límite de -- operación depende de la banda. Por ejemplo , los vehículos para nieve y otros vehículos - recreativos cuentan con bandas diseñadas para operar a más de 75 (m/s) (15000(Pies/min)).

OPERACION
EN ALTAS
VELOCIDADES

A velocidades por debajo de 2(m/s) (1000 - (Pies/min). El costo inicial de una transmisión por bandas "V" puede exceder el de las cadenas o engranajes, debido a que a bajas - velocidades las bandas "V" pierden gran parte de su efectividad. Sin embargo, el poco mantenimiento que requieren y su larga vida cuando se operan a estas velocidades hacen - que valga la pena estudiar la posibilidad de emplearlas en estas condiciones. Muchas -- transmisiones por banda operan exitosamente a velocidades tan bajas como 0.5 (m/s) (100 (Pies/min)).

OPERACION
EN BAJAS
VELOCIDADES

la eficiencia de una transmisión por banda - "V" está normalmente por encima del 95%, pero puede variar típicamente entre 90% y 98%. Teóricamente la relación de transmisión no - debería tener ninguna influencia sobre la -- eficiencia de la transmisión, sin embargo, - la eficiencia tiende a bajar con el aumento de la relación de transmisión. No obstante, esto puede atribuirse a varios factores, tales como la dificultad para tensar adecuadamente la banda y otros, más que a la influencia directa de la relación de transmisión.

EFICIENCIA
DE UNA TRANSMISION
POR BANDA "V"

Aún bajo condiciones ideales de operación, - las bandas "V" presentan algún resbalamiento, y por esta razón no deben ser utilizadas en aplicaciones que requieran sincronización.

LAS BANDAS "V"
SIEMPRE PRESENTAN
RESBALAMIENTO

La tensión inicial de la banda, es de gran importancia para que la transmisión opere con altas eficiencias y larga vida de servicio. Una tensión insuficiente provocará un resbalamiento excesivo e ineficiencia. Demasiada tensión ocasionará un desgaste prematuro. Lo anterior no quiere decir que las bandas requieran atención continua; una transmisión apropiadamente instalada, operará sin problemas hasta por varios meses.

TENSION EN LA BANDA
Y SU EFECTO SOBRE
LA OPERACION DE LA
TRANSMISION

Las bandas "V" están diseñadas para operar a temperatura ambiente. A temperaturas por encima de 80° y por debajo de 20°C la vida de la transmisión disminuye notablemente. Sin embargo, se construyen bandas especialmente diseñadas para trabajar sin problemas a temperaturas extremas, tales como - 50°C.

TEMPERATURA
DE OPERACION

1.5 CODIGO DE IDENTIFICACION DIMENSIONAL Y TERMINOLOGIA DE LAS BANDAS "V".

El tamaño de las bandas "V" se especifica mediante un código de identificación dimensional que consiste de varios símbolos representando la sección transversal de la banda seguida de su longitud, para las bandas V clásicas y las de trabajo ligero el largo se da directamente en pulgadas, mientras que en las de sección angosta se da en décimos de pulgada. Algunos ejemplos se dan en seguida.

SIGNIFICADO
DEL CODIGO:
SECCION +
LONGITUD TOTAL

TIPO	CODIGO	SECCION	LONGITUD
CLASICO	B 90	B	90 (Plg)
SECCION ANGOSTA	5V1400	5V	140 (Plg)
TRABAJO LIGERO	2L080	2L	20 (Plg)

TABLA 1.4 EJEMPLOS DE IDENTIFICACION DIMENSIONAL

La figura (1.10) ilustra una sección transversal típica en una banda V, y en ella se presenta la terminología de las mismas.

La capacidad de transmisión de una banda V está dada por las cuerdas de refuerzo, que normalmente están hechas de nylon, rayon, de otros polímeros de acero o de fibra de vidrio, estas cuerdas generalmente se encuentran enbebidas en hule suave que forma la sección de amortiguamiento. El resto de la banda es de hule duro y la sección entera está envuelta en una cuerbierta de algún tejido resistente a la abrasión.

Al flexionarse la banda sobre la polea, el plano dentro de la banda es aquel que no cambia en longitud. A la línea que este plano forma en su intersección con un plano transversal al eje de rotación de la polea, se le llama línea de paso y determina el diámetro de paso o diámetro "efectivo" de transmisión que a su vez determina la relación de transmisión y el par a transmitir (fig. 1.10)

La figura (1.11) muestra comparativamente las distintas secciones de bandas y disponibles, así como la forma en que se les designa en el código de identificación.

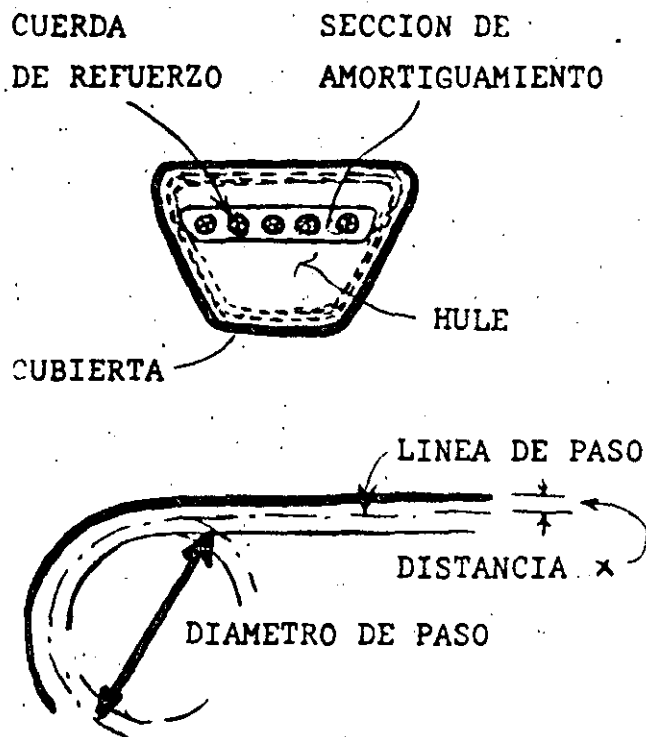
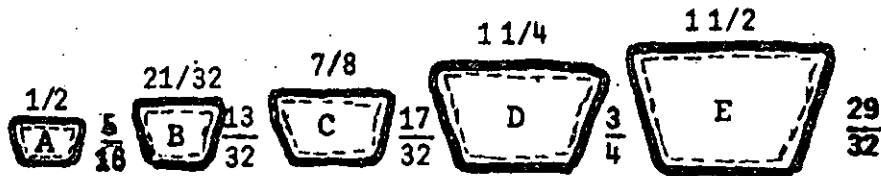


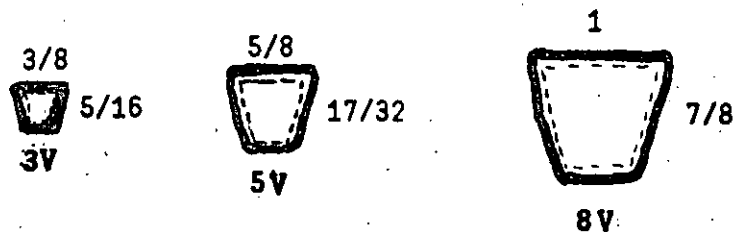
FIG. 1.10 TERMINOLOGIA EMPLEADA EN LAS TRANSMISIONES POR BANDAS "V".

SECCIONES TRANSVERSALES ESTANDAR.

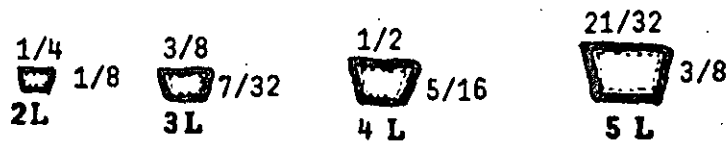
BANDAS CLASICAS. (TRABAJO PESADO)



BANDAS DE SECCION ANGOSTA. (TRABAJO PESADO)



BANDAS DE TRABAJO LIGERO



Acotaciones en plg.

1.11 SECCIONES TIPICAS DE LAS BANDAS V.

Las bandas se fabrican para trabajo pesado y ligero. Las bandas para trabajo pesado se construyen en secciones clásica y angosta. Las de trabajo ligero transmiten solamente potencias fraccionarias. Existe otro tipo de bandas, construidas exprofeso para transmisiones variables (ver la figura 1.21), cuyas secciones se designan con las letras P, Q, R, T y W, y cuyos anchos van de 7/8 (Plg) a 2 3/4 (Plg).

Las bandas para equipo agrícola tienen las mismas secciones que las clásicas y se distinguen de éstas anteponiendo una letra H a la designación de la sección. Difieren de las clásicas principalmente en principios constructivos.

Las bandas automotrices se clasifican en seis categorías de acuerdo a -- las normas SAE, cuyos anchos en la parte superior son 0.380, 0.500, 11/16 3/4, 7/8 y 1 pulgada. Las dos secciones más pequeñas son las más empleadas y tienen alta capacidad de transmisión.

1.6 BANDAS "V" DE USO INDUSTRIAL

1.6.1 BANDAS CLASICAS

Normalmente usadas donde los requisitos de potencia demandan más de una banda, y por eso son llamadas bandas múltiples frecuentemente se construyen con una o más capas de cuerdas de refuerzo (Figura 1.8) que se encuentran embebidas en una sección de hule suave. Las bandas con una sola capa de cuerdas son idóneas para transmisiones de alta velocidad, distancia entre centros -- cortas y poleas pequeñas.

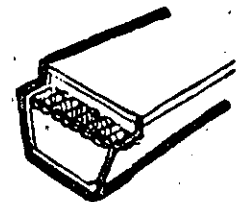


FIG. 1.12 BANDA V CLASICA

1.6.2 BANDAS CLASICAS REFORZADAS, (SUPER)

De construcción similar a las clásicas, pero (fig. 1.13) hechas de materiales más resistentes, por lo que tienen aproximadamente un 30% más de capacidad de transmisión, algunas de éstas se construyen con muescas en la parte interior de la banda para ofrecer adicionalmente las ventajas de las bandas y corrugadas.

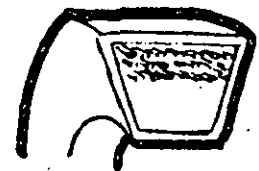


FIG. 1.13 BANDA V CLASICA REFORZADA (SUPER).

1.6.3 BANDAS "V" RANURADAS

Más flexibles que las bandas estandar, pueden usarse con poleas más pequeñas. Generalmente hechas sin cubierta (construcción de bordes descubiertos). Pueden llegar a ser ruidosas si operan en altas velocidades. (Fig. 1.20)



FIG. 1.14 BANDA V

1.6.4 BANDAS CLASICAS ABIERTAS.

46

Esta variación de las bandas clásicas ofrece la ventaja de poderse cortar a la medida requerida y unirse mediante conexiones especiales. Tienen una construcción interna que permite la fijación de las conexiones. No contiene cuerdas de refuerzo tan resistentes, por lo que su capacidad de transmisión está limitada. Su velocidad máxima de operación es de 20 (m/s (400(pies/min))). (Fig. 1.15)



FIG. 1.15 EMPALME DE UNA BANDA CLASICA ABIERTA.

1.6.5 BANDAS "V" DE ESLABONES.

Empleadas para los mismos propósitos que las bandas abiertas; pueden ajustarse al tamaño requerido sin necesidad de desensamblar la máquina. presentan sobre las bandas abiertas la ventaja de una operación sin vibración, ya que su construcción de eslabones inhibe esta posibilidad ya que la densidad es uniforme. Las bandas de eslabones de alta capacidad de transmisión se designan por la letra T. Existen secciones TE y TD. Este tipo de banda tiende a alargarse hasta que los eslabones alcanzan su posición de equilibrio. (Fig. 1.16)



FIG. 1.16 BANDA V DE ESLABONES

1.6.6 BANDAS DOBLE V.

Usadas en mandos de serpentín que involucran inversión de movimiento, o donde la potencia deba transmitirse por ambos lados de la banda. Esencialmente se trata de dos bandas clásicas pegadas "espalda" con "espalda". Se designan mediante la doble letra correspondiente a la sección. (AA, BB, etc) (Fig. 1.17)

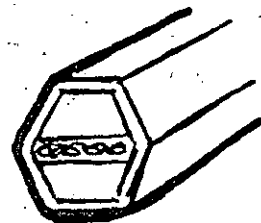


FIG. 1.17 BANDA DOBLE V.

1.6.7 BANDAS DE SECCION ANGOSTA .

Tienen en general la misma construcción que las bandas clásicas, pero su sección angosta le permite un mayor acuíñamiento sobre la polea por lo que puede transmitir mayor carga que aquéllas. Pueden transmitir mayor potencia que las estancas para una velocidad dada. Pueden reducir el tamaño de una transmisión hast a un 50%, para una potencia dada. Pueden operar a velocidades de hasta 32.5 (m/s) (6500 (Pies/min)) sin requerir el balanceo dinámico de las poleas. Tres secciones estandarizadas cubren el mismo rango de potencias que las cinco secciones clásicas. (Fig. 1.18)



FIG. 1.18 BANDA DE SECCION ANGOSTA.

1.6.8 BANDAS "V" ENSAMPLADAS O MULTIPLES

Consisten de dos o más bandas convensionales fabricadas juntas. Reducen la vibración lateral y los problemas de estabilidad en transmisiones que incluyen múltiples bandas. (Fig. 1.19)



FIG. 1.19 BANDAS V ENSAMBLADAS O MULTIPLES

1.6.9 BANDAS V DE TRABAJO LIGERO.

Estan clasificadas en secciones 2L, 3L, 4L, 5L. Son similares en apariencia a las bandas clásicas. Tienen una sola capa de cuerdas de refuerzo embebidas en hule suave y cubiertas con una capa sencilla de tejido. Pueden flexionarse sobre poleas pequeñas sin sobrecalentamientos o sufrir grandes esfuerzos de flexión. Apropiadadas para transmitir potencias fraccionarias, en aplicaciones requiriendo una sola banda.

1.6.10 BANDAS "V" DE ANGULO OBTUSO.

Minimiza las pérdidas por fricción y resiste mejor que las bandas clásicas el efecto del paso del tiempo. Como cuenta con un ángulo obtuso en la V, el acúñamiento sobre la polea es menor, pero incrementa el efecto de las cuerdas de refuerzo. La pérdida de fricción ocasionadas por el reducido efecto de acúñamiento, es compensado por las propiedades del poliuretano con que se construyen. Sus aplicaciones van desde potencias fraccionarias en máquinas para oficina, hasta usos automotrices e industriales ligeros. Operan sobre poleas tan pequeñas como 17/(mm) (0.67 (Plg)) de diámetro a velocidades que superan los 50 (m/s) (10 000(pies/min)). Están clasificadas en cuatro secciones cuyas dimensiones se dan en sistema métrico y que son 3M, 5M, 7M y 11M. (Fig. 1.20)



FIG.1.20 BANDA V DE ANGULO OBTUSO

1.6.11 BANDAS V PARA TRANSMISIONES VARIABLES.

Son bandas construidas específicamente para mandos de velocidad variable, en las que la banda corre lo mismo en el fondo que en el borde exterior de una polea ajustable, dependiendo de la apertura que se dé a dicha polea. Tienen una sección delgada pero de gran rigidez transversal y capacidad de operar sobre poleas de diámetros reducidos. No debe confundirse este tipo de mando con el de pasos variables en el que la transmisión debe detenerse completamente para cambiar la relación de velocidad. Este último tipo de transmisión emplea bandas convencionales (1.21)



FIG. 1.21 BANDA PARA TRANSMISIONES DE VELOCIDAD VARIABLE

1.7 POLEAS RANURADAS PARA BANDAS "V".

La mayor parte de las poleas ranuradas para bandas V se hacen de hierro fundido y generalmente están limitadas a operar a velocidades por debajo de los 32.5 (m/s) (6500(Pies/min)) para bandas de sección angosta y 30(m/s) (6000(Pies / min)) para bandas clásicas, para servicio ligero, suelen construirse con placa de acero o aluminio estampada, plástico o fundición de aluminio o zinc. Las poleas de aluminio, placa o plástico deben usarse siguiendo las indicaciones del fabricante.

CONSTRUCCION

Las poleas se construyen con ranuras profundas o regulares. Las ranuras profundas se emplean cuando la banda debe entrar en la polea fuera del plano teórico de operación. (Transmisiones cruzadas y otras)

RANURAS REGULARES Y PROFUNDAS Y SU APLICACION

Algunas poleas se fabrican con cubo removible para facilitar su instalación y remoción. Las poleas se balancean estáticamente en la fábrica, pero aquellas que se usen a altas velocidades deben balancearse dinámicamente.

BALANCEO DE LAS POLEAS

1.8 DISEÑO DE UNA TRANSMISION POR BANDA "V".

1.8.1 ANALISIS DE FUERZAS

Las bandas "V" proporcionan una transmisión más compacta y eficiente que las bandas planas, no obstante que el costo inicial de éstas últimas es menor.

La figura 1.22 muestra una banda "V" asentada sobre la ranura de una polea, ilustrando su principio básico de operación. En este caso un efecto de acúñamiento se desarrolla al irse introduciendo la banda en la ranura. La parte su-

PRINCIPIO DE OPERACION

perior sufre tensión y la del fondo compresión al ser doblada la banda sobre la polea, ocasionando que los costados se abulten, pero los lados de la ranura de la polea restringen esta tendencia a abultarse, y causan un gran agarre entre la banda y la polea.

La ranura por sí misma está cortada de tal forma que la banda "V" trabaje suficientemente alto sobre ella, dejando un espacio libre entre el fondo de la banda y ella misma, para garantizar que el efecto de acuñamiento no se pierda, pues se perdería apreciablemente la capacidad de transmisión de potencia.

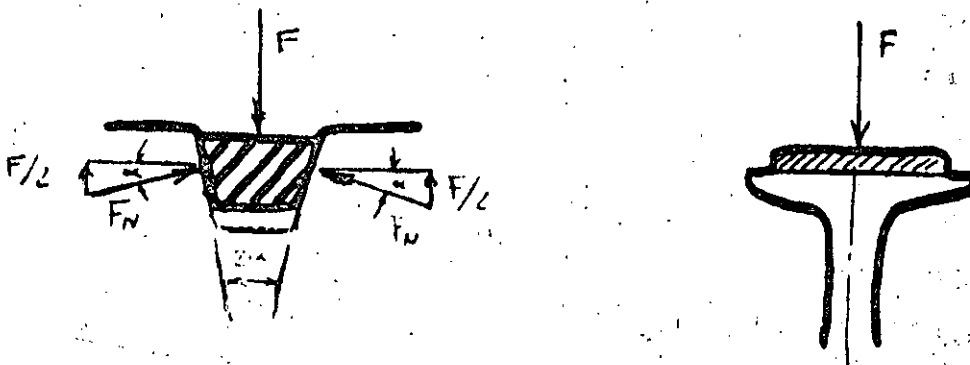


FIG. 1.22 FUERZAS ACTUANDO SOBRE (a) BANDAS "V" (b) BANDAS PLANAS

Con base en la figura 1.22 que muestra una banda "V" y una plana, sujetas a una fuerza radial F , se analizará la fuerza de fricción entre la banda y la polea en en cada caso.

Para la banda "V", la fuerza radial F , es contrarrestada por las paredes laterales de la ranura, y en este caso la fuerza normal está dada por

$$F_N = \frac{F/2}{\text{SEN } \alpha}$$

FUERZA NORMAL
SOBRE LOS COSTADOS
DE LAS BANDAS "V"

Donde α semiángulo de la ranura de la polea.

La fuerza de agarre o de fricción de la banda es igual a la fuerza normal multiplicada por el coeficiente de fricción, esto es

$$F_f = 2 F_N \mu$$

FUERZA DE
FRICCION

$$F_f = F \frac{\mu}{\text{SEN } \alpha} = F \mu'$$

FUERZA DE FRICCION
EN BANDAS "V"

Dónde $\mu' = \mu / \text{SEN } \alpha$ = coeficiente de fricción equivalente
y $\mu = 0.40$ en la generalidad de los casos.

Para la banda plana, la fuerza de agarre es --
igual a la fuerza radial multiplicada por el -
coeficiente de fricción,

$$F_f = F \mu$$

FUERZA DE FRICCION
EN BANDAS PLANAS

Comparando las ecuaciones y se vé que para to-
mar en cuenta el efecto de acuñaamiento, presen-
te en las bandas "V" es necesario tan sólo --
reemplazar μ por el coeficiente de fricción -
equivalente μ' en el análisis de fuerzas efec-
tuadas para las bandas planas.

COEFICIENTE DE FRICCION
EQUIVALENTE
 $\mu' = \mu / \text{SEN } \alpha$

Los ángulos de las ranuras dependen del diáme-
tro de la polea y son: $2\alpha = 34^\circ, 36^\circ$ y 38°

ANGULOS DE CONTACTO

Las bandas "V" estandar permiten la utiliza-
ción de una relación de tensiones mayor que --
con bandas planas, cuando menos tres veces más
grande, ésto afecta directamente a la magnitud
de la fuerza efectiva de tracción ($F_1 - F_2$) lo
cual repercute directamente en el par que es -
posible transmitir aumentándolo y reduce signi-
ficativamente la carga sobre la flecha ($F_1 + F_2$),
todo lo cual constituye un grupo importante de

VENTAJAS

ventajas las bandas "V" sobre las planas. Ventajas adicionales son: que se pueden usar a menores distancias entre centros y alcanzar mayores relaciones de transmisión, llegando a ser de hasta 6 a 1.

1.8.2 SELECCION DE LAS BANDAS "V"

Las compañías fabricantes de bandas publican manuales que deben ser considerados para la adecuada selección y uso de sus productos.

En esta sección se presentan datos y un procedimiento de selección, que se asemeja para sus productos. Puede usarse en ausencia de información especializada.

A fin de facilitar el procedimiento de diseño se incluyen algunas definiciones que se emplearán en su desarrollo.

POTENCIA DE DISEÑO. Es la potencia en KW o H.P. que se utiliza para calcular una transmisión.

POTENCIA NOMINAL. Es la potencia que se debe transmitir realmente.

DIAMETRO DE PASO. Es un diámetro intermedio, (Ni el exterior de la polea ni el interior de la ranura), en donde en teoría se realiza la transmisión.

El procedimiento de diseño incluye los siguientes pasos:

1) Se determina la potencia de diseño, multiplicando la potencia nominal por el factor de servicio (Factor F) tabulado en la tabla

CRITERIO DE
SELECCION

NOMENCLATURA

PROCEDIMIENTO DE
DISEÑO DE BANDAS
"V" CLASICAS

2) Se calcula la relación de velocidades con la siguiente ecuación:

RELACION DE VELOCIDADES

$$Z = \frac{\omega M}{\omega m}$$

3) Se selecciona la sección adecuada de la banda empleando la gama de potencias de la tabla 5.16

4) Se determina el diámetro de paso de la polea menor, de acuerdo a los datos de la tabla 5.16

5) Se determina el diámetro de paso de la polea mayor, multiplicando el diámetro de paso de la polea menor por la relación de velocidad.

DIAMETRO DE PASO DE LA POLEA MAYOR

$$D_p = Z d_p$$

6) Se selecciona o fija la distancia entre centros de las flechas de las máquinas (motriz e impulsada) y se encuentra la longitud de la banda con la siguiente ecuación.

I. TRANSMISIONES POR CADENA.

2.1 GENERALIDADES

Las cadenas constituyen uno de los tres grandes medios para transmitir potencia mecánicamente de una flecha a otra, los otros dos medios son los engranajes y las bandas. La principal ventaja de las cadenas y bandas sobre los engranajes, es que pueden ser usadas con distancias entre centros arbitrarias. Adicionalmente, comparadas con los engranajes resultan más económicas y simples de instalar.

VENTAJAS

Todos los medios de transmisión de potencia, pueden diseñarse para ofrecer una capacidad y vida específicas, pero bajo circunstancias similares, las cadenas no pueden igualar la capacidad y vida de los engranajes. Comparadas con las bandas, las cadenas ofrecen ciertas ventajas en duración y capacidad de transmisión, especialmente en ambientes adversos. Las cadenas permiten transmisiones positivas como una ventaja adicional.

Las cadenas pueden obtenerse en dos clases de precisión, que se definen con las clasificaciones de "precisas" y "no precisas". No existe una clara frontera entre estas dos clases, pero puede decirse de modo general, que las cadenas "no precisas", son aquellas que permiten un gran juego entre la rueda dentada y sus eslabones, y que no están diseñadas para operar con suavidad ni exactitud. En esta clase se encuentran las cadenas de los tipos: desarticulable, remachadas y soldadas de acero. Estas cadenas se emplean principalmente en aplicaciones que involucren bajas velocidades y potencia por debajo de los 40(KW) (50 (HP)).

Las cadenas de precisión están diseñadas para operar suave y seguramente en altas velocidades y con potencias hasta de 750(KW), (1000(HP.)). La más común de estas cadenas y la más empleada industrialmente, es la cadena de rodillos.

La estandarización de las dimensiones de las cadenas y sus capacidades de transmisión, está basada en las normas ANSI (AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE) y el criterio para determinar la capacidad de transmisión se esta-

COMPARACION CON BANDAS Y ENGRANAJES

CADENAS "PRECISAS" Y "NO PRECISAS"

CADENAS "NO PRECISAS"

CADENAS "PRECISAS"

NORMALIZACION

blece considerando que una cadena llegará primero a un estado de desgaste tal, que se brincarán las ruedas dentadas, antes de fallar por fractura.

2.2 CADENAS DE USO INDUSTRIAL.

2.2.1 CADENA DE BOLAS.

Es una cadena de baja capacidad de transmisión, usada generalmente para accionar a distancia sistemas de control, tales como los sintonizadores de televisión y los controles de aire acondicionado. Se emplean para transmitir potencias fraccionarias en máquinas calculadoras, de oficina y equipo de laboratorio. Se encuentran disponibles en diámetros de las esferas de $3/32$, $1/8$, $3/16$ $1/4$ de pulgada y están calculadas para cargas de 15, 25 40 y 75 libras. Fig. 2.1

TRANSMITEN BAJAS
POTENCIAS

TAMAÑOS Y CARGAS
TRANSMISIBLES

Existe una variante llamada cadena de bolas, que consiste en esferas de plástico moderadas formando un cordón flexible. Este tipo puede operar a mayor velocidad -- que el metálico, pero no puede -- transmitir tanta fuerza como éste. (Fig. 5.26)

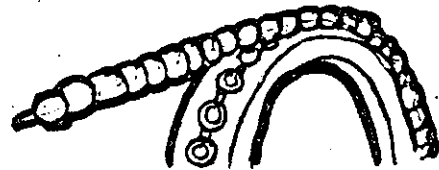


FIG. 2.1 REPRESENTACION
ESQUEMATICA DE UNA CADENA DE BOLAS.

2.2.2 CADENA DESARTICULABLE

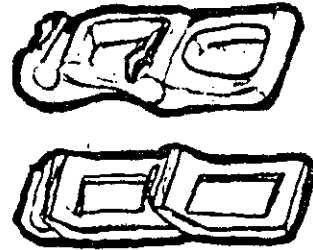
Es el tipo más ligero, simple y económico de todas las cadenas. Capáz de transmitir potencias hasta de 20(KW) (25(HP)) a velocidades hasta de 2(m/s) (350 Pies/min)), pero sin la suavidad de operación de las cadenas precisión no requiere lubricación y por lo --

CARACTERISTICAS

tanto es especialmente adecuada para operar donde los lubricantes pueden perder sus propiedades por temperaturas altas o bajas y donde el polvo o material en grano pudiera impregnar y saturar una cadena lubricada. Usada comunmente en maquinaria agrícola. (Fig. 5.27).

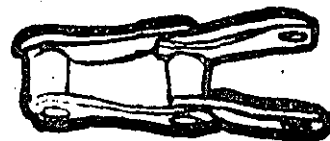
Se fabrica en fundición gris y en -- acero y están normalizadas por las -- normas 8 24-6 8 29-7 de la ANSI respectivamente. Fig. 2.2

56



2.2.3 CADENAS DE ACERO REMACHADAS Y SOLDADAS.

Adecuadas para servicios más severos que las cadenas desarticulables. Sus aplicaciones son básicamente las mismas que las de éstas. Fre -- cuentemente se diseñan para operar en las mismas ruedas dentadas de -- las cadenas desarticulables. Pueden transmitir 30(KW) (40(HP)) a 2.25 -- (m/s) (450 (Pies/min)). No requie-- ren lubricación. No son tan durables, ni operan con tanta suavidad como -- las cadenas de precisión, la cadena -- soldada es más robusta y durable que la remachada. (Fig. 1.23)



2.2.4 CADENA DE ESLABONES SENCILLOS.

La más económica de las cadenas de precisión. Mas costosa que la desarticulable, remachada o soldada, pero capaz de transmitir mayor carga (hasta -- 320(KW), (450 (HP)) . Y de operar a velocidades -- de hasta 12(m/s), (2400(Pies/min)) -- debido a su construcción "abierta", esta cadena tolera el polvo y mate-

riales que podrían perjudicar a una cadena de rodillos, y es más tolerante al desalineamiento y de flexión de los ejes donde se montan (Fig. 5.29) tiene una extraordinaria durabilidad y resistencia, por lo que se aplica frecuentemente en maquinaria para la construcción. Se usa comunmente como cadena de transporte en hornos de alta temperatura. Generalmente no ofrecen la capacidad de transmisión, no la velocidad de operación de una cadena de rodillos. Puede usarse a bajas velocidades sobre ruedas dentadas fundidas.



FIG. 2.4 CADENA DE ESLABONES SENCILLOS

CARACTERISTICAS FUNCIONALES

VENTAJAS

1.2.6 CADENA DE RODILLOS.

Es el tipo básico de cadena empleado en la industria. Capáz de transmitir hasta 480 (KW) (680 (HP)), en el tipo de cordón sencillo. Cuando se emplean cordones múltiples su capacidad aumenta considerablemente, llegando a poder transmitir hasta 1500 (KW) (2000 (HP)) en el tipo de 4 cordones. La precisión de su construcción le permite una operación eficiente, con bajas pérdidas y silenciosa. Su capacidad de transmisión está en función del método de lubricación empleado. Están normalizadas por los estándares ANSI B29-1 y la recomendación ISO 605. Pueden operar a velocidades hasta de 45.7(m/s) (9000(Pies/min)). Existen cadenas de rodillos autolubricadas, que tienen rodillos porosos de material sinterizado impregnado de aceite. Pueden operar transmitiendo las mismas cargas que una cadena de rodillos convencional.

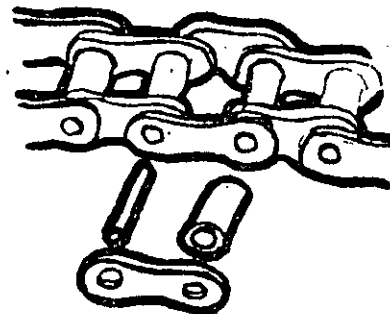


FIG. 2.5 CADENA DE RODILLOS Y SU NOMENCLATURA

pero sólo a bajas velocidades, tienen una duración intermedia entre las cadenas bien lubricadas y las no lubricadas.

(Fig. 2.5)

2.2.7 CADENA DE RODILLOS DE PASO DOBLE.

Diseñadas para servicios ligeros. Están fabricadas con la misma precisión que las cadenas de rodillos convencionales, sólo que el espaciamiento entre rodillos o "paso" es el doble que en ellas. La carga que pueden transmitir está limitada a 75 (KW) (100 (HP)) su principal aplicación está en operaciones que involucran grandes distancias entre centros. (Fig. 2.6)

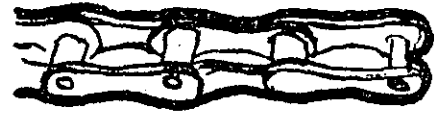


FIG. 2.6 CADENA DE RODILLOS DE PASO DOBLE

2.2.7 CADENA DE DIENTES INVERTIDOS O "SILENCIOSA".

Es un tipo de cadena muy caro, pero extraordinariamente suave, silencioso y confiable. Frecuentemente usado como toma de potencia en equipo de trabajo rudo y en algunos automóviles como cadena de distribución, también se emplea como cadena de sincronización en motores. Su capacidad de transmisión iguala a la de las cadenas de rodillos, sólo que pueden operar a máxima carga con la máxima velocidad, mientras que la de rodillos transmiten la carga máxima en velocidades bajas. (Fig. 2.7)

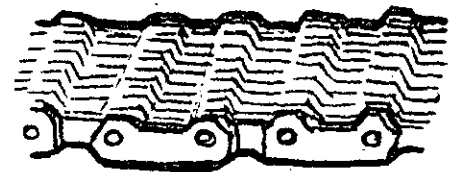


FIG. 2.7 CADENA SILENCIOSA

2.3 CONSIDERACIONES DE DISEÑO.

Los catálogos de los fabricantes, contienen la información y el procedimiento adecuados para seleccionar y especificar las transmi-

mo, en el caso de las cadenas desarticulables, remachadas o soldadas. Las cortadas con soplete tienen aplicación operando con cadenas "no precisas" a bajas velocidades. A bajas velocidades, incluso las cadenas de rodillos pueden funcionar con ruedas dentadas fundidas, aunque esto acorta su vida.

Las ruedas dentadas de plástico, no tienen la capacidad de carga de las metálicas, sin embargo como solo requieren mínima lubricación, tienen una amplia aceptación en la industria alimenticia y similares, en la que la higiene y la limpieza son esenciales. Las ruedas dentadas construidas con metales sinterizados son cada vez más populares utilizadas con cadenas de rodillos y transmisión de grandes potencias.

Algunos fabricantes ofrecen ruedas dentadas para propósitos específicos, tales como las que incorporan un perno-fusible, embragues para protección contra sobrecargas, así como otros dispositivos para aislar los choques y las sobrecargas.

La selección de una rueda dentada motriz grande, incrementa la velocidad de la cadena y permite transmitir mayor potencia dentro de los límites del par de arranque y espacio disponible.

Las relaciones de transmisión no deben exceder de 10:1 para cadenas de rodillos y de 6:1 para los otros tipos de cadenas. El ángulo de contacto en la rueda pequeña no debe ser menor de 120° . En caso de no poderse cumplir con estos requisitos, deberán emplearse dos pasos de reducción.

APLICACION DE LOS
DISTINTOS TIPOS DE
RUEDAS DENTADAS

RUEDAS FUNDIDAS Y
CORTADAS CON SOPLETE

RUEDAS DE PLASTICO
Y SINTERIZADAS

RUEDAS DENTADAS
ESPECIALES

INFLUENCIA DEL
TAMAÑO DE LA
RUEDA MOTRIZ

RELACIONES DE
TRANSMISION
ADMISIBLES

Para cadenas de rodillos operando a bajas velocidades, la rueda dentada menor deberá tener de 12 a 17 dientes como mínimo. En altas velocidades, el número mínimo de dientes deberá ser 25 dientes. Las ruedas dentadas para cadenas silenciosas pueden tener un mínimo de dientes de 17 pero 14 ó 21 dientes son mínimos más recomendables.

Los otros tipos de cadenas, que no son operadas a velocidades tan altas como las de rodillos o las silenciosas, pueden usar ruedas dentadas hasta de 6 dientes si las velocidades son bajas.

Idealmente, las transmisiones deben diseñarse para operar en un plano vertical, de modo que la fuerza de gravedad no tienda a desviar a la cadena del centro de las ruedas. La dirección de la transmisión debe ser tal, que mantenga "tenso" el ramal superior de la cadena.

La distancia entre los centros de las ruedas dentadas debe ser tal, que exceda la obtenida de sumar los radios externos de las ruedas a fin de evitar interferencias. Una buena regla es tener una distancia entre centros igual al diámetro de la rueda grande más la mitad del diámetro de la rueda pequeña.

$$C = D_o + \frac{d_o}{2}$$

Una recomendación adicional es asegurarse de que el ángulo de contacto de la cadena con la rueda pequeña sea al menos 120°.

Es muy importante permitir que el lado flojo de la cadena "cuelgue" lo suficiente, a fin de limitar la tensión catenaria que se ocasiona por el peso de la cadena. Toda transmisión debe poderse ajustar. Para obtener una vida lo más

NUMERO MINIMO DE
DIENTES EN LAS
RUEDAS DENTADAS

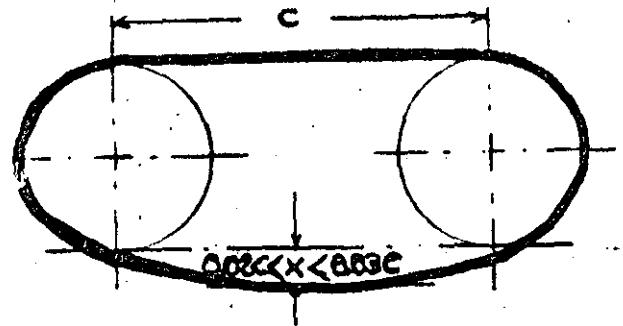
POSICION DE UNA
TRANSMISION

DISTANCIA ENTRE
CENTROS DE LAS
RUEDAS DENTADAS

TENSION INICIAL
EN LAS CADENAS

larga posible en la transmisión, la distancia que la cadena cuelgue (la flecha) debe ser de un 2% a un 3% de la distancia entre centros, distancia X en la figura 5.33.

FIG. 2.8 TEMPLADO DE LAS CADENAS DE RODILLO



Las cadenas se fabrican en pasos estandarizados, la tabla 5.19, ilustra los pasos y sus medidas. En el número de la cadena, el dígito de la derecha si es 5 indica que la cadena no tiene rodillos en cada perno, es decir que los pernos son sólidos, si es 1 indica cadena ligera y si es 0 se trata de una cadena de uso normal con rodillos sobre cada perno. El número a la izquierda es el número de octavos (1/8") de pulgada que hay entre cada centro de los eslabones. Así pues una cadena número 50, es una cadena de rodillos en la que la distancia entre el centro de los eslabones, es decir el paso es de 5/8".

SIGNIFICADO DE EL NUMERO DE IDENTIFICACION EN UNA CADENA DE RODILLOS

TABLA 2.1 PASOS ESTANDAR PARA CADENAS DE RODILLOS.

NUMERO DE LA CADENA	25	35	41	40	50	60	80	100	120	140	160	180	200	240
PASO(PLG)	1/4	3/8	1/2	1/2	5/8	3/4	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2	3
PASO(mm)	6.35	9.52	12.7	12.7	15.88	19.05	25.4	32.2	38.1	44.45	50.8	57.15	63.50	76.2

Las cadenas de rodillos se fabrican también formando ramales de dos y tres hileras, haciendo posible una transmisión compacta y efi

CADENAS DE ANCHO MULTIPLE

ciente. En los cálculos subsecuentes la potencia transmisible por una cadena sencilla, debe multiplicarse por 1.7 para considerar una doble y por 2.5 en le caso de emplear una triple. (Ver figura 5.30)

La relación de velocidades más alta recomendable es 6.1, pudiendo, llegar a 10.1 . Si la relación necesita ser más alta se deberán usar dos o más etapas de reducción, como se muestra en la figura 5.33.

REDUCCION
MAXIMA

Ej. Determinar las dimensiones de una transmisión por cadena de rodillos para mover los cepillos de una máquina barredora. La velocidad del eje motris es de 1900 RPM, La reducción requerida de 3 A 1, ($r=3$) y la distancia entre centros 60 cm.

Se emplea la ecuación 5.36 para hallar en forma tentativa el paso a emplear

FACTORES DE SERVICIO PARA CADENAS SENCILLAS					
La capacidad de cadenas múltiples es igual a la de las cadenas sencillas multiplicada por el factor de anchos múltiples.			FACTORES DE ANCHOS MULTIPLES		
TIPO DE CARGA IMPULSADA	TIPO DE POTENCIA DE ENTRADA			Número de anchos	Factor de anchos múltiples
	Máquina de combustión interna con transmisión hidráulica	Motor eléctrico o turbina	Máquina de combustión interna con transmisión mecánica		
Suave	1.0	1.0	1.2	2	1.7
Impacto moderado	1.2	1.3	1.4	3	2.5
Impacto alto	1.4	1.5	1.7	4	3.3

TABLA 2.2 FACTORES DE SERVICIO Y DE ANCHOS MULTIPLES.

NUMERO DE
ANCHOS.

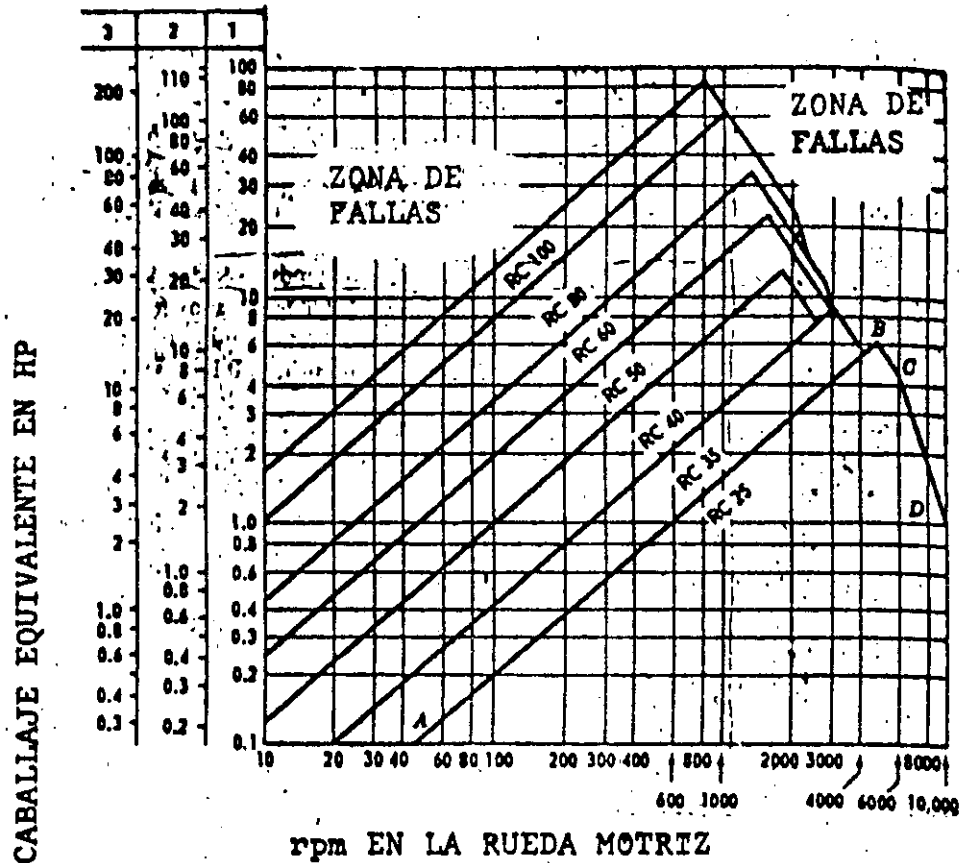


FIGURA 2.3

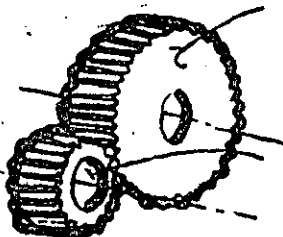
Capacidades de transmisión de potencia de cadenas de rodillos. Si el punto de operación cae por fuera del segmento BC, se tendrán fallas probables con los rodillos, y si se excede el segmento B D. La falla vendrá en los pernos. La vida esperada correspondiente a esta tabla es de 30000 hrs.

so histórico lento, son de dominio público y por lo tanto pueden mandarse a construir en cualquier taller mecánico regularmente equipado, sin embargo, hay otro tipo de engranajes que han sido desarrollados por compañías particulares y para emplearlos, hay que considerar que sólo ellas y algunos talleres conecionados por ellas, cuentan con el equipo para fabricarlos, entre estos engranajes están los siguientes: zerol, cavex, cone-drive, spid010, helicon, bevelid y otros.

Para ilustrar los tipos de engranajes que existen y su clasificación, se emplearan las siguientes figuras.

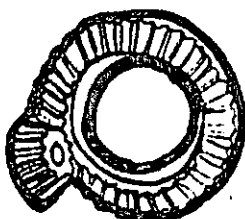
FIGURA 3.1

-Clasificación de los engranajes, de acuerdo a la posición de las flechas que conectan.



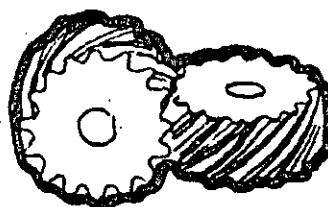
ENGRANAJES PARA FLECHAS PARALELAS

- Rectos
- Helicoidales
- Doble helicoidal
- Esqueleto de pes-
- cado.
- Plano centrico 5
- Mando armónico



ENGRANAJES PARA FLECHAS QUE SE INTERSECTAN

- conicos rectos
- conicos helicoidales
- zerol
- engranajes de corona



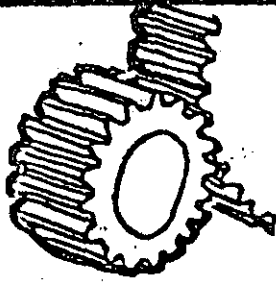
ENGRANAJES PARA FLECHAS QUE SE CRUZAN SIN INTERSECTARSE

- helicoidales cruzados
- de sinfin-corona
- de sinfin cavex
- de sinfin envolvente
- hipoidales
- espiroide
- helicon
- bevelid

El montaje entre ejes paralelos ofrece una operación silenciosa y más suave, debido a que se facilita la fabricación y montaje de los engranajes con alta precisión. Los engranajes para flechas cruzadas son generalmente más difíciles

de construir y de montar.

FIGURA 3.2 ENGRANAJES PARA FLECHAS PARALELAS

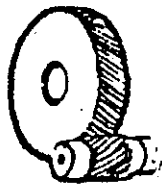


ENGRANAJES RECTOS

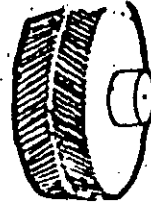
Es el tipo de engranajes más empleado. Sus dientes son rectos y paralelos al eje de giro.

Ventajas: Simplicidad, bajo costo, fácil de mantener y fabricar.

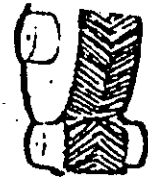
Desventajas: Tienen menor capacidad de transmisión y operan con más ruido que otros tipos de engranajes.



HELICOIDAL SIMPLE



DOBLE HELICOIDAL



ESQUELETO DE PESCADO (HERRINGBONE)

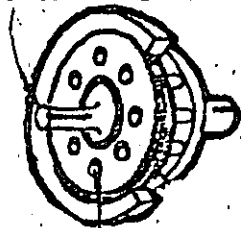
Ventajas: transmiten más carga que los engranajes rectos de dimensiones similares, y pueden operar más sencillamente y con más suavidad que ellos.

Desventajas: Son más costosos que los engranajes rectos; los engranajes helicoidales sencillos, inducen una componente axial (esta carga aumenta con el ángulo de la hélice) por lo que requieren cojinetes de apoyo axial en la flecha.

El de doble helicoidal elimina la componente axial pero es más caro.

El engranaje de esqueleto de pescado o herringbone, es similar al doble helicoidal, solo que no existe hueco entre ambas hileras de dientes. Es más difícil de fabricar con alta precisión. Ambos, el engranaje de doble helicoidal y el de esqueleto de pescado, funcionan bien con altas cargas por largos períodos de tiempo.

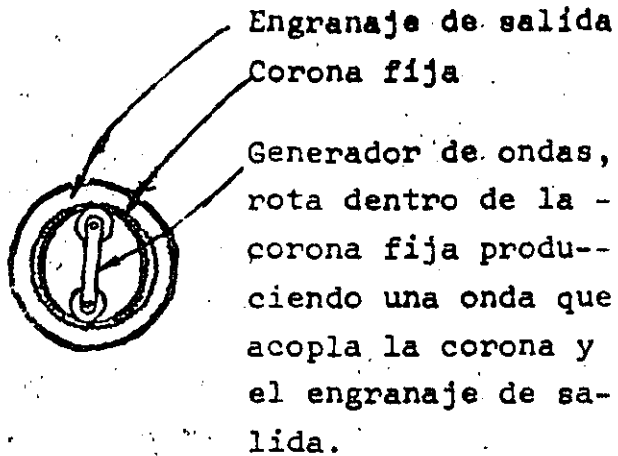
TOMA DE POTENCIA



El acoplamiento mediante los pernos, permite el desplazamiento radial

PLANOCENTRICOS

Permite grandes relaciones de transmisión en un reducido espacio. Más costoso que otros tipos de transmisión. No puede usarse para relaciones de transmisión pequeñas, no como incrementador de velocidad.



MANDO ARMONICO.

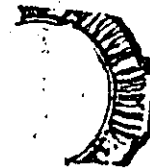
Ofrece altas reducciones en pequeños espacios. Transmite grandes pares no puede emplearse con relaciones de transmisión pequeñas.

FIGURA 3.3 ENGRANAJES PARA FLECHAS QUE SE INTERSECTAN



CONICOS RECTOS

Es el tipo más sencillo de los engranajes para flechas que se intersectan. Usados comunmente en flechas que se intersectan en ángulo recto, pueden usarse a cualquier ángulo. Se diseñan en parejas, pues no siempre son intercambiables. Las flechas y soportes deben ser rígidos para mantener un contacto entre dientes adecuado.



ENGRANAJE ZEROL

Son similares a los engranajes cónicos-helicoidales pero los dientes están dispuestos de forma que la carga axial sea equivalente a la de los engranajes cónicos rectos.

Fueron desarrollados por la compañía Gleason Works.



CONICOS HELICOIDALES

Transmiten más carga y operan más silenciosamente que los engranajes cónicos rectos.

Son más costosos e inducen cargas axiales mayores, debido a que los dientes se



ENGRANAJE DE CORONA

Son similares a los engranajes cónicos, pero pueden operar con piñones cilíndricos de dientes rectos o helicoidales.

El montaje del piñón no es tan crítico como en los engranajes cónicos.

encuentran a un cierto ángulo respecto al eje de rotación, la carga se distribuye sobre dos o mas dientes en cualquier instante, dependiendo del ángulo de la espiral.

cos, puede usarse con ejes que no se intersectan. Su capacidad de carga es menor que la de los engranajes cónicos rectos de dimensiones similares.

FIGURA

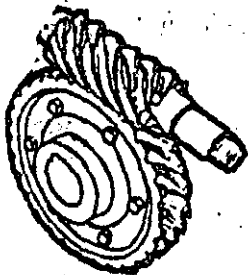
ENGRANAJES PARA FLECHAS QUE SE CRUZAN SIN TERSECTARSE

HELICOIDALES CRUZADOS

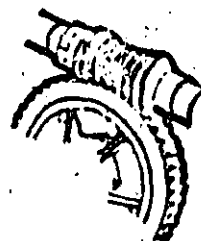
También llamados engranajes espirales. Similares en apariencia a los engranajes helicoidales convencionales. Tienen poca capacidad de carga debido a que el área de contacto es muy reducida. Usados principalmente para obtener una amplia variedad de relaciones de velocidades sin cambiar la distancia entre centros o el tamaño de los engranajes. Pueden emplearse entre flechas que no se corten y que no sean paralelas.

DE GUSASO O SINFIN-CORONA

Ofrece la mayor reducción que es posible lograr para una distancia entre centros dada. Operación suave y silenciosa. Se usa sólo como reductor. generalmente no es posible revertir el movimiento con reducciones mayores de 20 a 1. Gran área de contacto entre dientes, por lo que pueden transmitir grandes cargas a pesar de haber gran deslizamiento entre ellos al operar. Las flechas se colocan generalmente en ángulo recto.

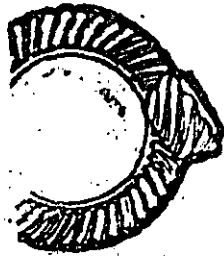
ENGRANAJE DE SINFIN CAVEX.

Es un engranaje desarrollado por la compañía Clevezano Worm & Gear Div. Eaton Corporation. Consta de un sinfin concavo que acopla contra una rueda convexa. Esto permite un mejor contacto y una lubricación más efectiva.

ENGRANAJE DE SINFIN ENVOLVENTE.

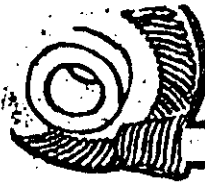
En este tipo de transmisión, desarrollado por la compañía CONE-DRIVE, EX-CELL-O, CORP., el sinfin tiene un perfil que recuerda los relojes de arena, y tiene doble cuerda de envolvente para aumentar el área de contacto e incrementar su capacidad de transmisión.

ENGRANAJE HIPOIDAL



Similar al engranaje helicoidal cónico, - excepto que en este caso las flechas no se cortan. Operan -- más suavemente y más silenciosamente y -- son más resistentes para una relación de transmisión dada, dado que sus -- ejes no se cortan, se pueden montar soportes en ambos extremos para aumentar la rigidez del montaje, permiten reducciones altas. Los -- ejes se colocan generalmente a 90° , pero otros ángulos pueden usarse.

ENGRANAJE ESPIROIDE



Desarrollado por la Compañía Spridid Div Illinois, este tipo de engranaje emplea un piñón cónico que engrana con una rueda tipo corona. Ofrece una gran área de contacto entre los -- dientes por lo que se pueden transmitir grandes cargas con él.



ENGRANAJE BEVELOID. Desarrollado por Invinsible Co. ofrece una transmisión que prácticamente no se ve afectada por errores de montaje. Baja capacidad de carga. Puede usarse para lograr transmisiones con vueltos nulo. Frecuentemente usado en instrumentos. Puede emplearse con ejes paralelos, que se cortan o que se cruzan sin cortarse. Su alto costo es una desventaja.

3.2 ENGRANAJES INTERNOS.

Un engranaje puede construirse dentro de la superficie interna de un anillo, con dientes cuya forma asemeja la de los huecos de un engranaje externo, tal como se aprecia en la figura 4.16 la transmisión que se obtiene con este arreglo, es sumamente compacta, la distancia entre centros es muy corta y el giro de ambos engranajes se realiza en el mismo sentido.

Los dientes del engranaje interno se tallan por medio de un cepillo es decir por medio de un cortador que se mueve en forma recíprocante. Por ello cuando el engranaje interno se talla en un anillo ce-

rrado, debe practicarse en la parte interna, un corte para permitir que la herramienta pueda tener salida y arroje la rebaba. Este corte deberá tener una profundidad equivalente a la altura total del diente y un ancho de 2.5 a 3.5 (mm). (Figura 3.4)

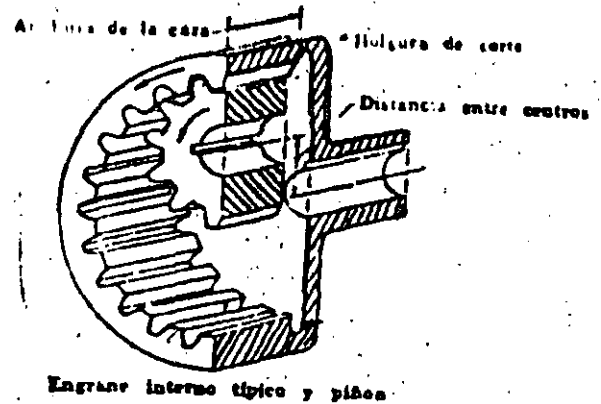


FIG. 3.4 TERMINOLOGIA DE UN ENGRANE INTERNO.

Para obtener una operación adecuada, previniendo que las esquinas internas del piñón tengan que ser rebajadas, es decir para evitar la interferencia entre sus dientes, la diferencia mínima de dientes entre el piñón y el engranaje anular, debe ser:

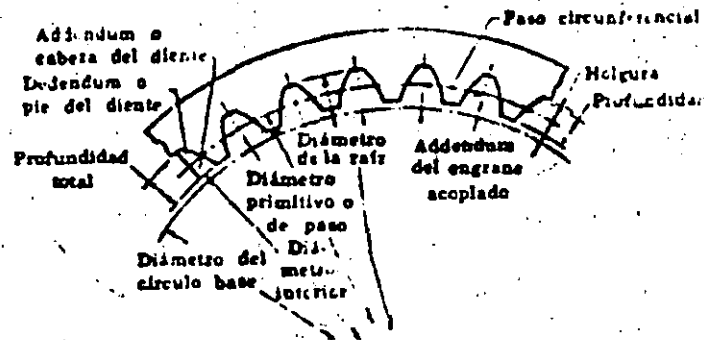


FIG. 3.5 TERMINOLOGIA DE UN ENGRANAJE INTERNO

8 Dientes, para sistema de dientes completos, 20° de ángulo de contacto y montaje axial - de los engranajes.

17 Dientes, para sistema de dientes completos, 20° de ángulo de contacto y montaje radial - de los engranajes.

3.3 TRANSMISIONES POR ENGRANAJES.

Las transmisiones por engranajes pueden ser fijas o variables. Constituyen el tipo más durable, robusto y eficiente de todas las transmisiones mecánicas. Cuando se usan como transmisiones variables, solamente es posible obtener

TIPOS DE TRANSMISIONES Y SUS CARACTERISTICAS.

un número fijo de distintas relaciones de velocidad, normalmente se usan en aplicaciones que exigen grandes cargas o larga vida. Es quizás la transmisión mecánica más costosa. Las transmisiones por engranajes se clasifican de acuerdo a su destino o aplicación:

TRANSMISIONES AUTOMOTRICES: Usadas como transmisión principal en autos, camiones, maquinaria agrícola y equipo para movimiento de tierras. Ofrecen de cuatro a diez cambios de velocidades.

CLASIFICACION DE
LAS TRANSMISIONES
POR ENGRANAJES.

TRANSMISIONES AUTOMOTRICES AUXILIARES: Comúnmente colocadas detrás de la transmisión principal para incrementar el número de cambios disponibles.

CAJAS DE TRANSFERENCIA: Ofrecen salidas de potencia adicionales (como en los vehículos de doble tracción).

ENGRANAJES MARINOS. Son transmisiones para mover la propela de embarcaciones. Difieren de otras transmisiones en que por lo general ofrecen solamente una velocidad al frente y una reversa, y porque emplean embragues de fricción para realizar los cambios.

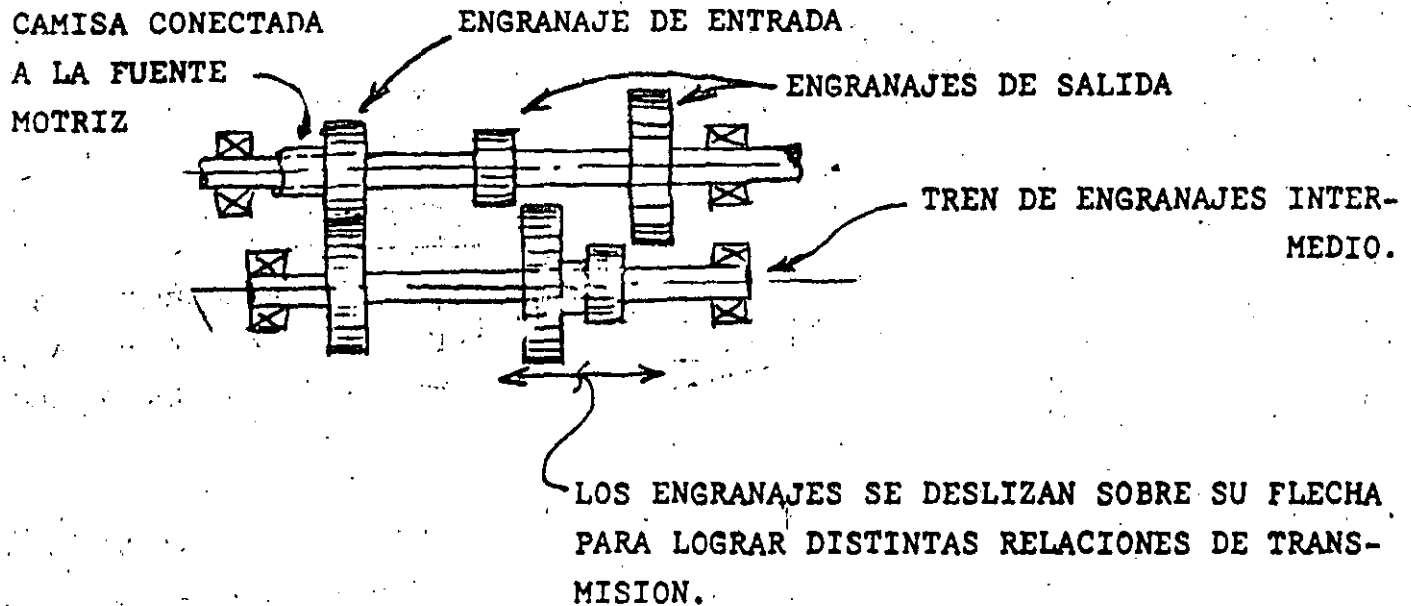
MANDOS HIDRAULICOS: Cajas de engranajes que conectan la fuente de potencia y las bombas hidráulicas en transmisiones hidrostáticas.

TRANSMISIONES INDUSTRIALES: Una amplia categoría que incluye cualquier transmisión de potencia para mover maquinaria no mencionada en la clasificación anterior. Muchas tienen paquetes integrales de potencia, como motores eléctricos o hidráulicos, o pueden ser parte de los componentes a mover.

3.3 TRANSMISIONES VARIABLES POR ENGRANAJES.

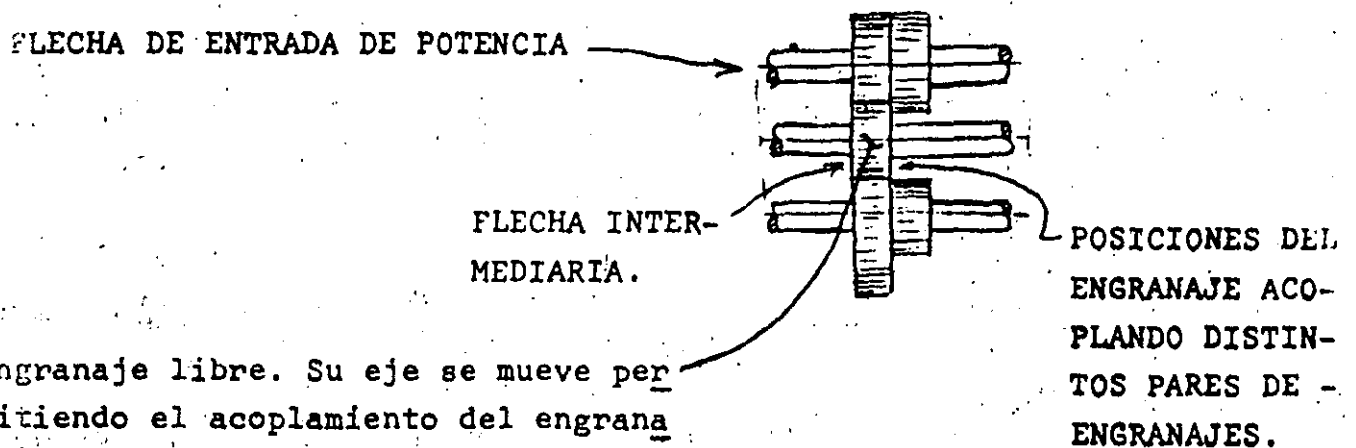
Las siguientes figuras ilustran los arreglos más comunes de las transmisiones variables - por engranajes.

FIG. 3.6 TRANSMISION VARIABLE POR MEDIO DE ENGRANAJES DESLIZANTES



Esta es la forma más simple de las transmisiones variables por engranajes. No pueden efectuarse cambios con la transmisión en movimiento, ésta debe detenerse o funcionar a baja velocidad. Se usa en máquinas herramientas, maquinaria en general y en vehículos de baja velocidad.

FIG. 3.7 TRANSMISION VARIABLE POR MEDIO DE UN ENGRANAJE LIBRE.

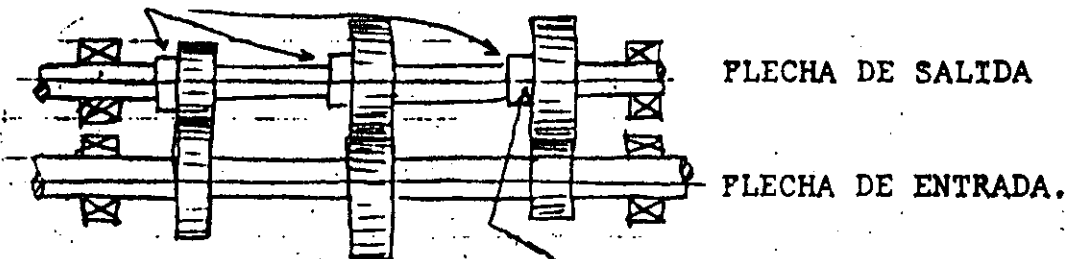


Engranaje libre. Su eje se mueve permitiendo el acoplamiento del engranaje libre con varios engranajes de entrada y salida de potencia.

Provee cambios de velocidad con pequeños incrementos. Muy usada en tornos (casa Norton) y otros tipos de máquinas herramientas. La maquinaria debe detenerse antes de efectuar el cambio.

FIGURA 3.8 TRANSMISION VARIABLE CON ENGRANAJES CONTINUAMENTE ACOPLADOS

EMBRAGUES ENGRANAJES LIBRES SOBRE LA PLECHA DE SALIDA



Los engranajes fijos sobre la flecha de entrada siempre están en contacto con los engranajes libres sobre la flecha de salida

Embragues activados por la palanca de cambios. Selectivamente fija un engranaje libre para transmitir la potencia a la flecha de salida.

Los cambios pueden realizarse mientras la transmisión está en movimiento. Muy usada en vehículos automotrices y en aplicaciones de trabajo pesado.

FIGURA 3.9 TRANSMISIONES PLANETARIAS

ENGRANAJE SOL

Bastidor de soporte de los planetas.

Engranaje anillo. Con el engranaje anillo fijo, los planetas se mueven con la mitad de la velocidad del engranaje sol.

Engranaje planeta. Con los planetas bloqueados, el engranaje sol y el engranaje anillo se mueven simultáneamente.

Los engranajes sol, planetas, porta planetas y anillo, pueden ser bloqueados en distintas formas para ofrecer varias velocidades. Es la más compacta de las transmisiones variables por engranajes, al mismo tiempo que la

A L I N E A M I E N T O D E M A Q U I N A S

Apuntes elaborados por el Ing. Andrés Ruiz Mijares

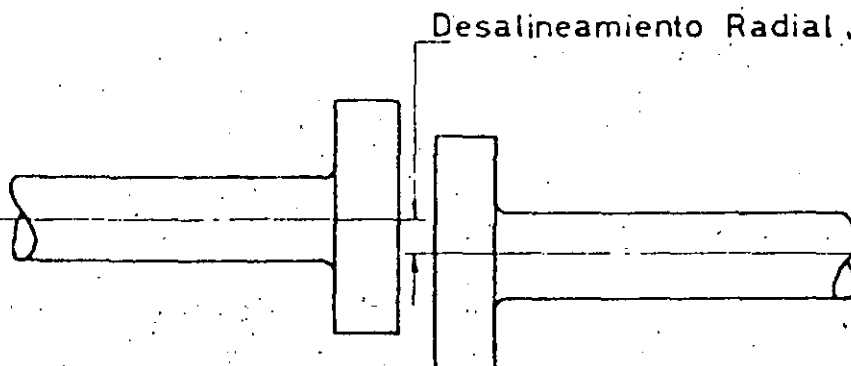
ALINEAMIENTO DE MAQUINAS.

Alinear dos máquinas que trabajan con sus flechas acopladas, es hacer colineales los ejes de rotación de las flechas en el plano del acoplamiento. Es decir, no se alinean coples, se alinean flechas. Los coples para efectos de alineamiento son simplemente las piezas de apoyo de los instrumentos de medición.

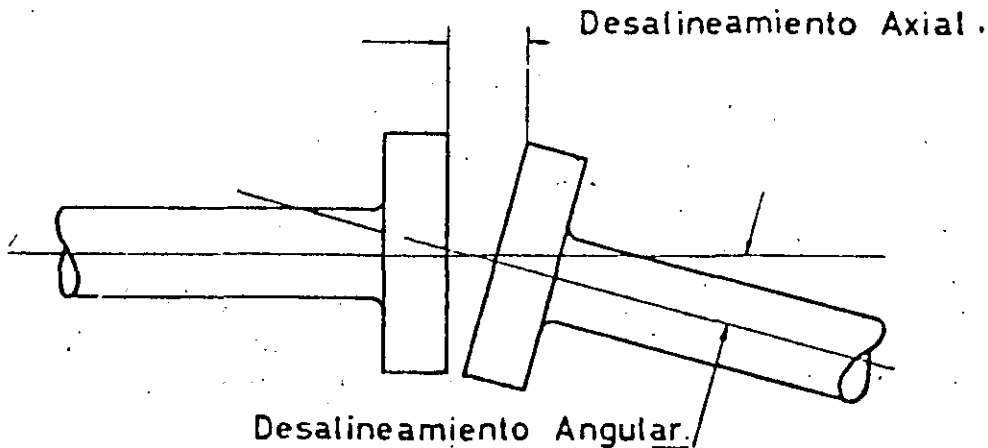
El desalineamiento puede ser de tres clases:

- 1o.- Radial.
- 2o.- Axial ó angular.
- 3o.- Combinado.

1o.- Desalineamiento radial.- El desalineamiento radial se entiende por la distancia entre los ejes paralelos de 2 flechas, medido radialmente.



- 2.- Desalineamiento axial ó angular es aquel que forman los ejes de 2 máquinas convergiendo en el plano del acoplamiento y que se mide en la dirección axial entre las caras del cople



- 3 - Desalineamiento combinado es la mezcla de los dos anteriores y es lo que comunmente se encuentra en las máquinas .

La corrección del desalineamiento se divide en dos partes:

- 1o.- Cuantificar el desalineamiento radial y axial en milésimas de pulgada ó en centésimas de milímetro.
- 2o.- Calcular los movimientos necesarios en las máquinas y los cambios de calzas bajo sus bases o pedestales para corregir el desalineamiento encontrado .

1a. PARTE

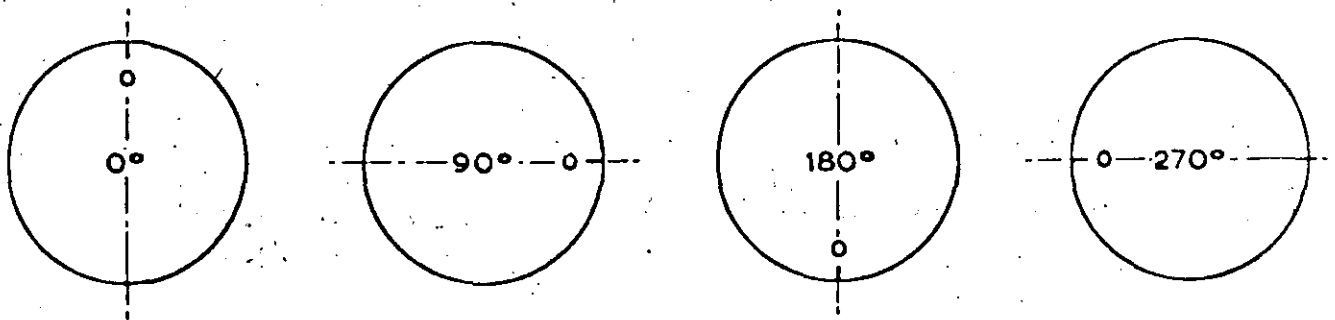
Determinación del desalineamiento en 2 flechas desalineadas.

Preliminares

- 1o.- Hacer una marca coincidente en ambos coples, para indicar

el punto de partida. Normalmente junto ó en la marca se
grava un cero y se denomina el cero del acoplamiento.

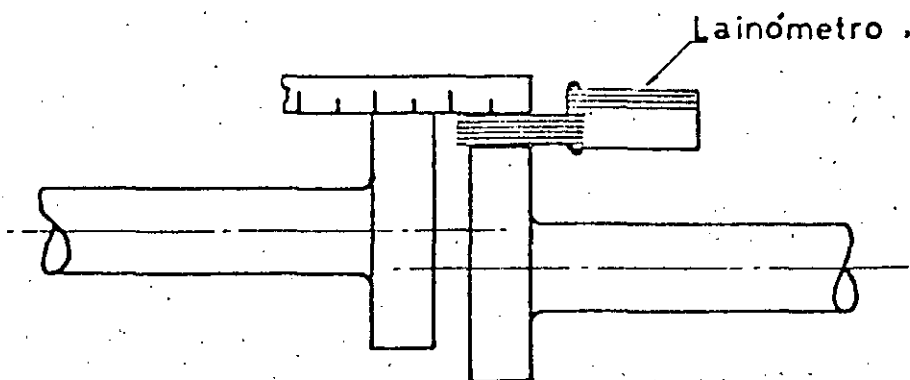
- 2o.- Las lecturas se hacen para las posiciones diametralmente
verticales y horizontales del cero del acoplamiento y en
giros de las flechas de 90° en 90°



- 3o.- Las lecturas se tomarán después de girar las 2 flechas
y haber hecho coincidir las marcas de los cóples.
4o.- El giro de las flechas debe hacerse en la misma dirección
de la rotación de la unidad.

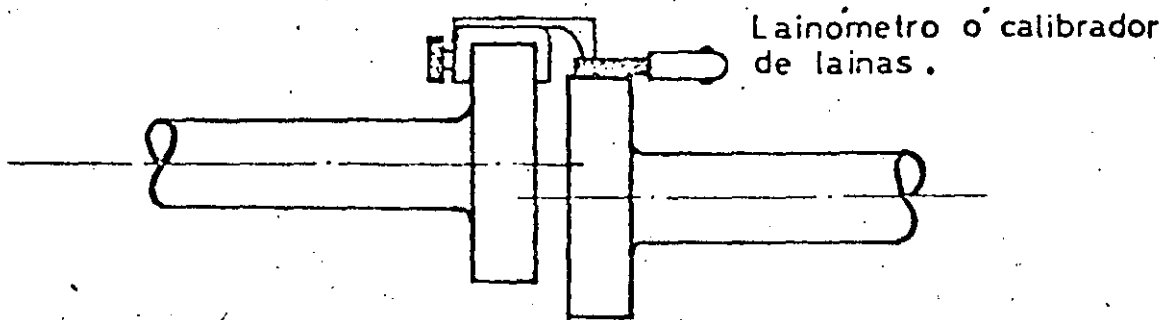
Lecturas radiales (Instrumentos).

Pueden tomarse con un calibrador de lánas y una regla.

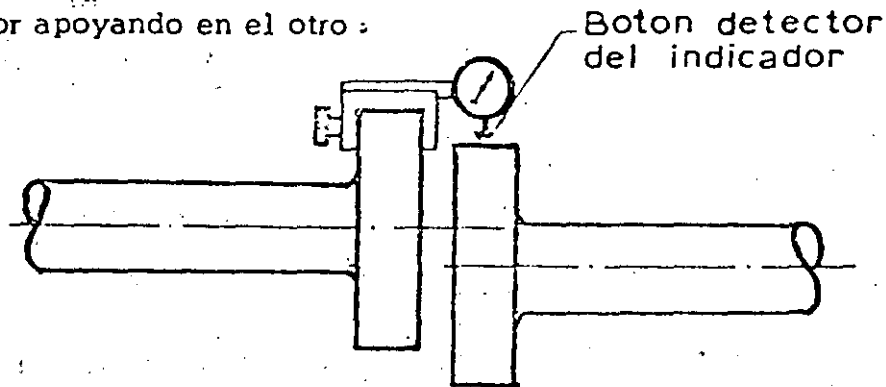


76

Con un calibrador de laines y un tacón fijo en uno de los coples y proyectando en el otro



6 con un micrómetro indicador, fijo en uno de los coples y el botón detector apoyando en el otro :

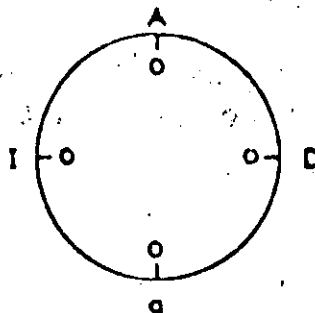


En la mayoría de los micrómetros indicadores cuando el botón detector se acerca al indicador, la lectura en la carátula es positiva, y negativa cuando se aleja. La carátula es ajustable y puede ponerse la manecilla en cero para cualquier posición del botón.

Lecturas radiales (Nomeclatura)

Se requieren 4 lecturas como se indica en la siguiente

figura:



A = Lectura radial con el cero del acoplamiento arriba.

a = Lectura radial con el cero del acoplamiento abajo.

I = Lectura radial con el cero del acoplamiento a la izquierda.

D = Lectura radial con el cero del acoplamiento a la derecha.

EJEMPLO No. 1 - Lecturas positivas.

Acoplamiento entre una bomba y su motor eléctrico, con el eje de la bomba más bajo que el del motor una cantidad "V"

Se utilizará un micrómetro indicador en milésimas de pulgada que se fijará en el cople del motor.

Suponiendo las lecturas siguientes:

Cero del acoplamiento arriba,

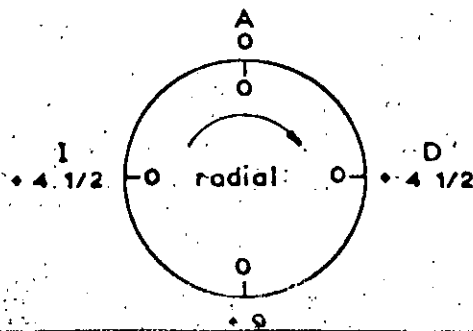
ajuste de la carátula en cero A = 0

Girando ambos coples 90° D = $+ 4\frac{1}{2}$

" " " 180° a = + 9

" " " 270° I = $+ 4\frac{1}{2}$

La figura representativa del desalineamiento radial será:



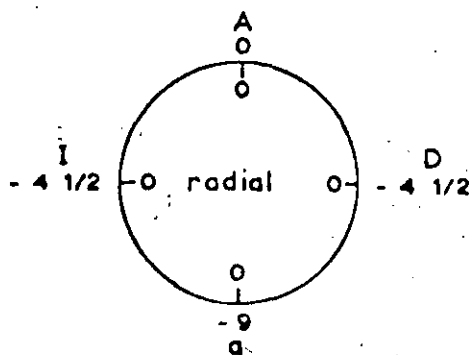
Siempre la suma algebraica de las lecturas radiales verticales es igual a la suma algebraica de las lecturas radiales horizontales

$$A + a = I + D$$

$$0 + 9 = 4\frac{1}{2} + 4\frac{1}{2}$$

EJEMPLO No. 2 - Lecturas negativas .

Las mismas condiciones del ejemplo No. 1; con la bomba más baja que el motor una cantidad "V" . Si se cambia el soporte del micrómetro indicador a fijarlo en el cople de la bomba, las lecturas serán negativas y la figura representativa del desalineamiento quedará así:

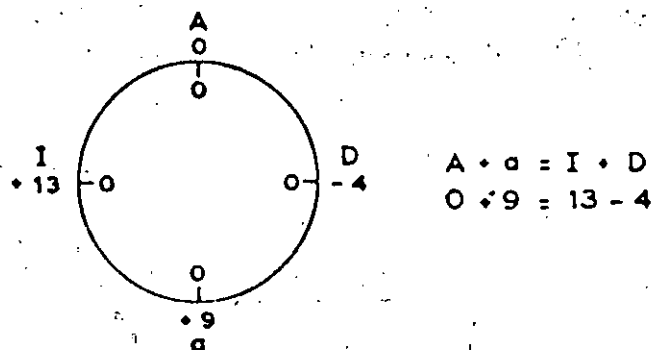


Para determinar el sentido del desalineamiento con el signo de las lecturas, es necesario saber en que cople se ha fijado el micrómetro indicador y deberá ser invariablemente anotado en la Hoja de Reporte de Alineamiento.

EJEMPLO No. 3 - Lecturas positivas y negativas .

El mismo ejemplo No. 1 con la bomba más baja que el motor una cantidad "V" pero además con un descentramiento horizontal "H" ; la figura representativa del desalineamiento podrá quedar

así:



Determinación del desalineamiento

El valor del desalineamiento se determina haciendo la semi-diferencia algebraica de las lecturas diametralmente opuestas.

Del ejemplo No. 3 el desalineamiento vertical "V" y el horizontal "H" será:

$$V = \frac{0 - 9}{2} = -4\frac{1}{2} = -0.0045"$$

$$H = \frac{13 - (-4)}{2} = \frac{17}{2} = 8\frac{1}{2} = 0.0085"$$

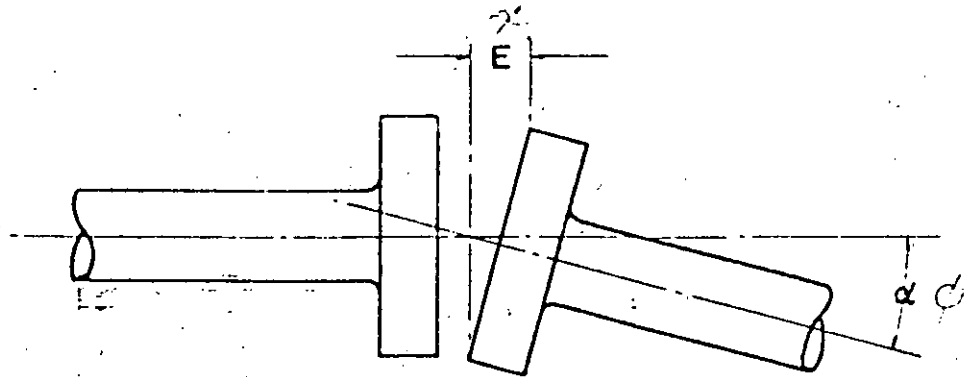
CONCLUSION:

Cople de la bomba bajo 0.0045"

Cople de la bomba a la izquierda 0.0085"

Lecturas axiales ó angulares

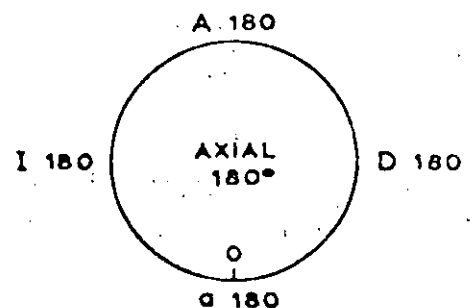
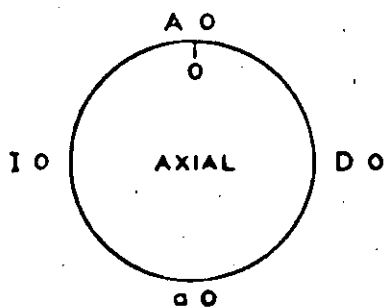
El desalineamiento puede determinarse midiendo el ángulo α ó la dimensión E. La primera es difícil de medir y es inexacto. La dimensión E es fácil de medir utilizando los mismos instrumentos que se requieren para tomar las lecturas radiales. Se mide en la dirección axial, como se indica en la figura:



Desde luego el desalineamiento axial puede ser vertical, horizontal y combinado como es lo más común.

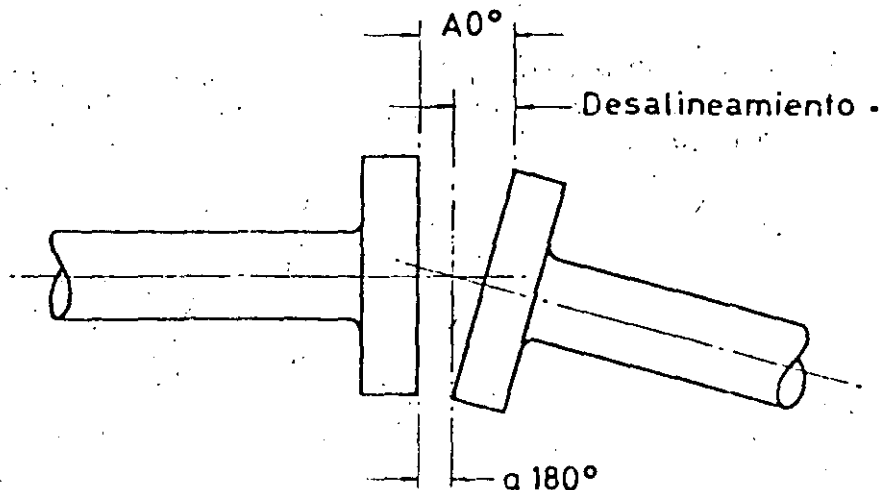
Las lecturas se toman también en las 4 direcciones principales: arriba, abajo, a la izquierda y a la derecha del acoplamiento.

Se requieren solamente lecturas en 2 posiciones del acoplamiento, con el 0° arriba y a 180°



Si las flechas de ambas máquinas durante el giro a 180° permanecieran en la misma posición axial, los coples describirían planos perpendiculares a las flechas y el desalineamiento sería la diferencia entre las lecturas opuestas:

$$\text{Desalineamiento } A_0^\circ - a_{180^\circ} = A_{180^\circ} - a_0^\circ$$



pero en máquinas grandes hay movimientos axiales aun cuando las flechas tengan tejuelos.

Suponiendo que "Z" sea este movimiento axial, tendremos:

$$\text{Desalineamiento } E = A_0^\circ - (a_{180^\circ} - Z) \text{ ó } E = (A_{180^\circ} - Z) - a_0^\circ$$

$$\text{Sumando } 2E = A_0^\circ - a_{180^\circ} + A_{180^\circ} - a_0^\circ$$

$$E = \frac{A_0^\circ + A_{180^\circ}}{2} - \frac{a_0^\circ + a_{180^\circ}}{2} \quad (1)$$

Se ve que el desalineamiento axial es igual a la diferencia entre la semi-suma de las lecturas de arriba y la semi-suma de las lecturas de abajo.

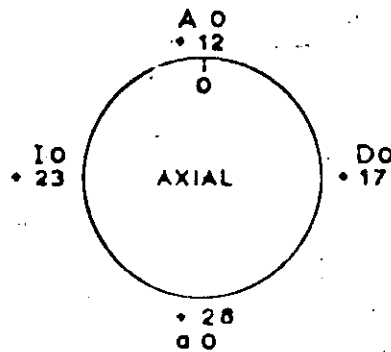
Lo expuesto para desalineamiento vertical es igual para desalineamiento horizontales y combinados.

Se ve también que los coples no son nada más que herramientas o piezas auxiliares que sirven de ayuda para medir el desalineamiento.

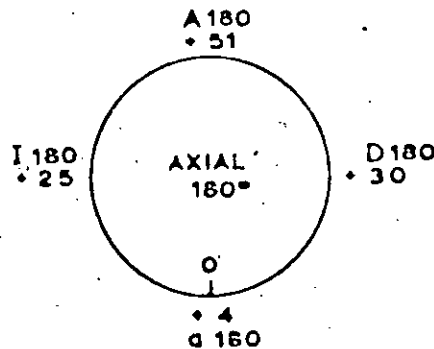
miento de las flechas.

EJEMPLO No. 4

- 1). Con el cero arriba y las marcas de los coples coincidentes, tomando con lainómetro las 4 lecturas axiales principales, se tiene



- 2). Girando ambas flechas 180° se tiene



Utilizando la expresión (1) página 9, se obtiene:

$$\begin{array}{rclcl}
 A_0.- & 12 & a_0.- & 28 & D_0.- & 17 & I_0.- & 23 \\
 A_{180^{\circ}}.- & 51 & a_{180^{\circ}}.- & 4 & D_{180^{\circ}}.- & 30 & I_{180^{\circ}}.- & 25 \\
 \text{SUMA:} & \underline{63} & \underline{32} & & \underline{47} & & \underline{48} & \\
 \text{SEMI-SUMA:} & \frac{63}{2} = 31\frac{1}{2} & \frac{32}{2} = 16 & & \frac{47}{2} = 23\frac{1}{2} & & \frac{48}{2} = 24 &
 \end{array}$$

$$\text{Desalineamiento vertical: } V = 31\frac{1}{2} - 16 = 15\frac{1}{2} = 0.0155''$$

$$\text{Desalineamiento horizontal: } H = 24 - 23\frac{1}{2} = \frac{1}{2} = 0.0005''$$

Se concluye:

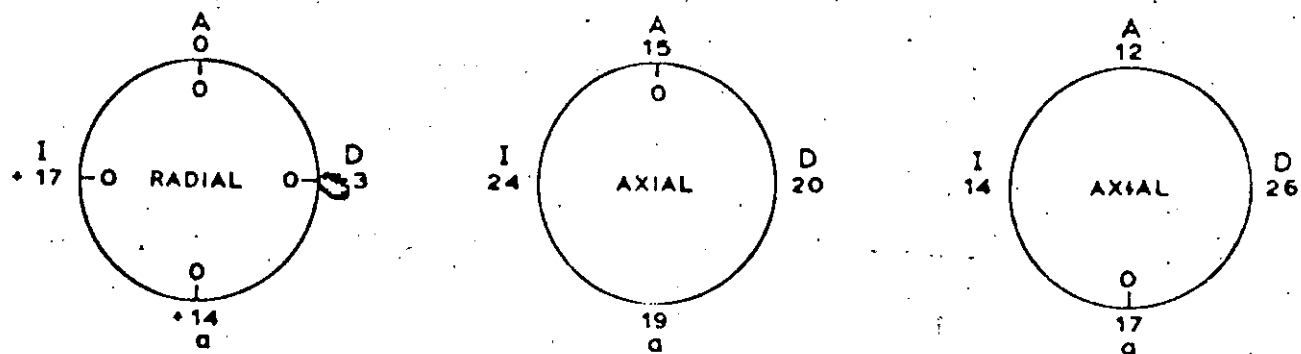
1o.- El acoplamiento está abierto arriba 0.0155"

2o.- El acoplamiento está abierto en la izquierda 0.0005"

Para ordenar estas simples operaciones y no dar lugar a confusión en el resultado, se ha simplificado la forma de reportarla, de la siguiente manera:

	A	a	D	I
SUMA	12	28	17	23
	51	4	30	25
	63	32	47	48
RESTA	32			47
	31			1
	2			2
	$= 15\frac{1}{2} = 0.0155''$			$= 0.0005''$
	=====			=====

EJEMPLO No. 5 - Con desalineamiento radial y axial, reñoj fijo en el cople de la bomba



Radialmente $A + a = I + D$.- $0 + 14 = 17 - 3 = 14$

Cople del motor bajo $\frac{0 - 14}{2} = -7 = -0.007"$
=====

Cople del motor a la izquierda $\frac{17 - (3)}{2} = \frac{20}{2} = 0.010"$

Axialmente

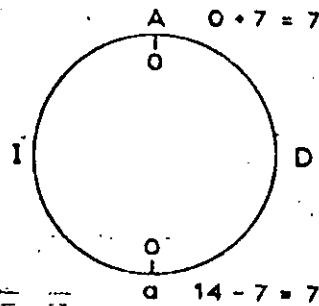
	A	a	I	D
SUMA	15	19	24	20
	12	17	14	26
RESTA	27	36	38	46
		27		38
DESALINEA- MIENTO		$\frac{9}{2} = 4\frac{1}{2} = 0.0045"$		$\frac{8}{2} = 4 = 0.004"$

Acoplamiento abierto abajo 0.0045"

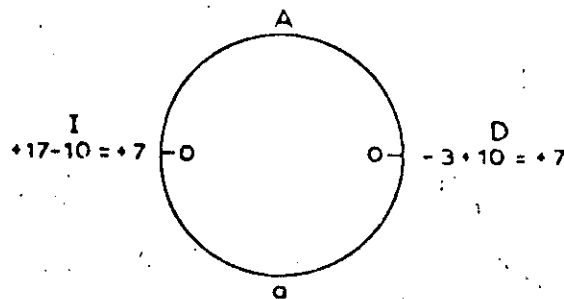
Acoplamiento abierto en la derecha 0.004"

ComprobaciónRadialmente

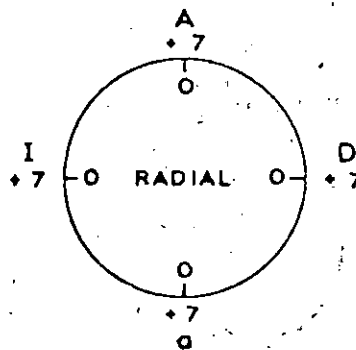
Subiendo el cople del motor 7 milésimas aumenta en 7 el valor de "A" y disminuye en 7 el de "a"



Moviendo el cople del motor 10 milésimas a la derecha, disminuye en 10 la "I" y aumenta en 10 la "D" quedando:

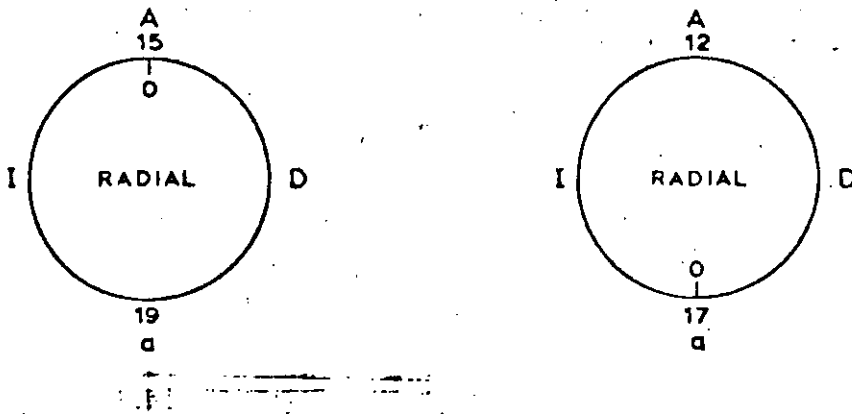


quedando el acoplamiento radialmente alineado:

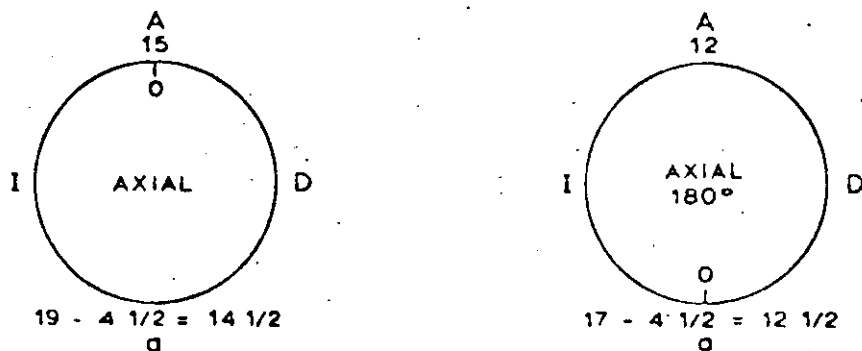


Axialmente

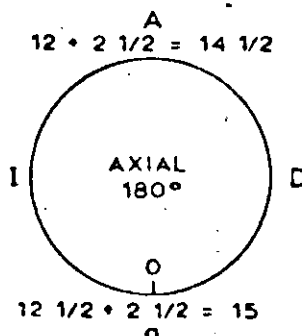
1o. Alineando verticalmente, tenemos:



Según el cálculo anterior al acoplamiento debe cerrarse $4\frac{1}{2}$ milésimas abajo, haciéndolo quedaría:

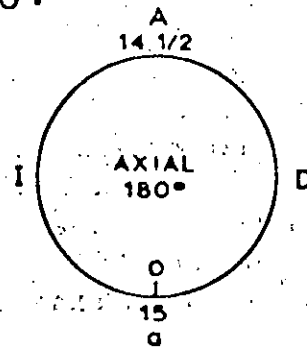
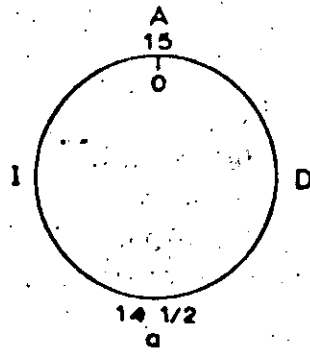


Si abrimos el acoplamiento $2\frac{1}{2}$ milésimas en la lectura Axial 180° , no alteramos el alineamiento y quedaría:



finalmente las figuras quedarían:

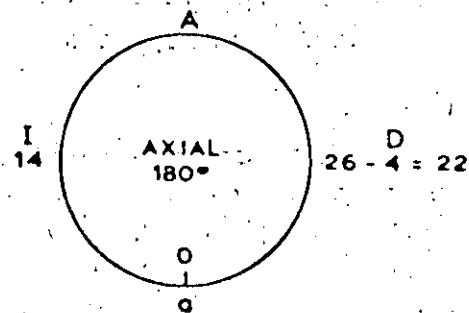
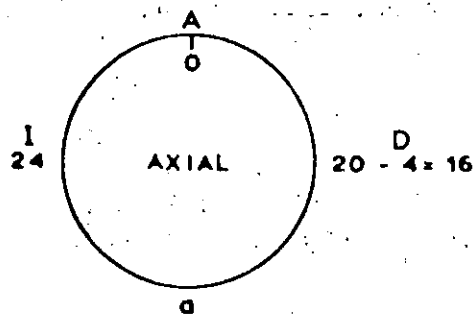
87



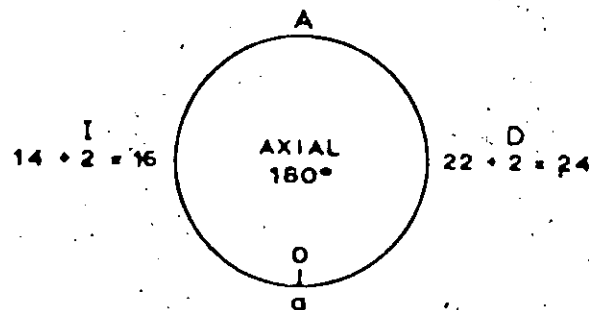
indicando que en ambas posiciones verticales, las lecturas axiales permanecen constantes y por tanto el acoplamiento está alineado axialmente en el plano vertical.

2o. Alineando horizontalmente.

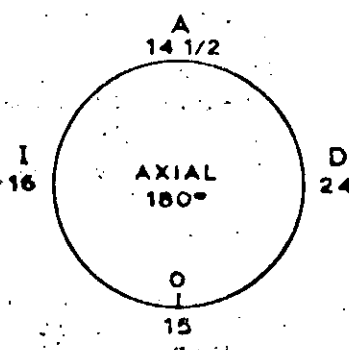
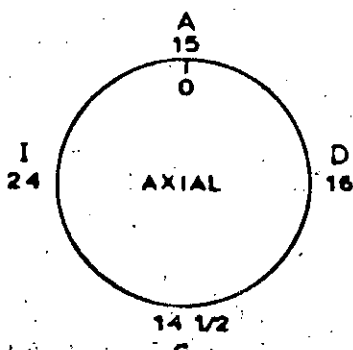
Cerrando en la derecha 4 milésimas



abriendo el acoplamiento
2 milésimas en axial 180°



quedando finalmente el alineamiento axial completo.



NOTA:

88

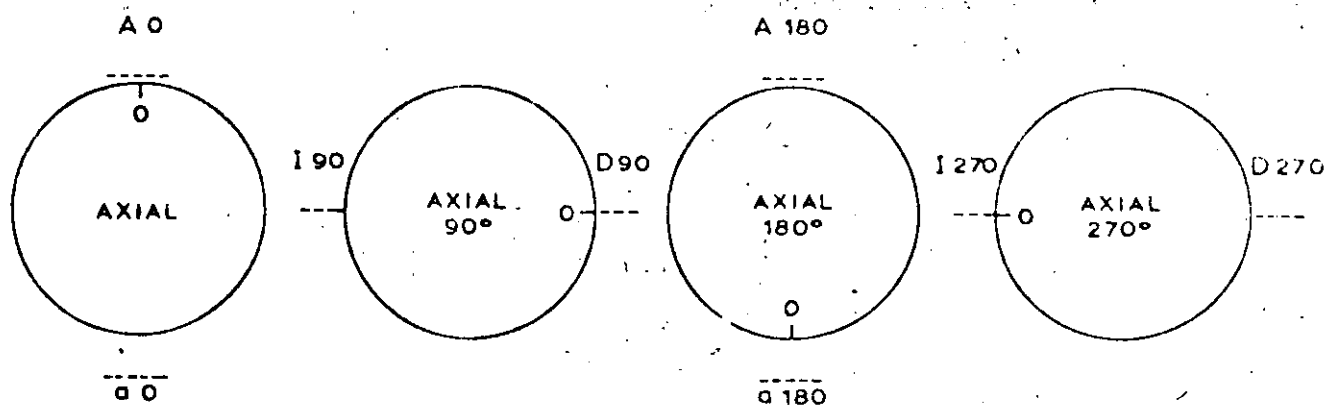
Las diferencias entre lecturas opuestas de este acoplamiento axialmente alineado, indican los defectos de los coples.

A saber: en la dirección Vertical y en la parte donde están las marcas cero "O", el acoplamiento tiene un error de $\frac{1}{2}$ milésima y a 90° de 8 milésimas.

Determinación del desalineamiento axial con 2 micrómetros indicadores.

En algunas máquinas es inaccesible la parte inferior del acoplamiento e impide tomar a mano las lecturas abajo "a" y "a 180°" con el lainómetro. Para estos casos se utilizan 2 micrómetros indicadores que con un espejo pueden leerse las lecturas.

El procedimiento de cálculo para determinar el desalineamiento, es el mismo expresado anteriormente y solamente se requieren 2 lecturas más que con la ayuda de las figuras representativas de desalineamiento en total son:



Aplicando la expresión (1) de la página 9, tenemos:

$$\text{Desalineamiento axial vertical} = \frac{A_0 + A_{180}}{2} - \frac{a_0 + a_{180}}{2}$$

ó también

89

$$\frac{a_0 + a_{180}}{2} - \frac{A_0 + A_{180}}{2}$$

Dependiendo de cual término es mayor

Desalineamiento axial horizontal $\frac{I_{90} + I_{270}}{2} - \frac{D_{90} + D_{270}}{2}$

$$\frac{D_{90} + D_{270}}{2} - \frac{I_{90} + I_{270}}{2}$$

dependiendo de cual término es mayor.

A continuación se muestra una Forma de Reporte de Alineamiento.

HUJA DE ALINEAMIENTO

DE 196

90

L U G A R

Nº

EQUIPO

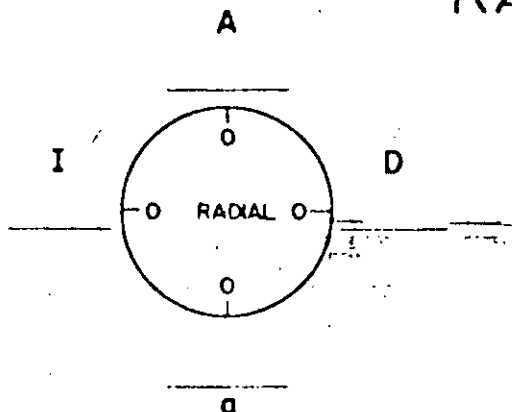
ACOPLAMIENTO ENTRE

MICROMETRO INDICADOR O LAIOMETRO Y TACON
FIJO EN COPLE DE:

LECTURAS EN:

CONDICIONES DEL EQUIPO:

RADIALMENTE



$A + a = I + D$ ± ERROR

VERTICAL $\frac{A - a}{2} = \frac{\quad}{2}$

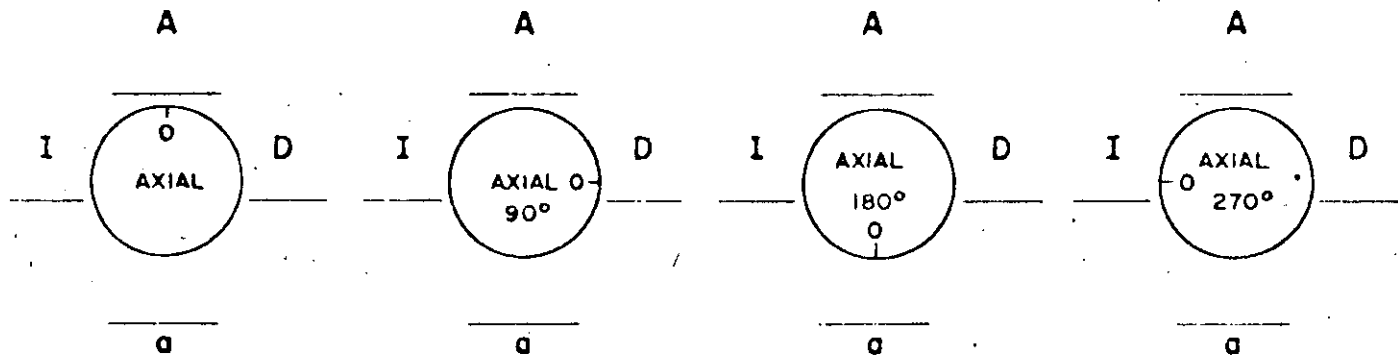
HORIZONTAL $\frac{I - D}{2} = \frac{\quad}{2}$

CONCLUSION:

COPLE DE

COPLE DE A LA

AXIALMENTE



SUMA

RÉSTA

2

2

2

2

CONCLUSION:

VERTICALMENTE ACOPLAMIENTO ABIERTO

2a. PARTECORRECCION DEL DESALINEAMIENTO

- 1).- Hacer un croquis indicando las distancias longitudinales desde el acoplamiento, hasta las partes de apoyo de las bases de la máquina que se va a mover.
- 2).- Considerando como eje de giro, la parte inferior del acoplamiento, calcular las calzas necesarias bajo las bases para cerrar una milésima de pulgada ó un centésimo de milímetro el acoplamiento.
- 3).- Con los valores del desalineamiento encontrado, calcular primero las calzas necesarias para corregir el desalineamiento axial vertical, y segundo, las calzas necesarias para corregir el desalineamiento radial vertical. La suma ó resta de ellas (según lo indique el desalineamiento) será el total.
- 4).- Para corregir el desalineamiento horizontal seguir los mismos pasos que en el vertical anterior, con los valores horizontales.

Tomemos el Ejemplo No. 5 de la Página No. 12:

Radialmente

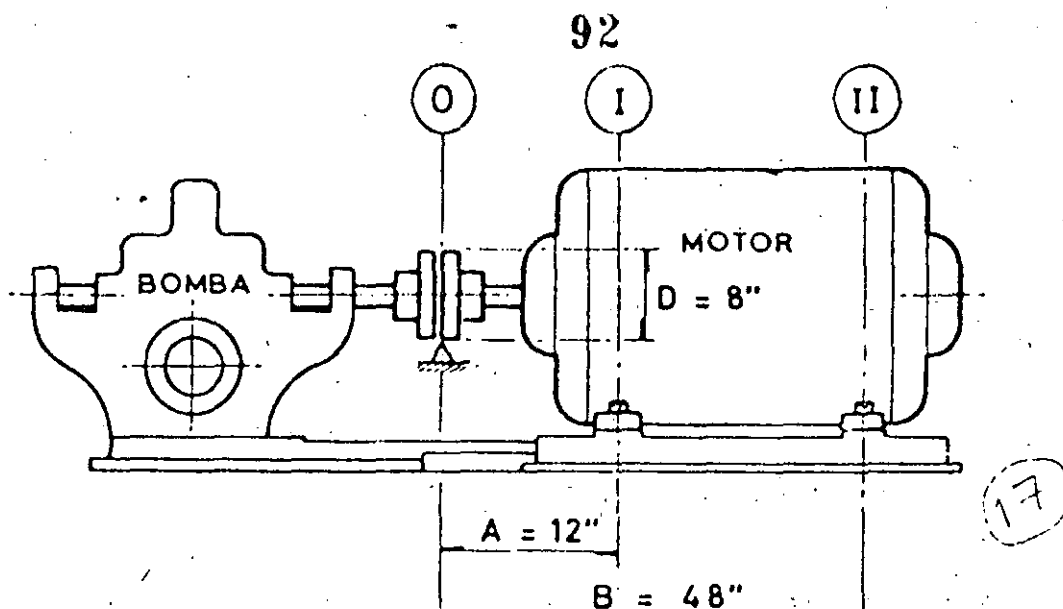
Cople del motor bajo.....0.007"

Cople del motor a la izquierda.....0.010"

Axialmente

Acoplamiento abierto abajo.....0.0045"

Acoplamiento abierto en la derecha.....0.004"



Relación de distancias

Axialmente para 1/1000"

Axialmente vertical

Cerrar abajo

4.5

-6.75 = (4.5 x 1.5), -27 = (4.5 x 6)

Radialmente vertical

Subir motor

7

+7

+7

SUMA

+ 0.25

- 20

Axialmente horizontal

Cerrar en la derecha

4

6 Derecha

24 Derecha

Radialmente horizontal

Mover a la derecha

10

10 Derecha

10 Derecha

SUMA

16 Derecha

34 Derecha

RESUMEN : ^{0.00125} Agregar 0.00025" en el plano ① y ^{0.019} retirar 0.020" en el plano ② ^{0.017}
^{0.035} Mover el motor 0.016" a la derecha en el plano ① y 0.034" en el plano ②

TOLERANCIAS EN EL ALINEAMIENTO

La tolerancia general en el alineamiento es de $\frac{1}{2}$ a 1 milésimo de pulgada.

En acoplamientos flexibles, a mayor exactitud en el alineamiento, es menor el desgaste de las partes en fricción de los acoplamientos.

En acoplamientos directos ó rígidos, es más importante un buen alineamiento para evitar principalmente vibraciones, segundo, esfuerzos innecesarios en las flechas y en los coples, y tercero, repartir uniformemente las cargas de la máquina sobre sus propias chumaceras.

La tendencia general es de efectuar los alineamientos al máximo de exactitud. En cualquier alineamiento puede llegarse a estimar lecturas consistentes con error máximo de medio milésimo de pulgada (0.0005"). En turbinas muy grandes y máquinas de alta velocidad, la tolerancia llega a reducirse hasta un cuarto de milésimo (0.00025"). En máquinas de baja velocidad y potencias bajas un milésimo de tolerancia es aceptable.

Cuando las máquinas sufren cambios fuertes de temperatura, como sucede con las turbinas de vapor donde los pedestales porta-chumaceras se calientan por estar inmediatos a los cilindros, es necesario conocer ó calcular, cuanto es el cambio de altura en operación para que al hacer el alineamiento en frío, se deje un alineamiento tal, que al calentarse quede correcto.

Cuando una máquina tiene la flecha de gran diámetro, y está acoplada a otra de diámetro reducido, como sucede con los generadores grandes y sus excitadores, en altas velocidades la película de aceite en la flecha de mayor diámetro es de mayor espesor que la de la flecha de menor diámetro y la primera se eleva algunos milésimos más que la

segunda, esta diferencia en alturas puede ser de 0.004" a 0.010".

Algunas turbinas tienen una chumacera soportada en la base del cilindro de baja presión, que hace que cambie de altura con el vacío.

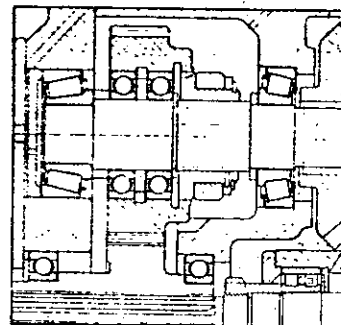
Es de primordial importancia saber cuánto deberá dejarse el alineamiento fuera de línea en frío ó en reposo para que en operación, ya caliente, a plena velocidad y con carga, la unidad quede perfectamente alineada entre la tolerancia de $\frac{1}{2}$ ó 1 milésimo de pulgada se ajuste, de tal manera, que con bajas cargas quede también alineada dentro de los límites.

Introducción

Los rodamientos son unos elementos de máquina relativamente robustos y de larga duración, especialmente si están montados correctamente y se cuidan bien. El manejo correcto en el montaje y desmontaje no implica nada extraordinario: es verdad que exigen limpieza, precisión y atención, pero esto es totalmente normal tratándose de máquinas. El mantenimiento de los rodamientos significa, en pocas palabras, protegerlos de suciedad y humedad y vigilar que estén bien lubricados. La eficacia de la protección depende de la configuración de la disposición, del estado de las obturaciones y del lubricante. La bondad de la lubricación depende del lubricante empleado y de la forma en que se emplea.

Al proyectar máquinas se parte de los factores unas veces conocidos y otros supuestos, relativos a las condiciones ambientales y de funcionamiento. Las instrucciones de mantenimiento deben por fuerza basarse en unas condiciones de funcionamiento similares promedias. El usuario conoce sin embargo todas las circunstancias en la práctica y las condiciones locales de funcionamiento y entretenimiento en sus más mínimos detalles. Combinando sus propios conocimientos con las reglas y consejos prácticos para el almacenamiento de repuestos, atención durante la marcha, revisión durante las paradas, desmontaje y montaje, que se facilitan en este manual, el mantenimiento no deberá originar problema alguno en lo que respecta a los rodamientos.

Almacenamiento de rodamientos de repuesto



Para evitar paradas prolongadas por causa de eventuales averías en los rodamientos debe uno cerciorarse de que sea fácil disponer de rodamientos de recambio. Es por ello conveniente averiguar desde un principio qué rodamientos integran la maquinaria y si se requiere alguna herramienta especial para el desmontaje o montaje. Enterese por el distribuidor de SKF si los rodamientos pueden ser suministrados con suficiente rapidez. Si resulta que algunos de los rodamientos tienen plazo de entrega largo, puede ser aconsejable encargar ya desde este momento el envío de rodamientos de repuesto.

Los rodamientos son tratados con un agente antioxidante antes del empaquetado, y en el envase original res-tien el almacenamiento durante muchos años. Preferiblemente deben guardarse en un local en el cual la humedad del aire no sobrepase el 60 % y la temperatura se mantenga más o menos uniforme. Los rodamientos con placas de protección (sufijo -2Z) deben no obstante utilizarse en el curso de 2 años, y los rodamientos con placas de obturación (sufijo -2RS) en tres años, puesto que la grasa de que están llenos sufre tras dicho tiempo un excesivo envejecimiento.

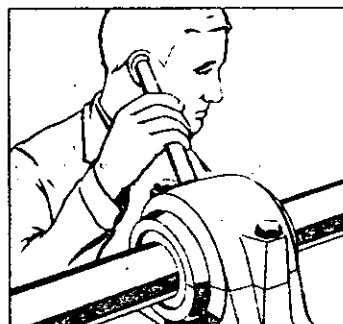
Cuidese de que los rodamientos que no se conservan en el embalaje original, estén limpios, bien engrasados y envueltos en papel parafinado impregnado de aceite anticorrosivo.

Vigilancia durante el funcionamiento

Los rodamientos montados en máquinas en las que una parada acarrea serias consecuencias deben revisarse regularmente. En aplicaciones de rodamientos menos críticas, cuyas condiciones de funcionamiento no sean especialmente severas, pueden en la mayoría de los casos dejarse sin más atención que la lubricación. Esta sección trata de la vigilancia rutinaria de los rodamientos y está subdividida en cuatro apartados:

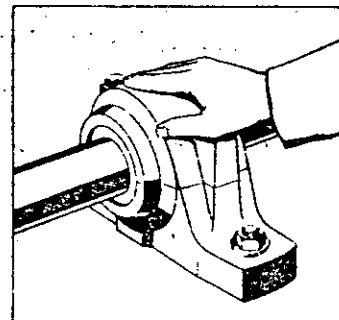
Escuchar
Tocar
Observar
Lubricar

Escuchar



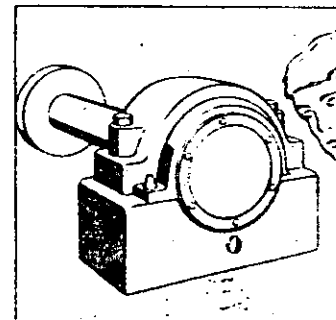
Apoyese por un extremo un palo, un destornillador u objeto similar sobre el alojamiento del rodamiento lo más próximo posible a este. Aplique el otro extremo al otro extremo y escuche. Si todo está en orden, deberá oírse únicamente un suave zumbido. Un rodamiento dañado emite un ruido elevado, a menudo irregular y estruendoso.

Tocar



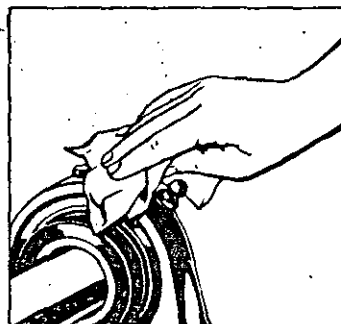
Compruébese la temperatura de la disposición mediante un termómetro, una tiza termosensible o, en muchos casos, poniendo la mano sobre el alojamiento. Si la temperatura parece anormalmente alta o varía súbitamente, es signo de alguna anomalía en el funcionamiento del rodamiento. El motivo puede ser falta de lubricante, exceso de lubricante, impurezas, sobrecarga, rodamiento dañado, insuficiente juego interno, acúñamiento, gran rozamiento en las obturaciones o calentamiento procedente del exterior. Téngase sin embargo en cuenta que en la relubricación se produce a menudo una elevación totalmente normal de la temperatura que puede perdurar 1-2 días.

Observar



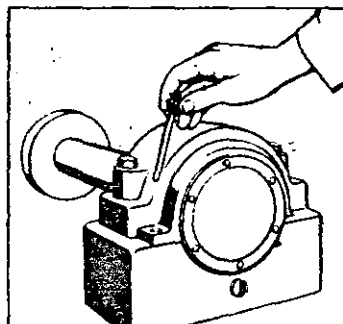
Vigile que no se escape el lubricante a través de obturaciones defectuosas o tapones mal apretados. En general, las impurezas confieren al lubricante un color oscuro anormal. Revise también los dispositivos de obturación próximos a los rodamientos; deben mantenerse en el estado que por ejemplo los líquidos calientes o corrosivos no puedan penetrar hasta los rodamientos. Compruebe el funcionamiento de la lubricación automática en caso de haberla.

Lubricar



Lubricación con grasa

Relubrique los rodamientos según las instrucciones de lubricación del fabricante de la máquina o según las orientaciones resumidas en las págs. 45-47. Limpie bien los engrasadores antes de inyectar grasa nueva. Si el soporte carece de engrasadores, la relubricación necesaria debe realizarse durante una parada planeada de la máquina. Es preciso desmontar la parte superior o la tapa lateral, quitar la grasa vieja y reemplazarla por nueva, véase "Llenado del lubricante" en la pág. 43. Incluso tratándose de soportes con engrasadores, de vez en cuando debe quitarse la grasa vieja antes de introducir grasa nueva.



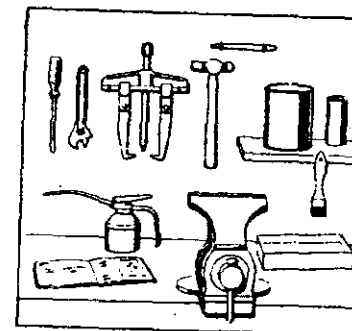
Lubricación con aceite

Compruebe el nivel de aceite y que el agujero de aire del tubo de nivel de aceite esté abierto. Añádase aceite en caso necesario. Para el cambio de aceite se vacía este, y el conjunto del rodamiento se enjuaga con aceite nuevo limpio de la misma clase que el viejo. Llenando a continuación con aceite nuevo. En el caso de lubricación por baño de aceite suele ser suficiente cambiar el aceite una vez al año, en el supuesto que la temperatura de trabajo no sobrepase los $+50^{\circ}\text{C}$ y que el aceite no se ensucie. El cambio de aceite debe efectuarse con mayor frecuencia en caso de temperaturas más altas: hasta $+100^{\circ}\text{C}$, trimestralmente; $+120^{\circ}\text{C}$, mensualmente; y $+130^{\circ}\text{C}$, semanalmente.

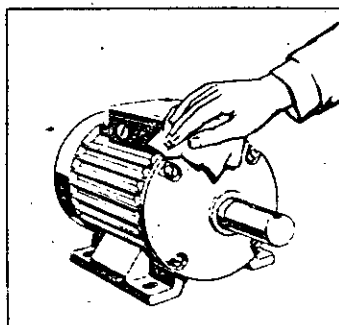
Revisión durante las paradas

97

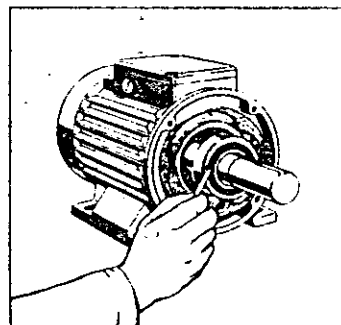
Aunque los rodamientos son componentes mecánicos robustos, con una larga duración de servicio, es prudente sin embargo, revisarlos de vez en cuando. Esto se debe efectuar preferentemente durante una parada programada de la máquina o cuando la máquina debe desmontarse por algún motivo, por ej. para su revisión o reparación.



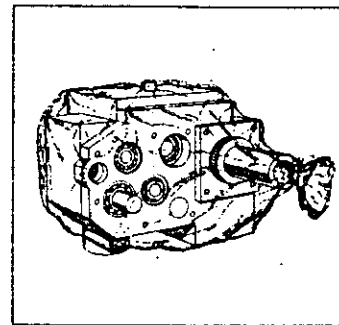
Inicie la revisión preparando el lugar de trabajo de modo que esté lo más limpio y seco posible. Compruebe que dispone de rodamientos de repuesto, para el caso de que fuese necesario cambiar algún rodamiento. Si existen planos, estúdielos detenidamente antes de iniciar el trabajo.



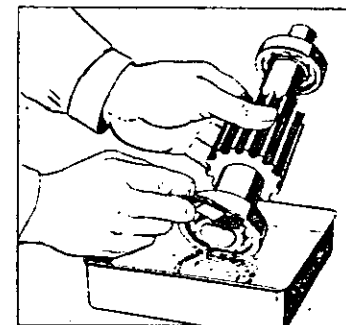
Limpe el exterior. Anote en que orden se desmontan los elementos circundantes y sus posiciones relativas. Tenga cuidado, por ej., con las obturaciones de laberinto a fin de que no se quiebren al desmontarlas. No haga nunca palanca sobre las obturaciones ni las fuerce. Inspeccione las obturaciones y demás piezas de la disposición.



Observe el lubricante. Impurezas de diversas clases pueden generalmente detectarse frotando un poco de lubricante entre los dedos o extendiendo un poco sobre el dorso de la mano y mirando a contraluz.



Cuide de que no puedan penetrar polvo y humedad en la máquina de la que se hayan retirado tapas y obturaciones. Cubra la máquina, rodamientos al descubierto y los asientos de estos, con papel parafinado, plástico o material por el estilo durante interrupciones del trabajo. Evite el uso de trapos con hilachas.



Lave el rodamiento descubierto, si puede inspeccionarse sin desmontarlo antes, usando un pincel mojado en white spirit y séquelo bien con un trapo sin hilachas limpio. También se puede usar aire comprimido (tenga cuidado de que ningún componente del rodamiento se ponga a girar). Recuerde sin embargo que los rodamientos estancos (con placas -2Z o -2RS) no deben lavarse en absoluto.

Un espejo pequeño y una sonda por ej. como las que usan los dentistas, pueden ser de gran utilidad al inspeccionar los caminos de rodadura, las jaulas y los elementos rodantes de los rodamientos.

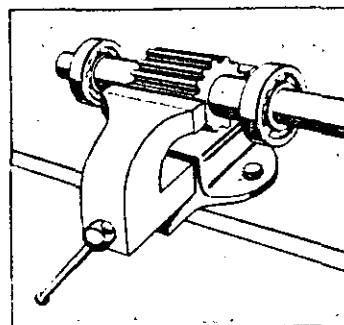
Si el rodamiento no presenta defectos se le relubrica de acuerdo con las instrucciones del fabricante de la máquina o según las recomendaciones en las páginas 45-47. Colóquense nuevamente las obturaciones y las tapas.

Desmontaje de rodamientos

Esta sección contiene consejos y recomendaciones sobre la forma más conveniente de desmontar los rodamientos. Está subdividida en los siguientes apartados:

Ajuste de apriete en el eje
Ajuste de apriete en el alojamiento
Rodamientos montados sobre manguito
Inspección de rodamientos desmontados

¡No desmonte nunca un rodamiento no averiado, si no es absolutamente necesario!

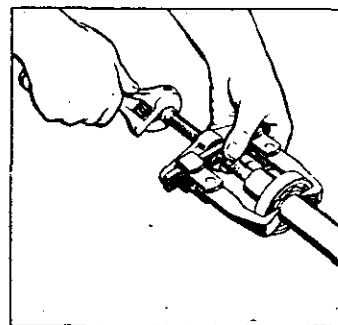


Si por algún motivo hay que desmontarlo es una buena regla señalar primeramente como va montado el rodamiento, o sea que es lo que iba "arriba" y "delante", etc. Naturalmente hay que observar luego que el rodamiento quede montado de la misma forma.

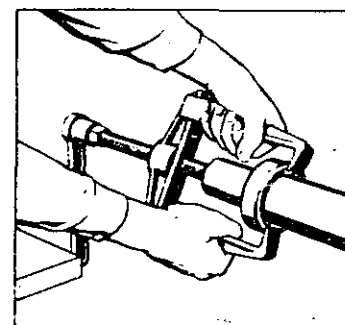
Empiece el trabajo de desmontaje con la preparación de las herramientas necesarias — en las pags. 48 y 49 se encuentran ejemplos de herramientas apropiadas que vende SKF. Los distribuidores de SKF tendrán mucho gusto en facilitarle información complementaria de la gama completa de herramientas.

Recuerde que debe tratar todos los rodamientos con cuidado. Disponga un apoyo de contención del eje; de lo contrario los rodamientos pueden ser dañados por las fuerzas de desmontaje que normalmente aparecen en el curso del trabajo.

Ajuste de apriete en el eje



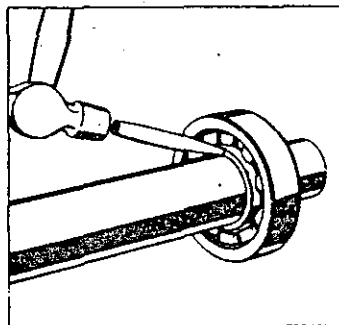
Si el rodamiento está muy prieto sobre el eje debe emplearse un extractor, el cual normalmente debe aplicarse al aro interior. Rodamientos grandes es conveniente desmontarlos mediante la herramienta hidráulica de desmontaje de SKF, vease la pag. 48.



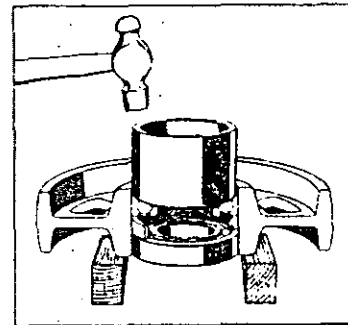
Si resulta imposible agarrar el aro interior con el extractor, puede admitirse que este se aplique al aro exterior pero es muy importante hacer girar el aro exterior durante el desmontaje a fin de que la fuerza de extracción no dañe algún elemento del rodamiento. Disponga un tope que impida girar el tornillo del extractor, agarre los brazos del extractor y dele vueltas interrumpidamente.

Desmontaje de rodamientos

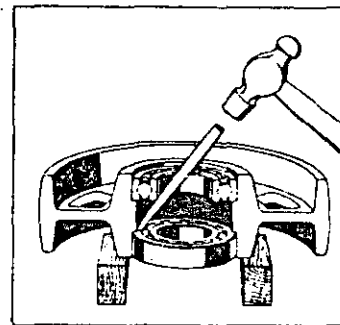
Ajuste de apriete en el alojamiento



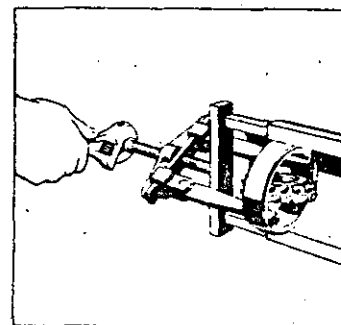
Si no se dispone de extractor apropiado, puede emplearse un botador con punta redondeada u otra herramienta similar. Aplíquela sobre el aro interior. ¡No de martillazos directamente sobre el rodamiento! Tenga gran cuidado al emplear este método, porque es muy fácil dañar el eje y el rodamiento.



Si el rodamiento está fuertemente adherido al alojamiento como por ej. en una rueda, puede expulsarse usando un botador especial de segmento o un botador tubular golpeándolo uniformemente al rededor. Los extremos del tubo han de ser planos, paralelos y carecer de rebabas.



Emplee un botador con punta redondeada u otra herramienta por el estilo, en caso de haber un resalte entre los rodamientos.

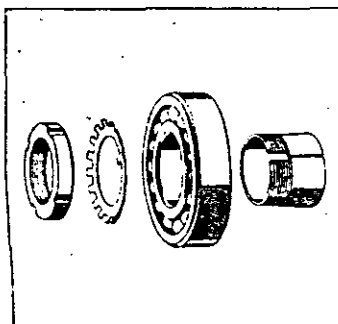


El aro interior de rodamientos de bolas o rodillos a rotula normalmente puede la- dearse de modo que sea posible introducir un extractor.

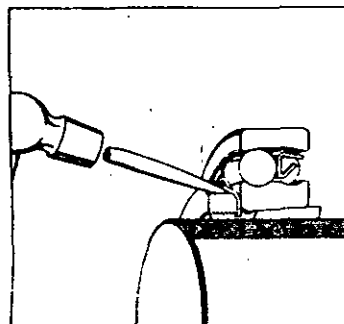
Desmontaje de rodamientos

101

Rodamientos montados sobre manguitos

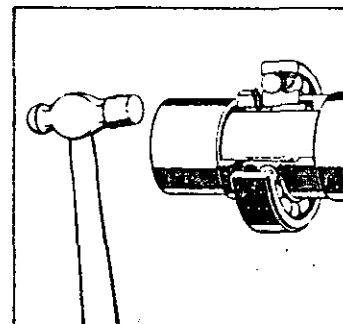


Los rodamientos a rotula suelen montarse sobre manguito de fijación o de desmontaje. Esto tiene la ventaja de que el eje no necesita mecanizarse con tanta precisión y que el trabajo de montaje y desmontaje se facilita considerablemente. En el grabado se representan de izquierda a derecha: tuerca, arandela de retención, rodamiento y manguito de fijación.

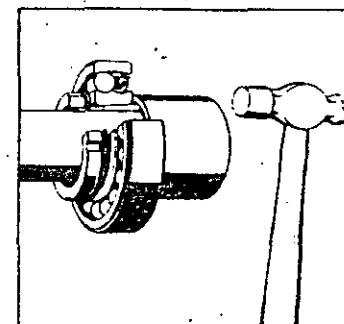


Manguito de fijación

Previamente al desmontaje se señala la posición del manguito sobre el eje. A continuación se levanta la lengüeta doblada de la arandela de retención.

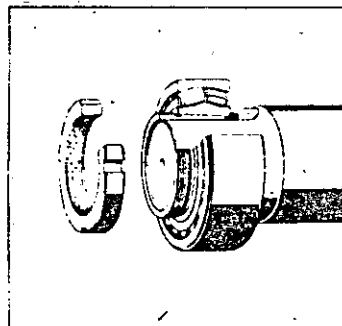


Desenróscuese la tuerca algunas vueltas. Aplique un botador de segmento o un botador tubular a la tuerca y dé un martillazo fuerte de forma que el rodamiento se desprenda.



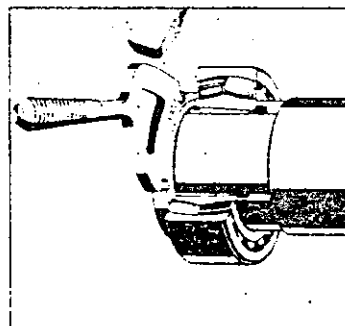
Si el rodamiento está montado sobre un eje sin resalte o si no hay casquillo separador entre el rodamiento y el resalte del eje, la herramienta se aplicará en cambio al arco interior del rodamiento.

Desmontaje de rodamientos

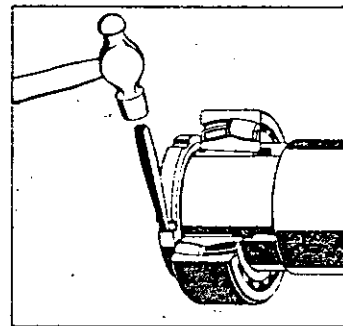


Manguito de desmontaje

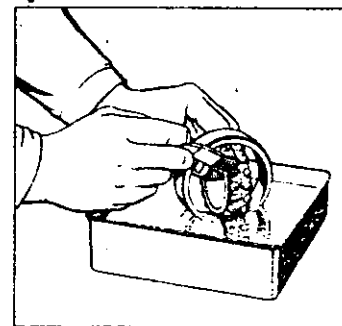
Tratándose de rodamientos pequeños y medianos se extrae el manguito mediante una tuerca de la misma clase que la empleada con los manguito de fijación. Recuerde sin embargo que la rosca y la cara de la tuerca vuelta hacia el rodamiento deben primero unirse por ej. con pasta de bisulfuro de molibdeno.



Apriete la tuerca con una llave de gancho o una llave de golpes hasta que se atioje el rodamiento. Si el manguito sobresale del eje, debe preverse un apoyo. Los rodamientos grandes se desprenden fácilmente mediante la tuerca hidráulica de SKF, véase la pag. 46.



Si el manguito que ha de desprenderse es pequeño, puede emplearse por ej. un botador en lugar de una llave de gancho.

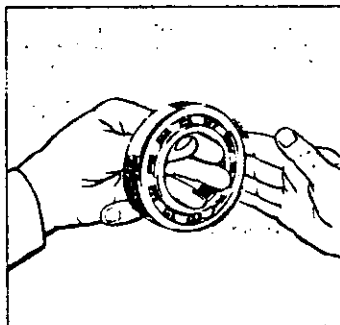


Inspección de rodamientos desmontados

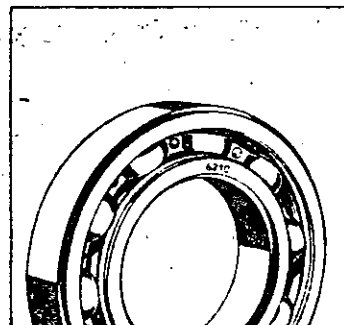
Una vez desmontado, el rodamiento debe inspeccionarse. Lávelo primero en white spirit y séquelo bien con un trapo sin hilachas limpio. También se puede usar aire comprimido (tenga cuidado de que ningún componente del rodamiento se ponga a girar). Mire si hay huellas en los caminos de rodadura y en los elementos rodantes del rodamiento.

Recuerde no obstante que los rodamientos estancos no deben lavarse en absoluto, por razones obvias su interior tampoco puede ser inspeccionado.

Desmontaje de rodamientos



Haga girar el aro exterior y escuche si el ruido es normal.

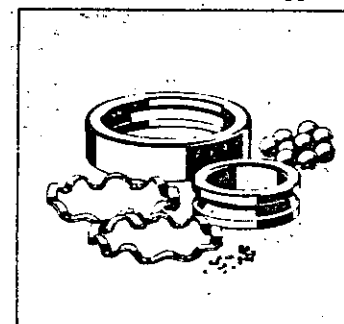


Un rodamiento que no presente daños en los caminos de rodadura, elementos rodantes o jaulas, que gira uniformemente y no tiene un juego interno anormalmente grande, puede sin riesgo alguno volverse a montar. Respecto a la relubricación del rodamiento véase la pag. 43. Si se carece de documentación debe anotarse la designación del rodamiento, la cual va grabada generalmente en la cara del aro exterior o interior.

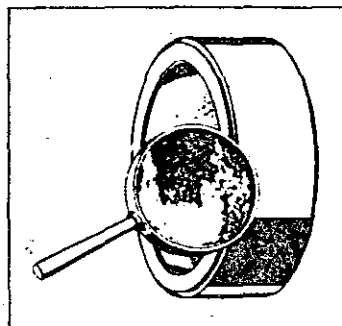
Averías de los rodamientos

Esta sección trata de diversas averías de los rodamientos y sus probables causas. Cuando un rodamiento se estropea, se debe siempre procurar averiguar el motivo y tratar de eliminarlo. Las causas más corrientes son:

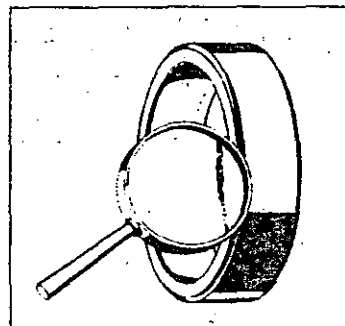
- defectos de montaje
- lubricación defectuosa
- impurezas en el rodamiento
- agua en el rodamiento
- defecto de forma en el soporte o eje
- daños por vibración
- paso de la corriente eléctrica
- fatiga del material



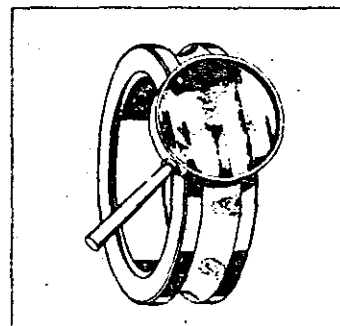
Desarme el rodamiento dañado. Si la jaula está remachada se corta la cabeza de un par de remaches y luego puede romperse con ayuda de un destornillador o herramienta similar. Los diez grabados siguientes muestran averías típicas. Consisten la mayoría de las veces en lo que se denomina descascarillado, o sea desprendimiento de fragmentos de material del camino de rodadura. El primer descascarillado suele ser pequeño, pero debido al aumento de las tensiones en los bordes de la lesión y la dispersión de los fragmentos metálicos con el lubricante, se extiende pronto.



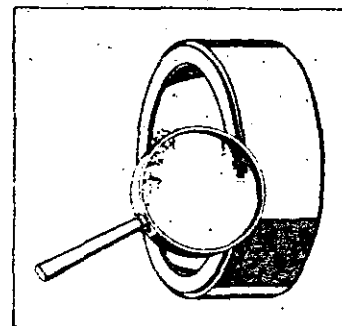
Si el rodamiento se monta mal, por ej. calándolo excesivamente fuerte sobre manguito de fijación o asiento cónico, puede sufrir una precarga. La figura representa descascarillados en el camino de rodadura del aro exterior debidos a precarga radial de esta clase.



Una precarga axial puede originarse por ej. cuando el rodamiento queda acunado lateralmente. Los desperfectos mostrados en la figura fueron originados por falta de espacio en el soporte, el rodamiento no pudo seguir el desplazamiento axial que se produjo al alargarse el eje debido a dilatación térmica.

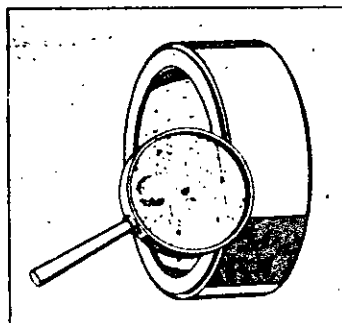


Si un rodamiento que ha de montarse con ajuste de apriete sobre el eje se cala dando golpes sobre el aro exterior, pueden producirse daños del tipo mostrado en la figura. Estos daños pueden también originarse al dar golpes sobre un extremo del eje, una polea etc., sin apoyo de contención. En tal caso se producen fácilmente huellas en los caminos de rodadura y elementos rodantes, con lo que se acorta la duración.



Un rodamiento mal lubricado presenta unos caminos de rodadura con un pulido de gran brillo pero a menudo también con microgrietas en la superficie. Por regla general es sin embargo la jaula la que se rompe primero, con lo que una bola o un rodillo fácilmente quedan acunados y se produce la avería total del rodamiento. También puede ocurrir que el rodamiento se caliente por funcionar con falta de lubricante.

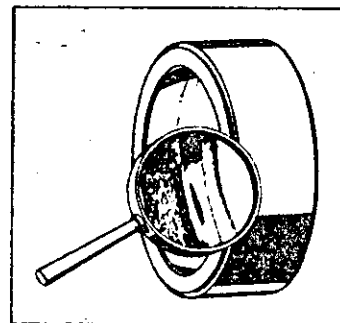
Averías de los rodamientos



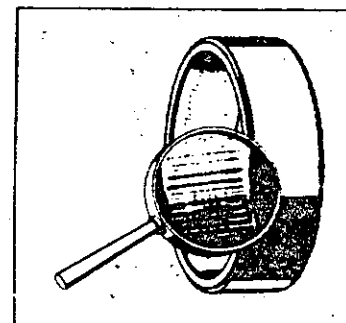
Si en el rodamiento penetran impurezas en forma de partículas sólidas, se originan fácilmente desperfectos del tipo mostrado en la figura. Las partículas ocasionan huellas de presión en los caminos de rodadura y elementos rodantes, con posible descascarillado en forma de escamas. Las impurezas pueden naturalmente haber ya entrado en el montaje, pero lo más probable es que alguna de las obturaciones esté defectuosa.



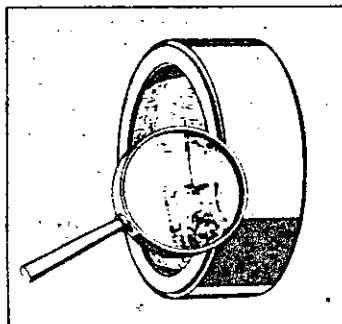
Todos los componentes del rodamiento son generalmente metálicos. Los metales son sensibles a la acción del agua, especialmente del agua salada. Una brusca caída de temperatura puede dar lugar a una condensación originando así corrosión.



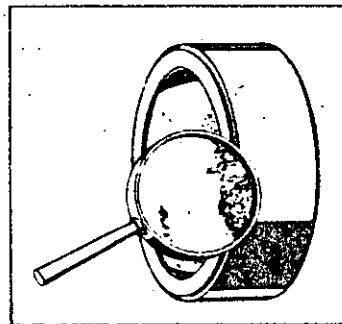
Falta de redondez del alojamiento del rodamiento en el soporte o de su asiento sobre el eje puede dar lugar a avería del rodamiento. En tales casos se producen a menudo los desperfectos en dos puntos opuestos. También otros defectos de forma pueden perjudicar al rodamiento. Una viruta metálica entre el aro exterior y el soporte puede producir deformación suficiente como para dañar el camino de rodadura del aro exterior.



En máquinas sometidas a vibraciones pueden originarse daños en rodamientos parados debido a que los elementos rodantes rozan contra los caminos de rodadura al compás de las vibraciones. Para precaver tales daños debe el eje cauzarse e inmovilizarse para que de este modo los rodamientos queden descargados, o bien cuidar de que el eje esté continuamente girando despacio. A menudo es suficiente con abreviar los períodos de parada de la máquina en cuestión.



Aunque la diferencia de potencial entre el eje y el soporte sea baja (0,4 voltios), puede producirse una descarga de corriente a través de la delgada película de lubricante entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura. Su consecuencia es un número de cráteres por quemadura o zonas estriadas. Daños de esta clase pueden originarse por ej. por mal contacto con tierra al efectuar trabajos de soldadura en la máquina.



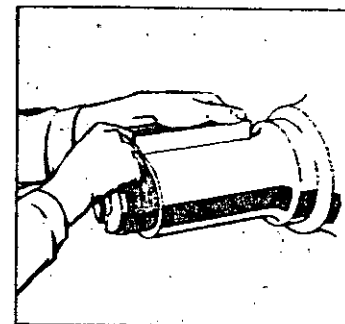
El motivo de que se presenten descascarillados por fatiga puede a veces ser simplemente que el rodamiento ha alcanzado su duración efectiva. Esta sobrepasa generalmente en forma apreciable la duración nominal calculada.

Montaje de rodamientos

108

Esta sección contiene consejos y recomendaciones sobre la forma más conveniente de montar los rodamientos. Está subdividida en los siguientes apartados:

Ajuste de apriete en el eje
Ajuste de apriete en el alojamiento
Rodamientos de rodillos cilíndricos
Rodamientos de rodillos cónicos
Rodamientos sobre manguito
Llenado de lubricante
Pruebas e informes

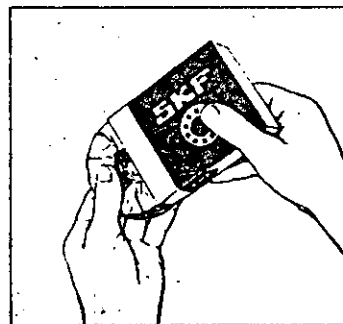


Una condición para que un rodamiento funcione satisfactoriamente y alcance la duración prevista es que en su montaje se utilice el método correcto y se observe puidritud. El montaje debe de preferencia efectuarse en una sala seca y limpia. El lugar de trabajo debe, de ser posible, no estar próximo a máquinas que desprendan virutas o polvo.

Empiece el trabajo de montaje reuniendo las herramientas necesarias— en las págs. 48 y 49 hay ejemplos de herramientas apropiadas de montaje que SKF vende. El distribuidor de SKF le facilitará gustosamente informaciones complementarias de toda la gama de herramientas

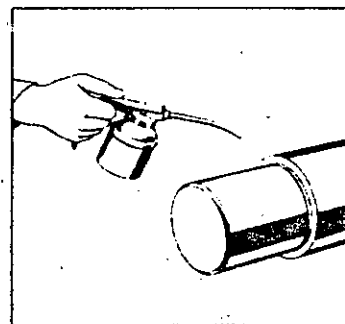
Examine cuidadosamente las piezas vecinas a los rodamientos. Quite rebabas y limpie el eje y los resaltes. Verifique el eje y el soporte en lo que respecta a exactitud de dimensiones y de forma. Pueden haberse producido daños en el desmontaje. Revise las obturaciones y sustitúyalas si están desgastadas o estropeadas.

Montaje de rodamientos

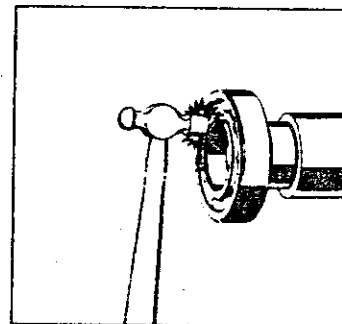


Al cambiar un rodamiento, el nuevo no debe sacarse del envase hasta el momento de montarlo. No quite el agente antioxidante excepto en la superficie cilíndrica exterior y en el agujero. Limpiar estas superficies con white spirit, secándolas con un trapo sin hilachas limpio.

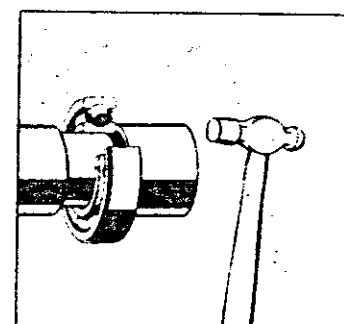
Ajuste de apriete en el eje



Unte con aceite fluido el asiento del rodamiento antes de su montaje. Con esto se pretende evitar daños en el eje.



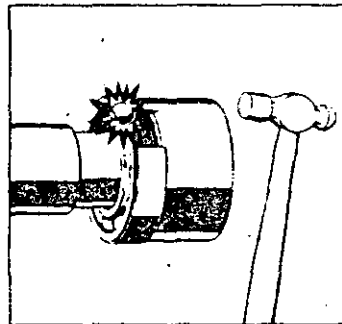
No de nunca martillazos directamente sobre el rodamiento sino intercale siempre algún elemento. El aro podría quebrarse, la jaula dañarse o desprenderse fragmentos metálicos y estropear el rodamiento al hacerlo funcionar.



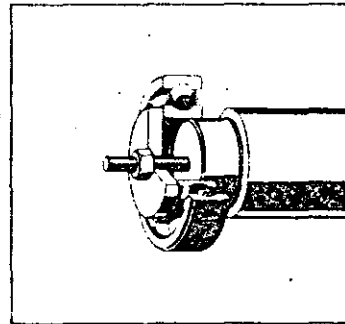
Los rodamientos pequeños se montan mediante un botador de segmento o un botador tubular bien limpio. Los extremos del tubo han de ser planos, paralelos y estar exentos de rebabas.

Aplique la herramienta al aro interior. Para dar los golpes emplee un martillo corriente. Los martillos de plomo u otro metal blando no son apropiados por desprenderse fácilmente escamas. Vigile que el rodamiento no entre torcido al calarlo sobre el eje.

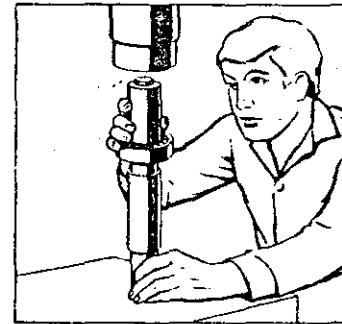
107



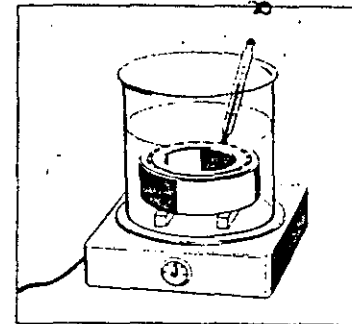
No cale nunca presionando sobre el aro exterior al montar el rodamiento sobre el eje. Podría dañar los caminos de rodadura y elementos rodantes, con lo que la duración del rodamiento disminuiría considerablemente.



Si el eje lleva roscas interiores o exteriores, estas pueden aprovecharse para el montaje.



Si se dispone de una prensa mecánica o hidráulica, pueden montarse en frío rodamientos pequeños y medianos. Intercale un casquillo o trozo de tubo bien limpio entre la prensa y el aro interior.

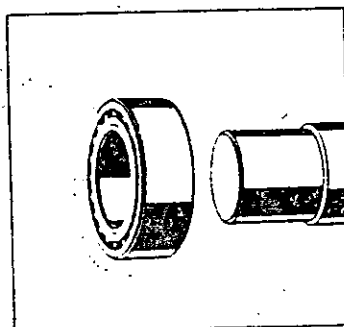


El montaje de rodamientos grandes se facilita calentándolos previamente, siendo una temperatura apropiada unos 80-90 °C por encima de la temperatura ambiente. Un rodamiento no debe sin embargo calentarse a más de +120 °C. Generalmente se calientan en baño de aceite. Utilícese aceite limpio con un punto de inflamación superior a los +250 °C. Tómese un recipiente limpio y viértase suficiente aceite para cubrir totalmente el rodamiento. El rodamiento no debe apoyarse directamente sobre el fondo sino que debe utilizarse un suplemento que lo aisle del calor del fondo. Empleese un hornillo eléctrico, una flama de gas, o algo por el estilo para el calentamiento del aceite.

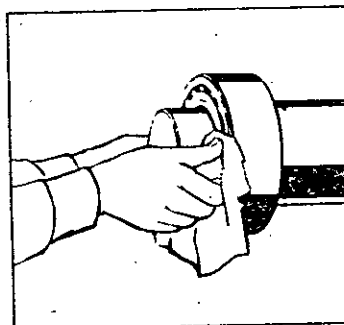
¡No caliente nunca el rodamiento directamente a la flama!

SKF vende aparatos calentadores, hornos y hornillos eléctricos.

Montaje de rodamientos

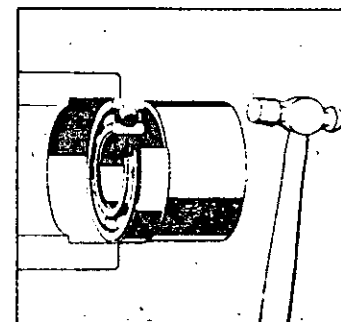


Póngase guantes protectores limpios o utilice trapos limpios para coger el rodamiento caliente. Vacíese el aceite que pueda quedar en el aro exterior y séquese el agujero del rodamiento. Acto seguido deslícese el rodamiento rápidamente sobre el eje.

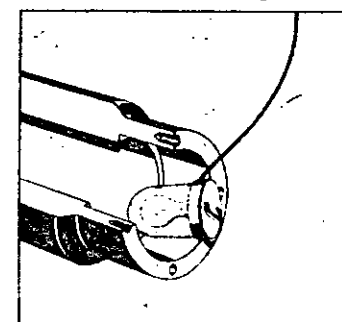


Presione el rodamiento contra la superficie de apoyo hasta que se haya enfriado, a fin de que el aro interior se ajuste bien al resalte.

Ajuste de apriete en el alojamiento



Acéitese el alojamiento del rodamiento, empleese para el calado un botador de segmento o un botador tubular bien limpio, pero aplicándolo al aro exterior. Vigile que el rodamiento no se tuerza al montarlo. También en este caso es conveniente emplear una prensa mecánica o hidráulica. Por lo demás las reglas que rigen para el montaje de rodamientos con ajuste de apriete sobre el eje son aplicables en el caso de ajuste de apriete en el alojamiento.



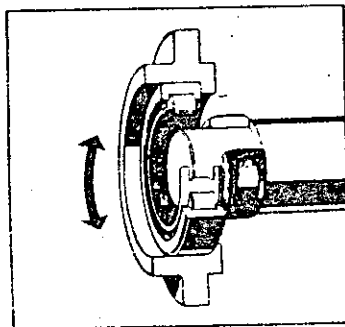
El alojamiento debe a veces calentarse para poder montar el rodamiento. Generalmente basta con un aumento de temperatura relativamente pequeño puesto que el ajuste raramente es especialmente fuerte. Para el calentamiento puede emplearse una lámpara eléctrica, el aparato calentador de SKF, aceite caliente o una llama directa. De emplearse llama directa hay que observar gran precaución a fin de que el alojamiento no se agriete o se deforme.

Verifíquense las dimensiones del alojamiento después del calentamiento y no olvide de limpiarlo con un trapo seco antes de montar el rodamiento. Presiónese el rodamiento contra el resalte y reténgase hasta que el alojamiento se haya enfriado lo suficiente para que el rodamiento quede bien fijado.

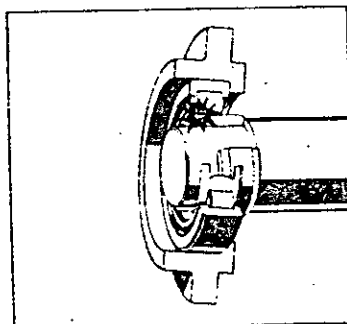
109

Montaje de rodamientos

Rodamientos de rodillos cilíndricos

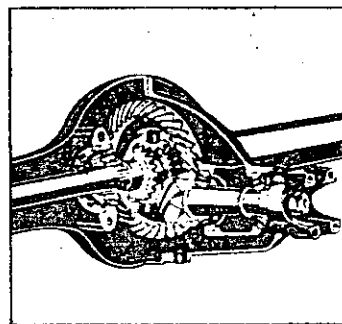


Los rodamientos de rodillos cilíndricos pueden generalmente montarse por partes. Móntese primero el aro libre y acéitense ligeramente el camino de rodadura. Acéitense seguidamente los rodillos y colóquese el otro aro con la corona de rodillos al mismo tiempo que se hace girar el eje o el alojamiento. Vigile que la corona de rodillos entre de forma correcta. Se recomienda el uso de un casquillo guidor.

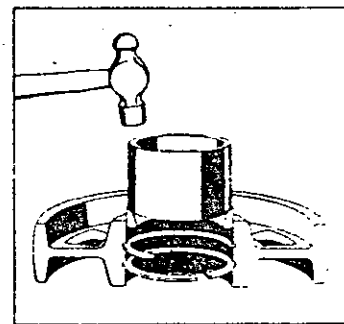


Si la corona de rodillos entra torcida sin haberse previamente aceitado o sin hacerla girar, es fácil que se dañe un aro o alguno de los rodillos.

Rodamientos de rodillos cónicos



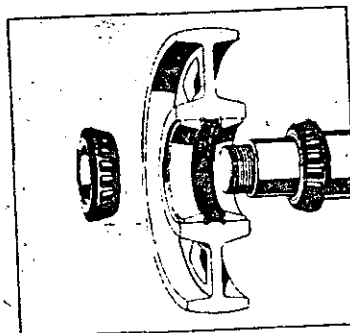
El montaje de rodamientos de rodillos cónicos puede ser relativamente complicado. Frecuentemente han de montarse con un determinado juego interno o ajustarse a una cierta precarga predeterminada mediante muelles o arandelas de reglaje. Si no se dispone de las instrucciones de montaje del fabricante de la máquina, SKF facilita gustosamente información.



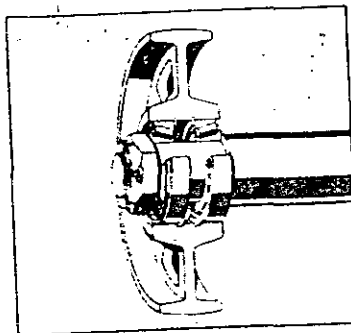
Aplicaciones sencillas de rodamientos en ruedas pueden no obstante montarse sin mayores problemas. Empezase por calar los aros exteriores en el cubo con ayuda de un manguito de montaje o un botador tubular bien limpio. Compruébese que los aros queden apoyados contra los respectivos anillos de retención (resaltes).

110

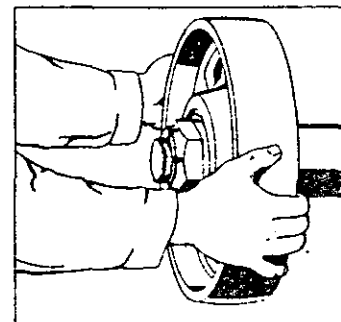
Montaje de rodamientos



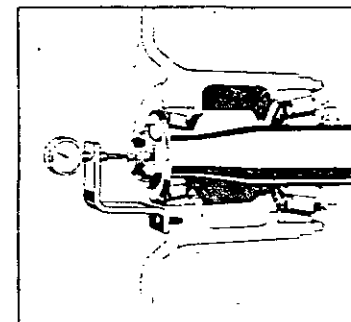
Móntese a continuación en la mangueta el cono interno con su correspondiente corona de rodillos del rodamiento. Llenese de grasa apropiada el espacio entre los rodillos en ambos rodamientos y entre los aros exteriores. Coloque la rueda y móntese a continuación el cono externo.



Enrosque la tuerca y apriete, haciendo girar simultáneamente la rueda. Cuando la rueda empiece a ofrecer resistencia aflojese la tuerca solo lo necesario para que la rueda empiece nuevamente a girar suave. Asegure la tuerca y coloque inmediatamente el tapacubos.



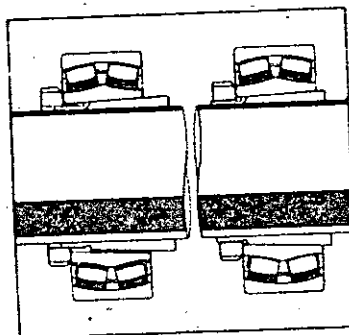
Compruebe el juego interno en la aplicación de rodamientos de ser posible, por ejemplo, haciendo oscilar el alojamiento o el eje. Si los rodamientos se aprietan excesivamente resultará muy pronto una avería del rodamiento.



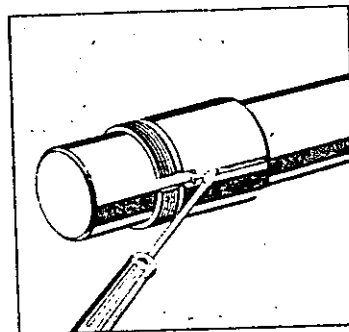
Si se requiere un montaje muy cuidadoso puede emplearse un comparador para medir el juego interno axial de los rodamientos. Es importante que durante el ajuste y antes de la medición se dé algunas vueltas al eje o al alojamiento para que los extremos de los rodillos adquieran buen contacto con la pestaña guía.

Montaje de rodamientos

Rodamientos sobre manguito

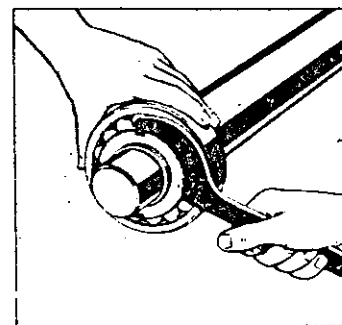


El aro interior de un rodamiento con agujero cónico se monta siempre con ajuste de apriete, generalmente sobre manguito de fijación o de desmontaje. El grado de apriete depende de lo que se cale el rodamiento sobre el cono. El juego radial original del rodamiento disminuye gradualmente durante el calentamiento — la reducción de juego es por tanto una medida del apriete obtenido.

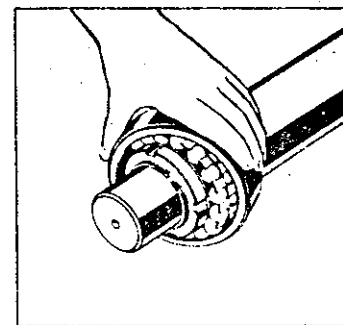


Manguito de fijación

Deslicese el manguito de fijación sobre el eje hasta la posición marcada al desmontarlo, esto se facilita abriendo un poco la hendidura por el cono con un destornillador. Si por algún motivo falta la señal de la posición del manguito sobre el eje, debe averiguarse donde debe situarse exactamente el rodamiento y colocar el manguito de acuerdo con ello. En ciertos casos puede ser necesario hacer una prueba de montaje del rodamiento para de esta forma tantear cuál es la posición correcta del manguito.

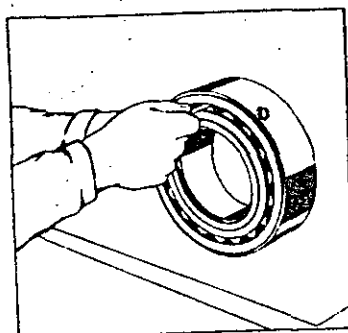


Quítese el agente antioxidante del agujero del rodamiento, pero sólo del agujero, antes de montarlo. Pásele el rodamiento sobre el manguito de fijación y enrosquese la tuerca. Cale el rodamiento apretando la tuerca.

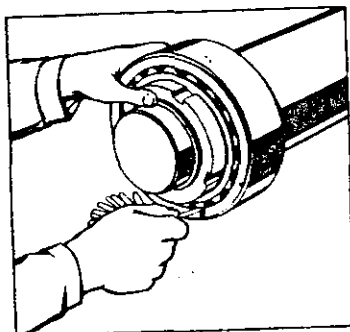


Al montar rodamientos de bolas a rotula sobre manguito de fijación se comprobará la reducción del juego girando y ladeando el aro exterior durante el calentamiento. Cuando la presión de la tuerca sea la apropiada el aro exterior debe continuar siendo fácil de girar pero ofrecer cierta resistencia al ladearlo.

Montaje de rodamientos



Antes de montar un rodamiento de rodillos a rótula sobre manguito de fijación, se mide el juego interno con un juego de calgas de espesores. Con el rodamiento vertical sobre el banco de trabajo gírese el aro interior un par de vueltas de modo que los rodillos se sitúen debidamente antes de introducir la galga. Mídase entre el rodillo superior y el aro exterior. Inicie la medición con una galga relativamente delgada y aumentese el grueso sucesivamente, hasta que la galga pueda apenas introducirse. El juego medido debe ser el mismo para ambas hileras de rodillos.



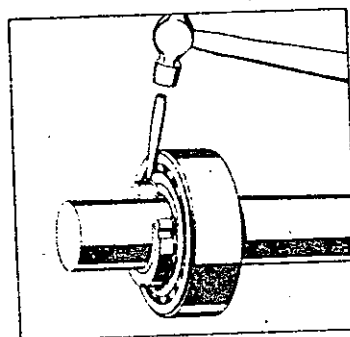
Compruébese la reducción del juego a intervalos regulares durante el calado. Mídase entre el rodillo inferior y el aro exterior. La tabla contigua da valores orientativos de la reducción del juego radial y el calado axial para rodamientos de rodillos a rótula.

Grandes cargas, elevado número de revoluciones y grandes diferencias de temperatura entre el aro interior y el exterior (el interior más caliente que el exterior) implican que el juego remanente en el rodamiento deba ser relativamente grande. En tales casos se emplean por regla general rodamientos con juego interno mayor que el normal, o sea juego C3 o C4, montándolos con la máxima reducción de juego indicada en la tabla. Si el aro exterior se calienta más que el interior se emplea por regla general un juego interno menor que el normal.

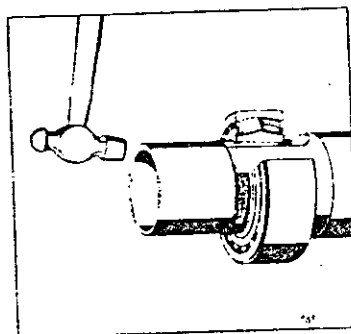
Dímetro del agujero d mas de	hasta inci.	Reducción del juego radial		Calado axial ¹⁾				Juego mínimo residual admisible después del montaje para rodamientos con juego interno inicial			
		min	max	Conicidad 1:12		Conicidad 1:30		Normal	C3	C4	
mm	mm	mm	mm	min	max	min	max	mm	mm	mm	
30	40	0.020	0.025	0.35	0.4	—	—	0.015	0.025	0.040	
40	50	0.025	0.030	0.4	0.45	—	—	0.020	0.030	0.050	
50	65	0.030	0.040	0.45	0.6	—	—	0.025	0.035	0.055	
65	80	0.040	0.050	0.6	0.75	—	—	0.025	0.040	0.070	
80	100	0.045	0.060	0.7	0.9	1.75	2.25	0.035	0.050	0.080	
100	120	0.050	0.070	0.75	1.1	1.9	2.75	0.050	0.065	0.100	
120	140	0.065	0.090	1.1	1.4	2.75	3.5	0.055	0.080	0.110	
140	160	0.075	0.100	1.2	1.6	3.0	4.0	0.055	0.090	0.130	
160	180	0.080	0.110	1.3	1.7	3.25	4.25	0.060	0.100	0.150	
180	200	0.090	0.130	1.4	2.0	3.5	5.0	0.070	0.120	0.160	
200	225	0.100	0.140	1.6	2.2	4.0	5.5	0.080	0.120	0.180	
225	250	0.110	0.150	1.7	2.4	4.25	6.0	0.090	0.130	0.200	
250	280	0.120	0.170	1.9	2.7	4.75	6.75	0.100	0.140	0.220	
280	315	0.130	0.190	2.0	3.0	5.0	7.5	0.110	0.150	0.240	
315	355	0.150	0.210	2.4	3.3	6.0	8.25	0.120	0.170	0.260	
355	400	0.170	0.230	2.6	3.6	6.5	9.0	0.130	0.190	0.290	
400	450	0.200	0.260	3.1	4.0	7.75	10	0.140	0.200	0.310	
450	500	0.210	0.280	3.3	4.4	8.25	11	0.150	0.230	0.350	
500	560	0.240	0.320	3.7	5.0	9.25	12.5	0.170	0.250	0.360	
560	630	0.260	0.350	4.0	5.4	10	13.5	0.200	0.290	0.410	
630	710	0.300	0.400	4.6	6.2	11.5	15.5	0.210	0.310	0.450	
710	800	0.340	0.450	5.3	7.0	13.3	17.5	0.250	0.350	0.510	
800	900	0.370	0.500	5.7	7.8	14.3	19.5	0.270	0.380	0.570	
900	1000	0.410	0.550	6.3	8.5	15.8	21	0.300	0.430	0.640	
1000	1120	0.450	0.600	6.8	9.0	17	23	0.320	0.460	0.700	
1120	1250	0.490	0.650	7.4	9.8	18.5	25	0.340	0.500	0.770	

¹⁾ Valido únicamente para ejes macizos de acero.

Montaje de rodamientos



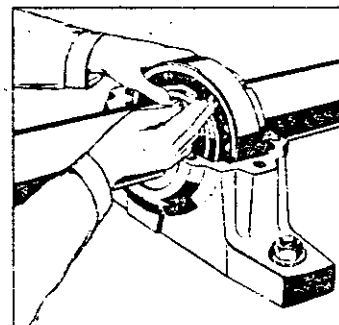
Desenrosque la tuerca una vez terminado el calado y colóquese la arandela de retención. Seguidamente apriétese la tuerca y dóblese una lengüeta de la arandela para que coincida con alguna de las muescas de la tuerca. Midase nuevamente el juego remanente del rodamiento y verifíquese que no haya variado.



Manguito de desmontaje

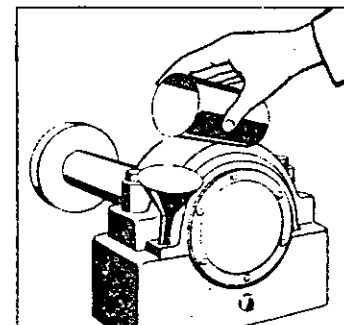
Calése el manguito de desmontaje con ayuda de un botador de segmento o un botador tubular bien limpio. Compruébese el calado midiendo la reducción de juego.

Llenado de lubricante



Lubricación por grasa

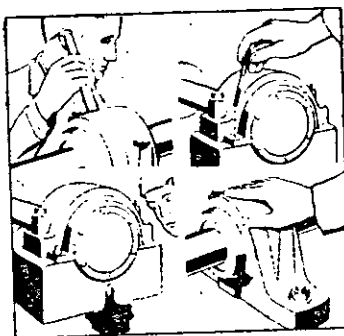
Llenense los espacios entre las bolas o los rodillos con una grasa apropiada para las condiciones de trabajo. El espacio libre alrededor del rodamiento se llena de grasa normalmente entre la tercera parte y la mitad. Si el rodamiento funciona a un número muy elevado de revoluciones debe disminuirse algo la cantidad de grasa en el espacio libre. Si el rodamiento funciona a un número muy reducido de revoluciones puede llenarse totalmente de grasa el espacio libre alrededor del rodamiento.



Lubricación por aceite

Llenese con aceite de la calidad prescrita y en la cantidad adecuada. Si se recomienda un nivel de aceite para el funcionamiento, se debe comprobar también

Pruebas e informes



Inmediatamente después de la puesta en marcha se está todavía a tiempo de corregir un eventual error. Manténgase por ello el rodamiento bajo detenida observación durante este primer período de funcionamiento, según las instrucciones de vigilancia, págs. 6-8. A la menor sospecha de que algo no esté en perfecto orden debe pararse la máquina e investigarse la disposición.



Los datos del montaje, tales como la fecha, la designación completa del rodamiento, resultado de las verificaciones de dimensiones, juego interno del rodamiento antes y después del montaje, que lubricante se ha empleado etc., deben recopilarse en un informe. Si el informe se completa con un esquema de mantenimiento, en el que se especifique la relubricación, trabajo de inspección etc., se tendrá con el tiempo una buena visión del estado de los rodamientos, permitiendo planear con antelación suficiente los eventuales recambios futuros de los mismos.

Instrucciones de lubricación

115

Un rodamiento bien lubricado no se desgasta, puesto que el lubricante impide contacto metálico directo entre los diversos elementos del rodamiento. El fabricante de la máquina indica por regla general que lubricante e intervalo de relubricación debe adoptarse, y en tal caso basta por tanto con seguir las instrucciones. En caso de faltar tales instrucciones, pueden ser útiles las siguientes recomendaciones.

Todos los rodamientos pueden en principio lubricarse o bien con grasa o bien con aceite. Los rodamientos axiales de rodillos a rotula exigen no obstante normalmente lubricación por aceite; grasa puede usarse solamente a muy bajas velocidades. En cuanto a los rodamientos estancos, o sea rodamientos con placas de protección o de obturación, se llenan de grasa en el momento de fabricación y no necesitan por tanto relubricarse nunca.

Determinante para la elección de lubricante es en primer lugar el campo de temperaturas y la velocidad a la que trabaja el rodamiento. En condiciones normales de funcionamiento se puede generalmente emplear grasa, la cual se mantiene más fácilmente en el rodamiento en comparación con el aceite; la grasa contribuye también por sí misma a proteger el rodamiento contra la humedad e impurezas. La lubricación con aceite se emplea comúnmente cuando las temperaturas de funcionamiento o las velocidades son elevadas, cuando interesa disipar calor de la aplicación y cuando los elementos contiguos de la máquina están lubricados por aceite. En las tablas de rodamientos se especifican los límites

de velocidad que rigen para lubricación por grasa y aceite respectivamente.

Guarde siempre el lubricante en recipientes limpios, cerrados. El lugar de almacenamiento debe ser seco.

SKF facilita gustosamente recomendaciones sobre calidades apropiadas de grasa y aceite.

Lubricación por grasa

Clases de grasa

Las grasas lubricantes son aceites espesados con diversas sustancias, generalmente jabones metálicos. En la elección de la clase de grasa es necesario tener en cuenta su consistencia, la región de temperaturas en la cual puede usarse la grasa y su acción anticorrosiva en presencia de agua. De acuerdo con la clasificación introducida por NLGI (National Lubrication Grease Institute) las grasas lubricantes se agrupan por clases de consistencia. Las grasas lubricantes que en primer término vienen al caso tratándose de rodamientos son grasas de jabones metálicos en las clases de consistencia 1, 2 y 3.

El límite superior de temperatura para el empleo de las grasas al calcio se encuentra alrededor de +50 °C. Adicionalmente, jabón plúmbico estas grasas son especialmente adecuadas para aplicaciones expuestas al agua, por ej. la sección de la tela en máquinas de papel. Ciertas grasas de este tipo protegen también contra el agua salada.

Las grasas al sodio son aplicables en la región de temperaturas de +30 a +80 °C.

Instrucciones de lubricación

y ejercen acción anticorrosiva por absorber el agua que pueda penetrar, con la que forman una emulsión. Al aumentar el contenido de agua en la grasa se produce una disminución de las propiedades lubricantes, existiendo riesgo de que la grasa se escape fuera de la disposición.

Las grasas al litio pueden generalmente emplearse en la región de temperaturas de -30 a $+110$ °C y son inalterables al agua. Si puede penetrar agua en la aplicación, la grasa debe contener un aditivo anticorrosivo. Las grasas de base litica con aditivo de jabón plumbico proporcionan una lubricación relativamente buena aunque se mezclen con agua.

Existen también algunas grasas que pueden emplearse a temperaturas de trabajo superiores a los $+120$ °C. En tales casos debe no obstante consultarse a SKF.

Intervalo de relubricación

De no tener otras instrucciones, puede utilizarse el diagrama contiguo, basado en lubricación con una grasa de calidad media resistente al envejecimiento, para determinar el intervalo apropiado de relubricación, expresado en horas de servicio. Este diagrama es válido para rodamientos en máquinas estacionarias a carga normal y a temperaturas de los rodamientos—tomada sobre el aro exterior—de hasta $+70$ °C. Para temperaturas superiores debe reducirse el intervalo a la mitad por cada 15 °C de aumento de temperatura. Naturalmente no debe sobrepasarse el límite superior de temperatura. Las aplicaciones en las

cuales la grasa se ensucia mucho o tiene que servir también para impedir la entrada de agua, deben relubrificarse con mayor frecuencia.

Cantidad necesaria de grasa

Si se carece de información sobre la cantidad necesaria de grasa para la relubricación, puede calcularse mediante la fórmula

$$G = 0,005 D B$$

siendo

G = cantidad de grasa en gramos

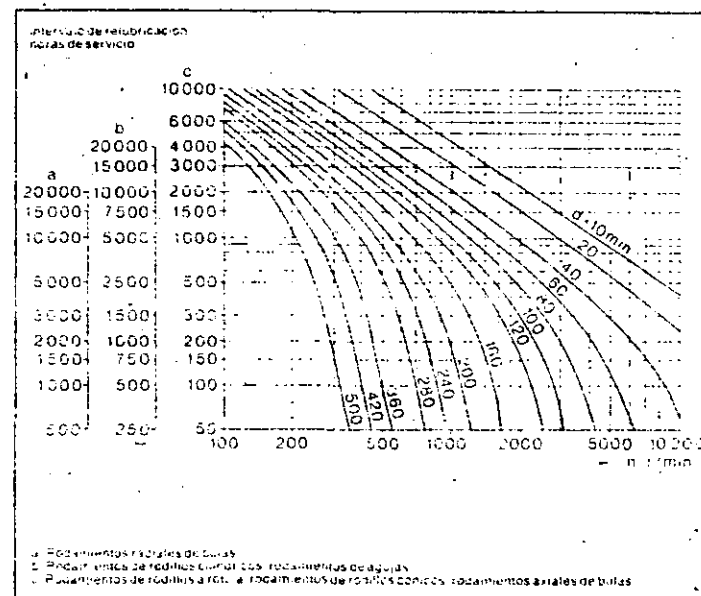
D = diámetro exterior del rodamiento en milímetros

B = ancho del rodamiento en milímetros

Lubricación por aceite

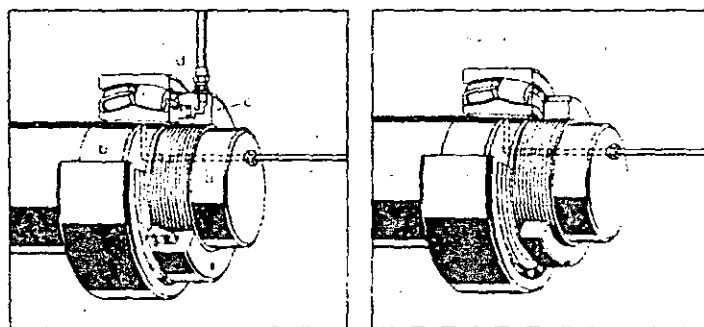
Para la lubricación de rodamientos deben emplearse aceites minerales refinados. A temperaturas de funcionamiento por encima de $+125$ °C se recomiendan no obstante aceites sintéticos del tipo poliglicol. Aditivos para mejorar algunas de las propiedades del aceite son por regla general necesarios solo bajo condiciones excepcionales de funcionamiento. Normalmente deben emplearse aceites con índice de viscosidad mediano o alto. A elevado número de revoluciones debe elegirse un aceite ligero, ya que de lo contrario se produce un exceso de temperatura en el rodamiento. A bajas velocidades se emplea en cambio un aceite muy denso para conseguir una película de aceite suficientemente gruesa.

116



Herramientas de montaje y desmontaje

Herramientas hidráulicas



En el montaje y desmontaje de rodamientos grandes el método de inyección de aceite de SKF y las tuercas hidráulicas de SKF han mostrado ser unos medios sumamente provechosos.

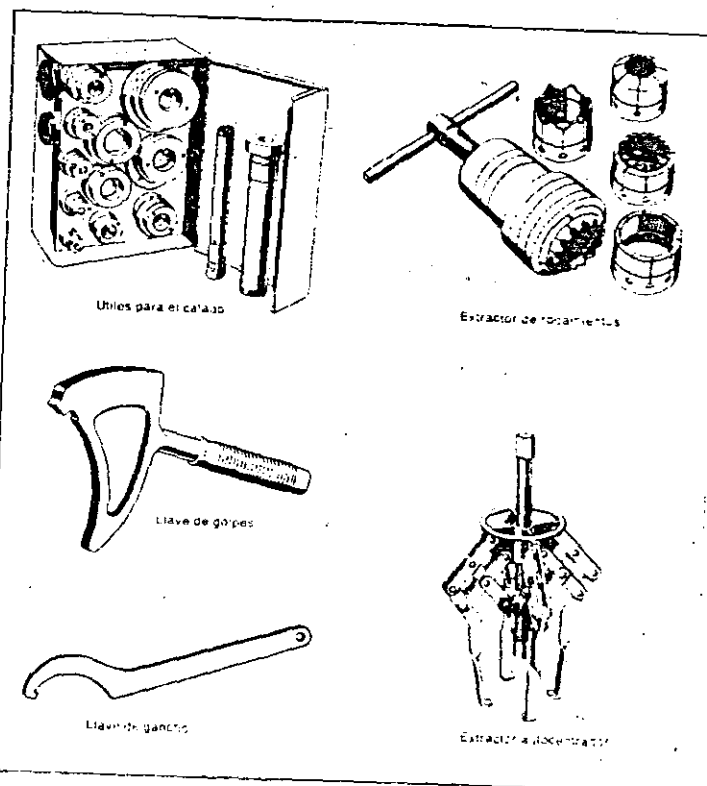
La figura de la izquierda muestra como mediante el método de inyección de aceite y una tuerca hidráulica se monta un rodamiento de rodillos a rótula sobre un eje cónico.

El método de inyección de aceite consiste en inyectar aceite a elevada presión entre el asiento del rodamiento y el aro interior, con lo que se forma una película que separa estos elementos. El aceite llega a las superficies de ajuste a través de unos conductos (a) en el eje y se distribuye por unos ranuras (b). A los ejes que carezcan de conductos y ranuras es fácil practicarlos por el durante una revisión general. SKF facilita gustosamente consejos e instrucciones.

La tuerca hidráulica se adapta a una rosca en el eje o manguito. Se inyecta aceite en la tuerca (c) de modo que el émbolo anular (d) presione sobre el aro interior del rodamiento sobre una tuerca de eje o sobre una arandela de tope que se haya atornillado en el extremo del eje. La presión de aceite se consigue por un inyector de aceite o una bomba, que también son suministrados por SKF.

La figura de la derecha muestra el desmontaje del mismo rodamiento. La tuerca del eje se ha alojado un par de vueltas. Al inyectar aceite entre el rodamiento y el asiento, se desplaza el rodamiento fácilmente y es retenido por la tuerca.

Herramientas mecánicas



Utiles para el calado

Extractor de rodamientos

Llave de golpes

Llave de gancho

Extractor auto centrador

Designaciones de rodamientos

Todo rodamiento métrico normalizado tiene una designación básica específica que indica el tipo de rodamiento y la serie de dimensiones normalizadas de sus dimensiones. Estas designaciones constan de 3, 4 o 5 cifras o de una combinación de letras y cifras, y designan en este orden: tipo, serie de dimensiones y diámetro del agujero. Los símbolos de tipo y serie de dimensiones, eventualmente junto con un sufijo por modificación del diseño interno, constituyen la serie de rodamiento.

El gráfico contiguo representa esquemáticamente la estructura del sistema de designaciones. Sobre los dibujos de los rodamientos se han indicado las series más corrientes dentro de cada tipo de rodamiento, y debajo de los dibujos consta el símbolo que designa el tipo de rodamiento. Las designaciones entre paréntesis en el gráfico denotan las cifras que según el sistema deberían formar parte de la designación básica, pero que por motivos prácticos se han omitido según se explica a continuación:

0 Rodamientos de dos hileras de bolas con contacto angular
El símbolo de tipo (0) se ha omitido.

1 Rodamientos de bolas a rótula
El símbolo de tipo (1) o la primera cifra de la serie de dimensiones (0 ó 1) pueden estar omitidos. Los rodamientos con $d < 10$ mm se designan con tres cifras, la última de las cuales corresponde al diámetro del agujero en milímetros.

2 Rodamientos de rodillos a rótula y rodamientos axiales de rodillos a rótula

3 Rodamientos de rodillos cónicos

4 Rodamientos rígidos de dos hileras de bolas

La primera cifra (2) de la serie de dimensiones se ha omitido.

5 Rodamientos axiales de bolas

6 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas

El símbolo de tipo (6) o la primera cifra de la serie de dimensiones (0 ó 1) pueden estar omitidos. Los rodamientos con $d < 10$ mm se designan con tres cifras, la última de las cuales corresponde al diámetro del agujero en milímetros.

7 Rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular

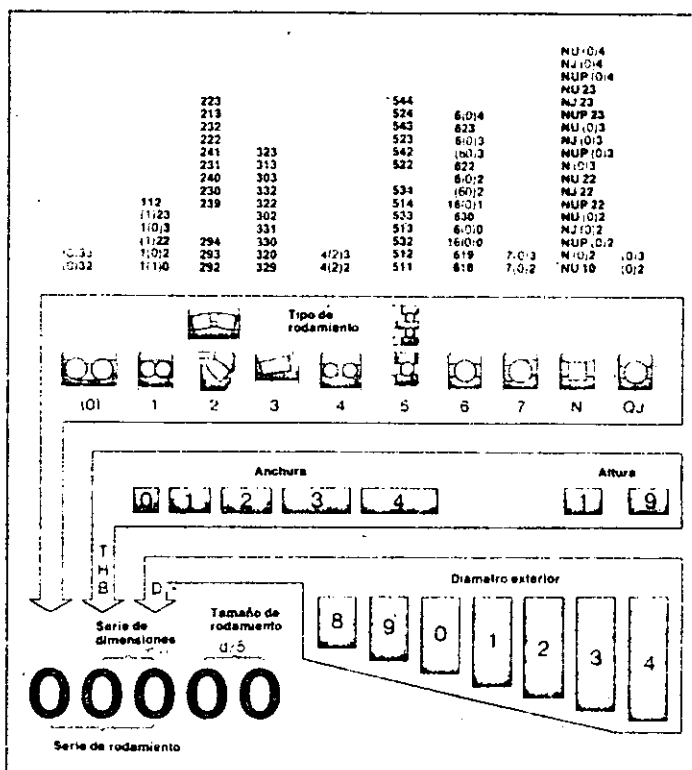
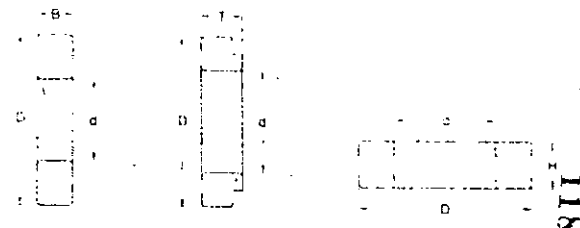
La primera cifra (0) de la serie de dimensiones se ha omitido.

N Rodamientos de rodillos cilíndricos

El símbolo N del tipo puede completarse con una o varias letras para señalar distintas combinaciones de pestaña guía. En la subsiguiente indicación de serie de dimensiones puede estar omitida la primera cifra (0).

QJ Rodamientos de bolas con cuatro puntos de contacto

La primera cifra (0) de la serie de dimensiones se ha omitido.



Designaciones de rodamientos

Designaciones adicionales

Para identificar rodamientos distintos de los normalizados o con componentes modificados, se usan letras que se añaden a la designación básica. Cuando se precisa varias letras, se añaden a la designación del rodamiento en el orden que se da a continuación.

Cuando se desee un rodamiento no normalizado, deberá consultarse con SKF la posibilidad de suministro del mismo.

A continuación se dan las designaciones adicionales más corrientes.

Prefijos

Componentes de los rodamientos

- L** Aro suelto (interior o exterior) de un rodamiento desmontable
Ejemplos: LNU 207 = aro interior del rodamiento de rodillos cilíndricos NU 207
L 30207 = aro exterior del rodamiento de rodillos cónicos 30207
- R** Rodamiento desmontable, sin su aro suelto (interior o exterior)
Ejemplos: RNU 207 = aro exterior y corona de rodillos del rodamiento de rodillos cilíndricos NU 207
R 30207 = aro interior y corona de rodillos del rodamiento de rodillos cónicos 30207

Sufijos

Construcción interna

- A** Construcción interna del rodamiento modificada
ejemplo: 7205 B = rodamiento de una hilera de bolas con contacto angular, ángulo de contacto 40°
- B**
- C**
- D**
- E**

Características externas

- X** Dimensiones principales modificadas conforme a las normas ISO
- RS** Placa de obturación de caucho sintético en un lado del rodamiento
- LS** Placas de obturación de caucho sintético en ambos lados del rodamiento
- 2RS**
- 2LS**
- Z** Placa de protección en un lado del rodamiento
- 2Z** Placas de protección en ambos lados del rodamiento
- K** Agujero cónico, conicidad 1:12
- K30** Agujero cónico, conicidad 1:30
- N** Ranura para anillo elástico en el aro exterior
- NR** Ranura en el aro exterior, y anillo elástico
- ZN** Placa de protección en un lado y ranura para anillo elástico en el otro lado
- ZNR** Como para ZN, mas anillo elástico
- N2** Dos muescas diametralmente opuestas en uno de los bordes exteriores del aro exterior
- G** Rodamiento de una hilera de bolas con contacto angular, con las caras de los aros ajustadas de modo que

dos rodamientos cualesquiera puedan ser montados apareados, ya sea con montaje "O" (espalda con espalda), o con montaje "X" (frente a frente) o con montaje en el mismo sentido (en tándem)

Jaula

- J** Jaula de chapa de acero embutida, sin templar
- Y** Jaula de chapa de latón embutida
- M** Jaula de latón mecanizada
- F** Jaula de acero o de fundición mecanizada
- L** Jaula de aleación ligera mecanizada
- T** Jaula de resina fenólica reforzada con tela
- TH** Como para T y alvéolos tipo a presión
- TN** Jaula de plástico (nylon)
- TN9** Jaula de plástico reforzado

La letra que indica el tipo de jaula y el material de la misma puede ir seguida de la letra A o de la letra B, que indican que la jaula está centrada sobre el aro exterior, o sobre el interior respectivamente

- V** Rodamiento repleto de bolas o de rodillos, sin jaula

Otras características de los rodamientos

Los sufijos de los grupos que siguen se añaden separándolos por una barra oblicua.

Precisión del rodamiento

- P6** Precisión según ISO clase 6
- P5** Precisión según ISO clase 5 (mayor que P6)
- P4** Precisión según ISO clase 4 (mayor que P5)
- PA97** Precisión dimensional según AFBMA clase 9, exactitud de giro según AFBMA clase 7
- PA9** Precisión según AFBMA clase 9
- SP** Precisión especial, con precisión dimensional similar a P5 y exactitud de giro similar a P4
- UP** Ultra-precisión, con precisión dimensional similar a P4 y exactitud de giro mayor que P4

Juego interno

- C1** Juego menor que C2
- C2** Juego menor que el normal
- C3** Juego mayor que el normal
- C4** Juego mayor que C3
- C5** Juego mayor que C4

Cuando se combinan las designaciones P6 ó P5 con una designación del juego, se suprime la letra C, por ejemplo P62 = P6 + C2.

Designaciones de rodamientos

Vibración, ruido

- Q6** Nivel de vibraciones inferior al normal
Q06 Picos de vibraciones inferiores a los normales
Q66 Q6 + Q06

Tratamiento térmico

Los aros interiores y exteriores (o arandelas de eje y de soporte) de los rodamientos estabilizados para temperaturas de funcionamiento más altas que las normales, se designan con los siguientes sufijos:

- S0** Hasta +150 °C
S1 Hasta +200 °C
S2 Hasta +250 °C
S3 Hasta +300 °C
S4 Hasta +350 °C

Características de lubricación

- W33** Ranura periférica y tres agujeros de lubricación en el aro exterior (rodamientos de rodillos a rótula)

Lubricantes

Estos sufijos constan de letras que indican el campo de temperaturas, y de un código de dos cifras que designan la grasa propiamente dicha, por ejemplo HT20. Se emplean las letras siguientes:

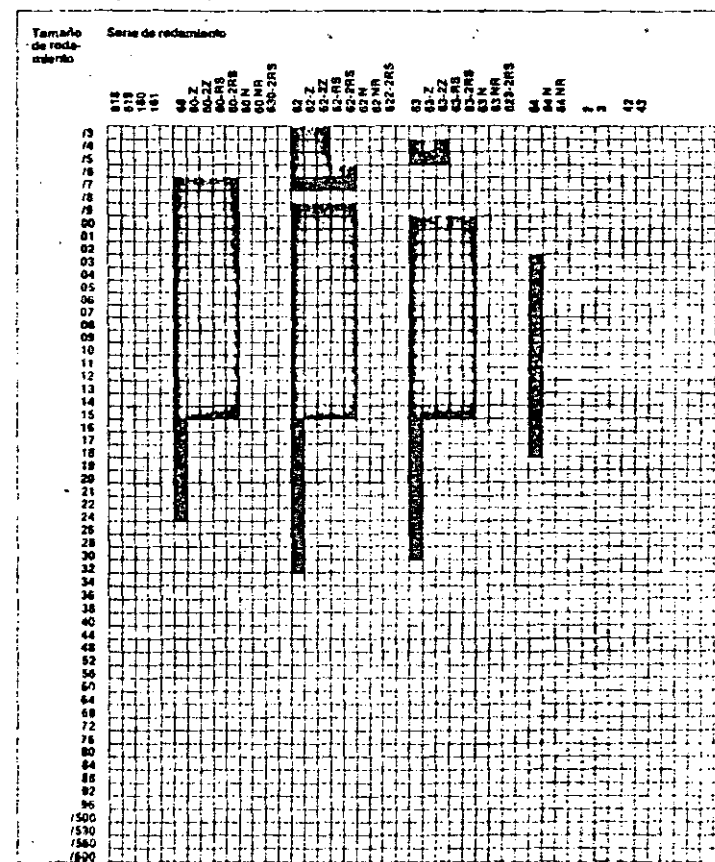
- MT** Grasa para temperaturas medias (-30 hasta +110 °C).
LT Grasa para bajas temperaturas (-50 hasta +80 °C).
HT Grasa para altas temperaturas (-20 hasta +130 °C).
LHT Grasa para bajas y altas temperaturas (-40 hasta +140 °C).

El sufijo MT solamente se emplea cuando la grasa no es la generalmente usada para un rodamiento particular.

Rodamientos rígidos de bolas

120

Resumen de productos





DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.

CALCULO Y SELECCION DE MOTORES ELECTRICOS

A N E X O S

DICIEMBRE, 1984

Nueva línea de chumaceras DODGE* ¹ que conquistará el Mercado de MEXICO.

La nueva línea de Chumaceras DODGE SAF—XT pronto será la número 1 en la industria.

La de mayor venta en su tipo. . . Hé aquí porqué:

Para fabricantes de equipo original, nuevas instalaciones, proyectos, ampliaciones, etc. SAF—XT de DODGE está diseñada para brindar una excepcional confiabilidad en el manejo de materiales a granel, cargas medianas y pesadas y especialmente en ambientes contaminados.

Nueva en casi todos los aspectos: que incluye una nueva y más resistente caja de hierro gris. . . cubierta de 4 tornillos. . . novedoso diseño del depósito. . . y autopurgante. . .

Exclusivos Sellos Triple-tec* como parte estándar. . . exclusivo micromontaje (Micro-Mount) (de 4" en adelante) para un rápido, simple, firme y preciso ajuste en la flecha.

Para un amplio rango de diámetros de flecha.

Las Chumaceras SAF—XT están disponibles en 6 tamaños: de 1 15/16" a 12". Son fácilmente intercambiables con otras chumaceras SAF. Los tamaños 1 15/16" y 2 3/16" son de dos tornillos en la base, de 2 7/16" a 3 1/2" pueden ser de 2 ó 4 tornillos. Los tamaños mayores únicamente de 4 tornillos.

1. PROTECCION EXTRA. . . SIN COSTO EXTRA.

El sello Triple-tec*, parte estándar en las Chumaceras SAF—XT, hace particularmente ventajosas sus aplicaciones en ambientes contaminados, que de otra manera acarrearían el uso de costosos sellos auxiliares TACONITE y sistemas de lubricación auxiliar.

Pruebas de laboratorio y en el campo demuestran que el Triple-tec* es muy superior a los sellos estándar y en la mayoría de los casos el Triple-tec* brinda una protección equivalente a la de los sellos TACONITE. Usted puede agregar sellos auxiliares si lo desea.

Triple-tec* es como dos sellos: uno de laberinto y otro de contacto a la superficie: evita la entrada de contaminantes. El sello de contacto evita la entrada de contaminantes y además permite una acción de purgado. Es imposible sobre-lubricar una SAF—XT.

Rápido y más sencillo montaje.

El sistema Micro-Mount de DODGE brinda un rápido y preciso montaje de la Chumacera SAF—XT sin necesidad de herramientas pesadas ni esfuerzo muscular. Simplemente gire la tuerca sobre el manguito atornillando contra la arandela de presión.

Así el rodamiento, el manguito y la flecha formarán una unidad integral. (Consulte el manual de instalación y mantenimiento).

Otras ventajas de la Chumacera SAF—XT incluyen el exclusivo diseño de la caja que ayuda a distribuir el lubricante y brinda presión para la acción purgante. . . Las ranuras a los extremos de la tapa facilitan su desarmado. . . guías en la base para taladrar si fuera necesario. . . muy fácil identificación.

2. HERRAMIENTAS PARA AYUDARLE A VENDER.

Un nuevo boletín a todo color y hojas adicionales con datos de Ingeniería y reportes comparativos, ventajas del diseño, comparación de sellos, dimensiones, tabla de selección y una interesante tabla de equivalencias para intercambiar nuestra Chumacera por otras SAF.

Respuestas concretas demuestran porqué la SAF—XT de DODGE será la número UNO en su especialidad.

P. Cuál es el mercado para la SAF—XT. . . ?

R. Esta Chumacera ha sido diseñada para penetrar el mercado de cargas medianas y pesadas donde DODGE no ha sido muy fuerte hasta la fecha. SAF—XT sustituye a la Spher-Align.

P. Porqué el nuevo nombre. . . ?

R. SAF es una identificación bien conocida de las chumaceras para cargas medianas.

Nosotros le agregamos XT para diferenciarla de las demás, ligándola a la tradicional imagen de DODGE. Extra fuerte y de Alta Calidad.

P. Cuál es la competencia. . . ?

R. SAF 22500 y 23000 No. 1 de SKF.

SAF 225 A y SAF 230 A de Torrington; P-LB 6800 y P-LB 6600 de Link Belt y No. 2 Browning SBT 22500.

P. Es más cara la SAF—XT. . . ?

R. No. Tiene precio competitivo.

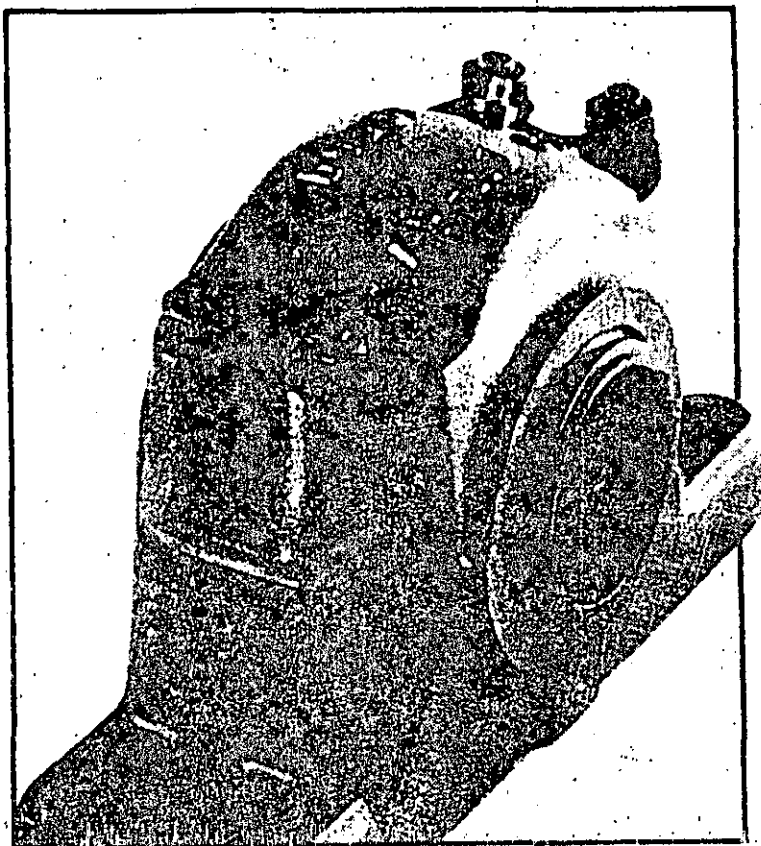
P. Es la SAF—XT directamente intercambiable con la competencia y con nuestras Spher-Align. . . ?

R. Sí. Tres dimensiones básicas son idénticas: altura al centro de la flecha, distancia entre barrenos de montaje y distancia de éstos al centro. El ancho del barrenos es ligeramente distinto. Generalmente esta dimensión es menor.

P. Son realmente importantes las diferencias entre la SAF—XT y otras chumaceras. . . ?

R. Existen cuatro razones para decidir la compra de una Chumacera de Base. Rodamiento. . . caja. . . sellado. . . y sistema de montaje.

1. El rodamiento es igual. . . Nosotros, ellos, todos usamos, las series 22200 y 23000 de rodamientos esféricos.



2. **Caja. Gran diferencia.** El diseño inicial de la caja de SKF es realmente antiguo. Y todos, incluyéndonos nosotros, copiamos originalmente aquel diseño. Aquella caja fue desarrollada para los sistemas de lubricación que prevalecían entonces: Con aceite. Las cosas han cambiado. La mayoría de los compradores y usuarios de chumaceras SAF, hoy lubrican con grasa. La grasa permanece ahí, no se corre y ayuda contra los contaminantes. El antiguo diseño no es lo mejor para lubricar con grasa. La actual caja SAF—XT de DODGE es especial para grasa. Es la única Chumacera SAF de Base, autopurgante, en el mercado. En cuanto a lubricación, la grasa es forzada al área de sello, protegiendo el rodamiento de suciedad, polvo, agua, etc.

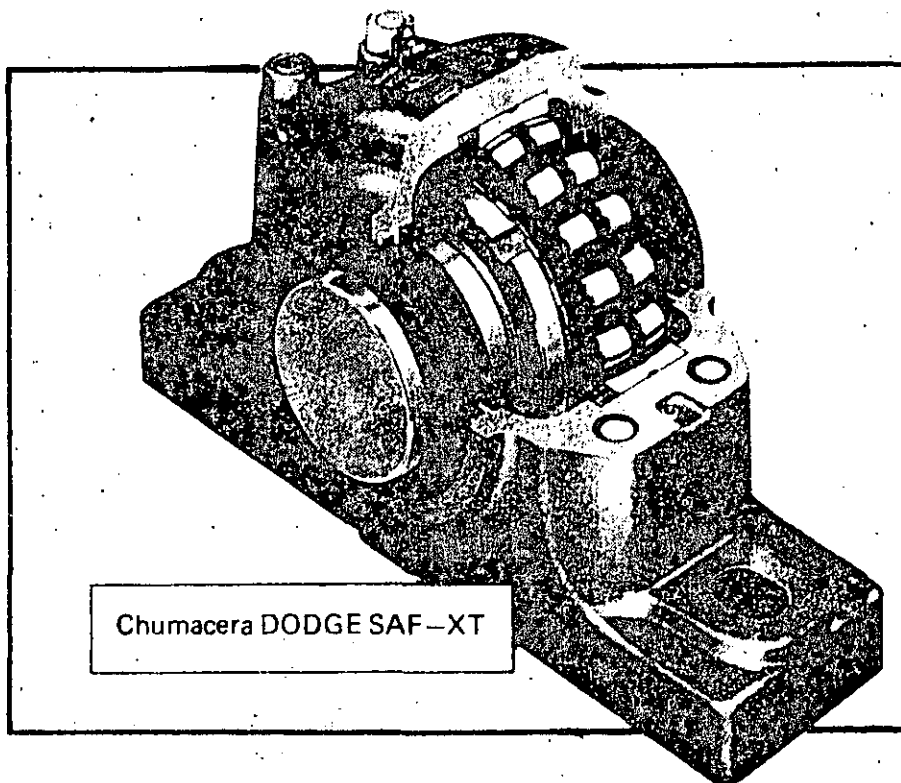
El antiguo diseño, aún en uso por los demás, tiene una cavidad demasiado grande para lubricantes como para que la acción autopurgante sea efectiva, sin que el usuario tenga que mantener 100% llena dicha cavidad, o comprar algún costoso sistema de lubricación automática. La SAF—XT se autopurga con menos de la mitad de llena, empleando tan solo el 40 ó 50% cuando mucho, que usan tamaños SAF similares, tradicionales.

bucante. Los sellos LER y los ER de triple anillo no son suficiente barrera para el polvo fino y la humedad. Esa fue la razón de empezar a usar los sellos auxiliares TACONITE. Los usuarios tenían que pagar por estos sellos auxiliares, porque los originales no sirven.

Los sellos auxiliares, que agregan del 30 al 50% al costo de una chumacera de base, hacen exactamente lo que la nueva SAF—XT de DODGE, hace por sí misma.

El sello de la SAF—XT de DODGE se ajusta completamente alrededor de la flecha, eliminando los claros visibles que deja el sello de tres anillos. El anillo exterior del anillo triple tiene una cara ahulada en forma de "V" para mantener afuera del laberinto a los contaminantes. El nuevo sello Triple—tec® de la SAF—XT de DODGE, hace a ésta Chumacera la única en el mercado sellada positivamente.

Combine este sello Triple—tec® con la caja que fuerza a la grasa hacia el área de sellado y usted realmente habrá descubierto el producto con VITALES DIFERENCIAS.



Para ambientes contaminados, a los usuarios les conviene más usar SAF—XT de DODGE, porque ésta caja protege mucho mejor y con menos grasa. Nuestra cubierta de 4 tornillos ofrece mejor y mayor resistencia. Las ranuras en ambos extremos de la cubierta le ayudan a desmontar fácilmente y además, ofrecemos guías de taladro para quien prefiere taladrar al instalar la base.

3. **SELLOS.** Lo mejor de todo. Al igual que la antigua caja SAF sus sellos fueron diseñados cuando se usaba aceite como lu-

4. **Micro-mount.** Micro-montaje un gran Sistema DODGE.

Todos usan un adaptador partido y cónico para montar la flecha. Solo la SAF—XT de DODGE emplea la tuerca ajustable de nuestro exclusivo Micro-mount.

Para instalar una chumacera cualquiera (de más de 4") se requieren grandes herramientas y hasta barras, además de gran esfuerzo muscular para que las piezas no se corran.

Con la SAF—XT de DODGE basta un giro del opresor con una llave Allen para

2

empujar el rodamiento sobre el adaptador cónico. Más fácil y rápido que con cualquier otra SAF.

P. Realmente, los compradores toman su decisión con esos cuatro puntos...?

R. Eso es todo para chumaceras de base. Caja, sello, montaje a la flecha y rodamiento.

P. Cuándo tendrá DODGE las nuevas Chumaceras DODGE SAF—XT...?

R. Ahora.

P. Cuando empezará DODGE a aceptar pedidos y embarcarlos...?

R. Ahora.

P.Cuál es el rango de medidas...?

R. De 1 15/16" a 12"

P. Las tienen en stock...?

R. Si, hasta 6 15/16". Para entrega de tamaño mayores, consulte a la fábrica.

P. Qué hay de la Spher-Align...?

R. Se ha suspendido su producción.

P. Qué hacemos si un comprador pide la Spher-Align...?

R. No hay razón si usted le habla de la nueva SAF—XT.

P. Si un usuario emplea aceite e insiste en aceite...?

R. Las velocidades permisibles para lubricación con grasa se han incrementado casi un 50%. Donde usted usaba una SPHER—ALIGN y baño de aceite, usted puede usar la SAF—XT con grasa. Donde usted usaba una SPHER ALIGN modificada para circulación de aceite, puede usar una SAF—XT modificada para circulación de aceite.

Un hecho importante es que los fabricantes de ventiladores usan y prefieren hoy lubricación con grasa. La circulación de aceite es más un sistema de enfriamiento que de lubricación.

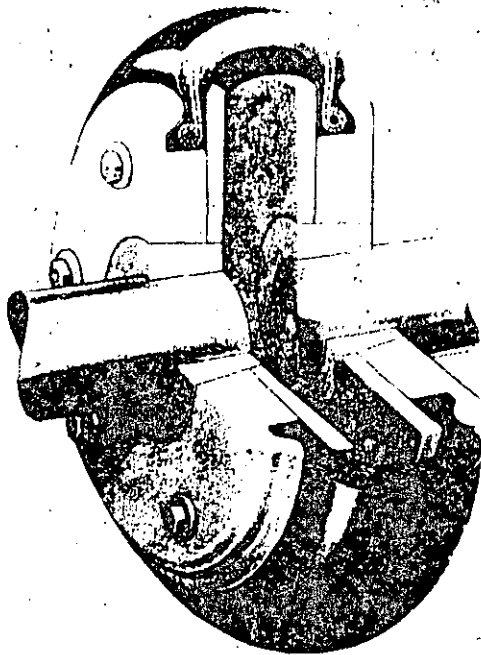
P. Qué hay de información de precios...?

R. Todo está en la lista de precios y tablas de descuentos.

P. Tiene DODGE suficiente capacidad de producción...?

R. Claro...! Envíe sus órdenes. Nosotros le enviaremos el producto...!

DODGE
de México, S.A. de C.V.

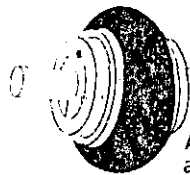


Para-flex*

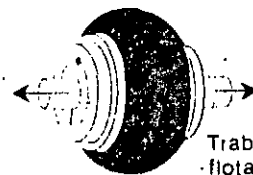
**El moderno
copie flexible,
con elemento flexible.**

DODGE*

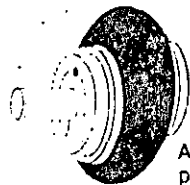
de México, S.A. de C.V.



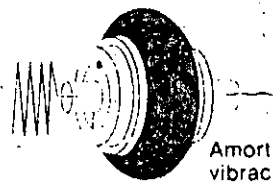
Absorben desalineamientos
angulares



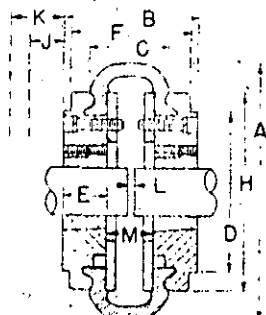
Trabajan con los ejes
flotantes.



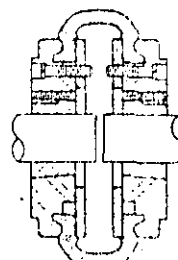
Absorben desalineamientos
paralelos



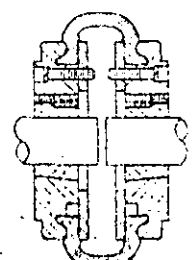
Amortiguan
vibraciones.



Tipo HF



Tipo HH



Tipo FF

Para-flex*

de

DODGE*

de México, S.A. de C.V.

- Es más fácil y rápido de instalar, gracias al buje taper lock que es intercambiable.
- Se puede instalar en diferentes diámetros de flechas sin tener que barrenar.
- No requiere mantenimiento.
- No requiere lubricación.
- Asimila mejor vibraciones y choques.
- Reduce inventarios por su buje.
- Para - Flex cuesta mucho menos.
- Dodge le ofrece menores tiempos de entrega.

Para - Flex (Elastomérico)

Steel Flex (Rejilla)

Tamaño	HP a 100 RPM	Barreno máximo taper lock	Número de buje	Rango de barrenos	Tamaño	HP a 100 RPM	Barreno máximo	Barreno a la medida *
PX 50	.9	1 1/8	1108	1/2 a 1 1/8	4F	.9	1 1/4	Barreno piloto
PX 60	1.5	1 3/8	1310	1/2 a 1 3/8	5F	1.5	1 7/16	" "
PX 70	2.6	1 5/8	1610	1/2 a 1 5/8	6F	2.1	1 5/8	" "
PX 80	3.9	2	2012	1/2 a 2	7F	3.9	2	" "
PX 90	5.75	2 1/2	2517	1/2 a 2 1/2				
PX 100	7.2	2 1/2	2517	1/2 a 2 1/2	8F	7.2	2 3/8	" "
PX 120	12.0	3	3020	15/16 a 3	9F	12.0	2 5/8	" "
PX 140	24.0	3 1/2	3535	1 3/16 a 3 1/2	11F	22.2	3 1/4	" "
PX 160	50.0	4	4040	1 7/16 a 4	13F	47.0	4 1/4	" "

* Precio adicional por barreno a la medida.

DODGE*
de México, S.A. de C.V.

Marca Registrada

OFICINAS EN MEXICO, Ingenieros Militares No. 85 Desp. 305
México, D.F., C.P. 011230 Apartado Postal No. 239
C.P. 53370 Tels.: 576-4366; 576-2007

PLANTA EN GUADALAJARA, Calle A No. 170
Parque Industrial El Salto El Salto, Jalisco., C.P. 045680

**Hacemos eficiente la
Transmisión de Potencia Mecánica**

DODGE

de México, S.A. de C.V.

¡ACEPTAMOS EL RETO!



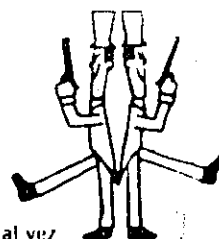
Coples flexibles

Para-flex

por

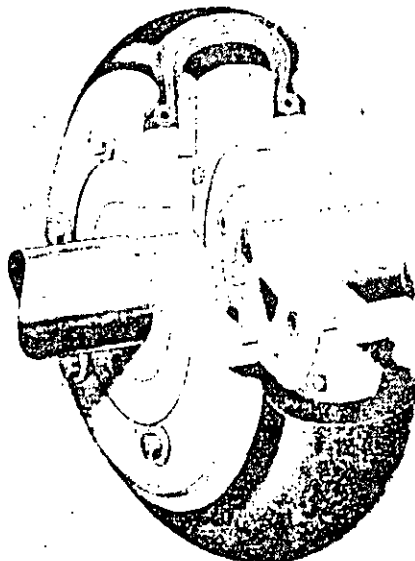
DODGE

— THE MICHIGAN VALVE CO. —

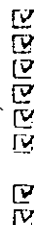


50,000 razones para no usarlos

Tal vez usted tenga más de 50 000 razones para no usar los coples flexibles PARAFLEX de DODGE (y tal vez nuestra competencia le invente otras 50,000). Pero si usted marca así ☒ sus requerimientos, podrá contar el número de razones para SI USAR LOS COPLES FLEXIBLES PARAFLEX DE DODGE.



Hasta 4,500 - H.P.
Desalineamientos angulares
Desalineamientos paralelos
Movimiento axial
Vibraciones y choques
La más alta eficiencia al menor costo
Facilísimo de instalar (usa el buje cónico Taper Lock)
No requiere mantenimiento, ni lubricación



Ahora díganos ¿cuántas razones tiene para
si usar los coples flexibles
PARAFLEX de DODGE

No los conoce? Se los presentamos!



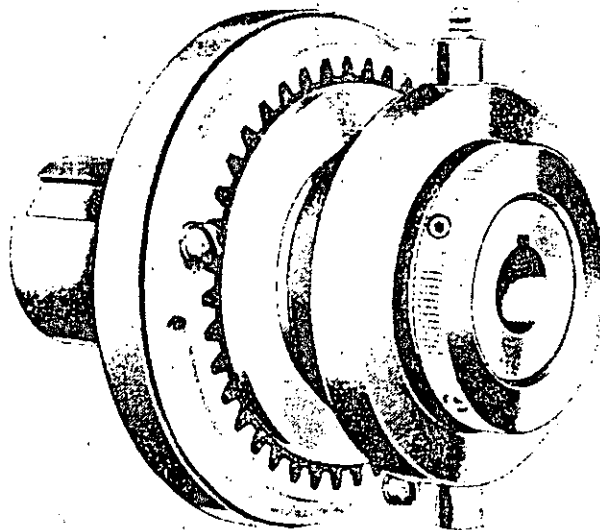
CLUTCHES DE FRICCION

ROLLING-GRIP

por

DODGE

— THE MICHIGAN VALVE CO. —



De diseño simple y compacto.

La presión al disco de fricción se induce por un rodamiento de bolas y una leva que trabaja bajo el principio básico del Plano Inclinado.

Todas sus partes de trabajo son fácilmente accesibles, aún las interiores.

Esto es una gran ventaja para el usuario, porque hace más fácil el mantenimiento.

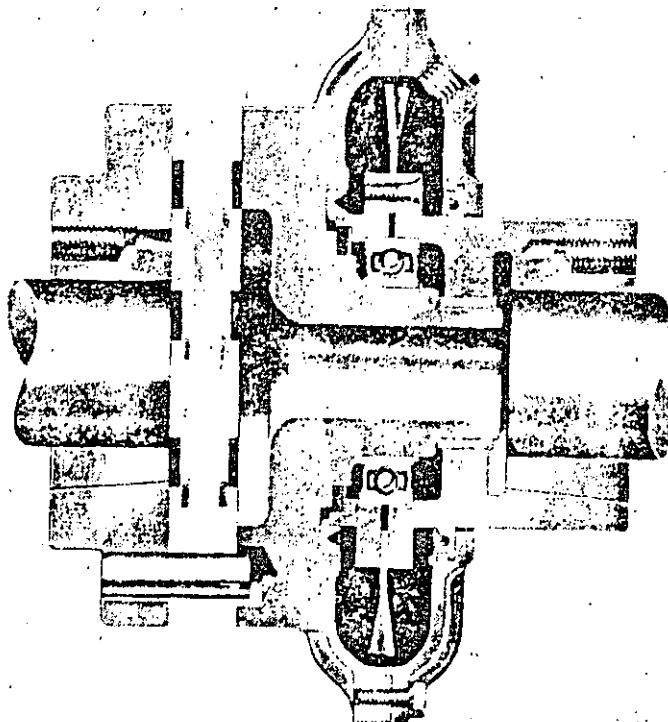
Para transmisión por banda ó de flecha a flecha

FACILES DE OPERAR -- FACIL MANTENIMIENTO-- 100% EFICIENTES

7

por

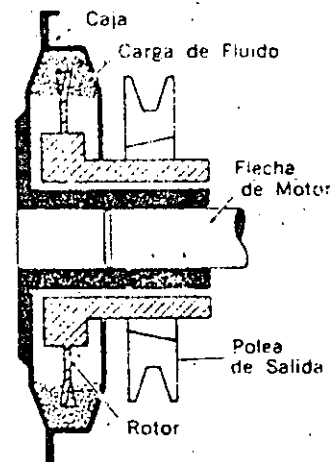
DODGE



Sí... porque le asegura aceleración más rápida...
con arranques más suaves...

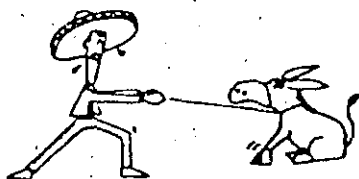
Esta característica de FLEXIDYNE le permite usar motores más pequeños, ya que con FLEXIDYNE el motor alcanza rápidamente su máxima velocidad bajo carga ligera (casi equivalente a un arranque sin carga).

ADEMAS, FLEXIDYNE actúa como un Limitador de Par, porque en caso de una sobre-carga FLEXIDYNE se desliza protegiendo al motor y a todo el equipo.



— AHORRA ENERGIA — CASI NO REQUIERE MANTENIMIENTO — PROTEGE A TODO EL EQUIPO —

Si algo se le atora...



TORQUE TAMER

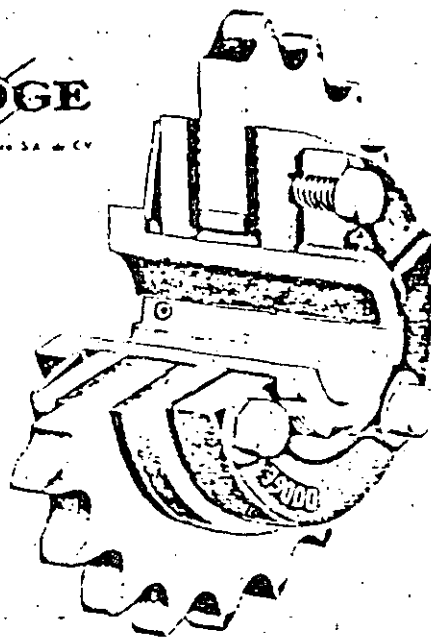
(DOMA PAR)

por **DODGE**

4 de marzo S.A. de C.V.

Porque en atorones y sobre-cargas TORQUE TAMER se desliza protegiendo al mecanismo completo.

Con sólo cinco tamaños de TORQUE TAMER cubrimos un rango de hasta nueve mil lbs/plg.



FACIL DE INSTALAR - FACIL DE GRADUAR - CASI NO NECESITA MANTENIMIENTO

Cadena para Transmisión por **DODGE**

4 de marzo S.A. de C.V.

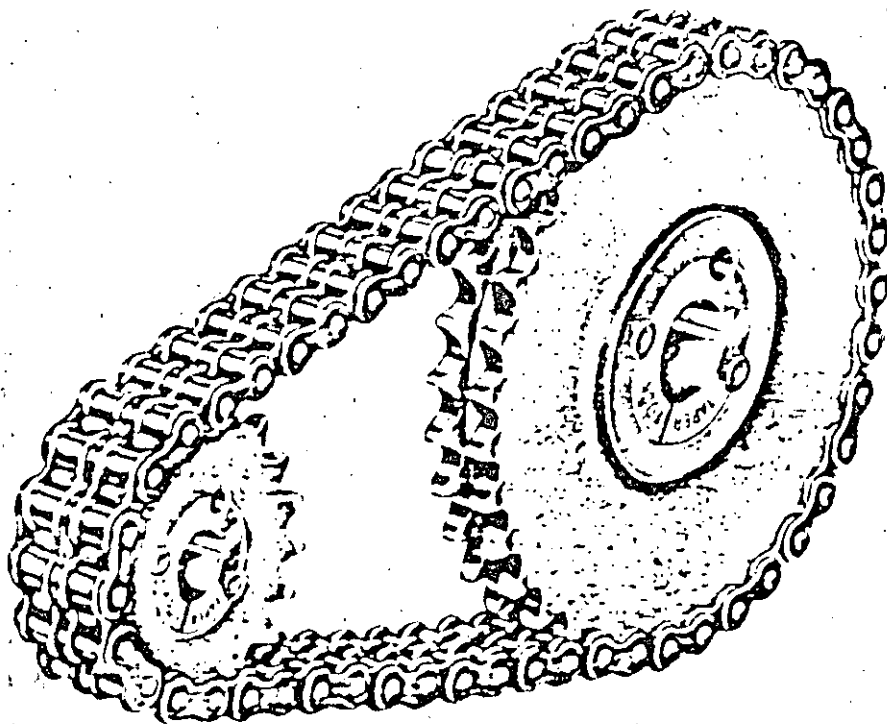
De rodillos..... y a sus pies!

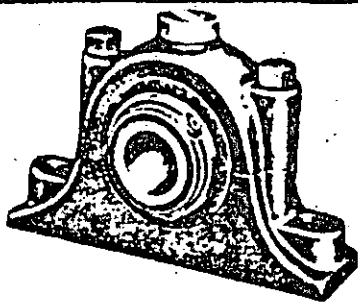


Para transmisión elija y exija Cadena de Rodillos DODGE, que gracias a sus diseños y exigentes sistemas de fabricación le brindan una mayor resistencia a la fatiga, medidas precisas según estándares ASA, fácil instalación y larga vida.

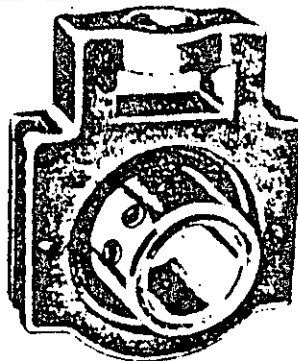
Cadena de rodillos DODGE: De sencilla a cuadruple.

Para trabajo ligero o trabajo pesado

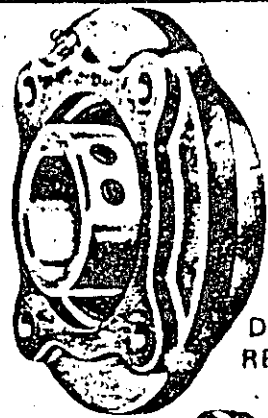




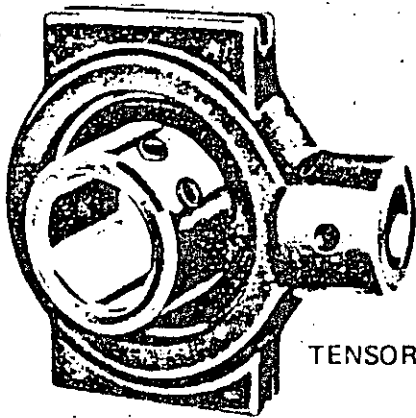
DE BASE



TOP ANGLE



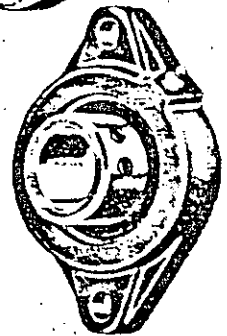
DE BRIDA REDONDA



TENSORAS

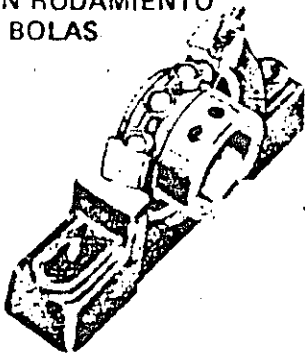


DE BRIDA 4 TORNILLOS

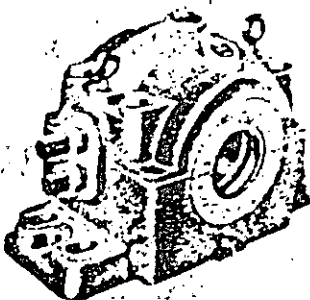


DE BRIDA 2 TORNILLOS

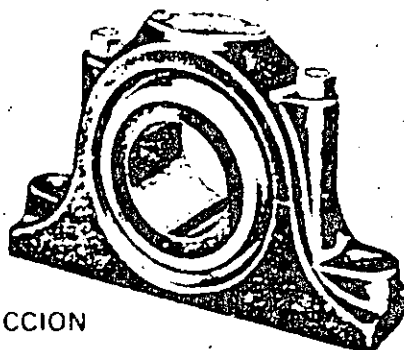
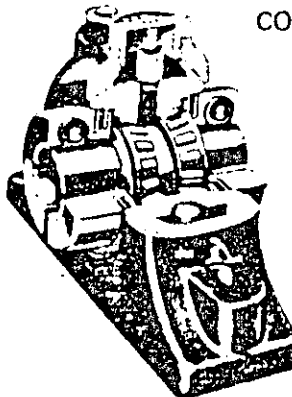
CON RODAMIENTO DE BOLAS



ENFRIADAS POR ACEITE O AGUA

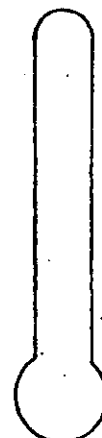


CON RODAMIENTO DE RODILLOS

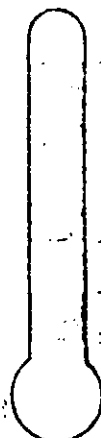


DE FRICCION

Temperaturas de operación de la chuinacera SOLIDLUBE®



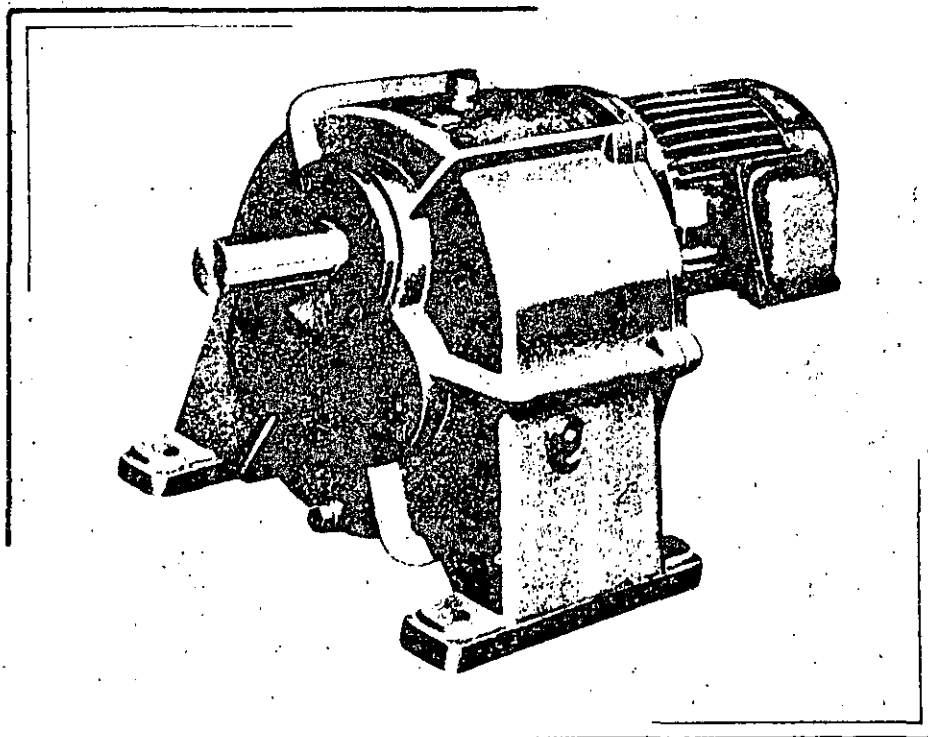
Serie 700



Serie 1000

Cada una se usa en las temperaturas indicadas dentro del área sombreada.

MOTORREDUCTORES



- Potencias de $\frac{1}{2}$ a 100 HP.
- Modelo horizontal con motor acoplado.
- Engranajes helicoidales de acero de alta calidad, cementados y templados.
- Ejes de entrada y salida coaxiales.

Reductores JIV de México, S.A.



Mar Jónico No. 42 - Col. Tacuba
México 17, D.F. C.P. 11410

Tels.: 527-36-29
527-32-65

Recomendaciones para elegir el Reductor adecuado

- 1) Al determinar la potencia del motor deberá multiplicarla por su coeficiente de trabajo K.
- 2) Con ayuda de la segunda Tabla, seleccionar el tipo de Motorreductor JIV adecuado a sus necesidades.
- 3) Revisar en la tercera Tabla el par torsional del motorreductor seleccionado, en caso de que éste fuera menor a sus necesidades, deberá elegir una potencia mayor.

Coeficientes de Trabajo

Las potencias y pares torsionales nominales indicados en el presente folleto, son válidos para una duración básica media de 30.000 horas de servicio, en condiciones de trabajo uniforme, sin sobrecargas y servicio diario de 8 horas. Algunas aplicaciones, requieren grupos de gran seguridad y duración tanto de engranajes como

de los rodamientos debiéndose calcular para servicios de hasta 80.000 ÷ 100.000 horas de vida. Al elegir un reductor, deberá tomarse, como potencia la nominal deseada. De no ser uniforme el trabajo a desarrollar éste, aconsejamos apliquen el coeficiente de trabajo K de la tabla que damos a continuación.

TABLA No. 1

MOTOR	TRABAJO	SERVICIO horas diarias	SOBRECARGA	Coeficiente K
Eléctrico	Uniforme	8 horas	Sin	1
Eléctrico	Uniforme	24 horas	Sin	1.4
Eléctrico	Irregular	8 horas	Pequeñas	1.2
Eléctrico	Irregular	24 horas	Pequeñas	1.4
Eléctrico	Irregular	8 horas	Fuertes	1.6
Eléctrico	Irregular	24 horas	Fuertes	2

TABLA No. 2

Tabla para determinar el tipo de reductor "JIV" para coeficiente K=1 Serie MA															
Reducción Nominal		145:1	96:1	72:1	58:1	48:1	36:1	29:1	24:1	20:1	14:1	12:1	10:1	8:1	7:1
Potencia en HP Para velocidad de entrada a 1750 RPM	15	—	—	—	—	—	—	250	250	250	250	250	250	250	250
	10	—	—	—	250	250	250	250	120	120	120	120	120	120	120
	7.5	—	—	250	250	120	120	120	120	80	80	80	80	80	80
	5	—	250	250	120	120	120	120	80	80	80	80	80	80	80
	3	250	120	120	120	80	80	80	35	35	35	35	35	35	35
	2	120	120	80	80	35	35	35	35	25	25	25	25	25	25
	1.5	120	80	80	80	35	35	35	25	25	25	25	25	25	25
	1	80	80	35	35	25	25	25	25	12	12	12	12	12	12
	0.75	80	35	25	25	25	25	25	12	12	12	12	12	12	12
	0.5	35	25	25	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
RPM Salida		12	18	24	30	36	48	58	72	96	120	144	175	216	240

TABLA No. 3

REDUCTOR TIPO	PAR TORSIONAL MKG.
MA-12	12
MA-25	25
MA-35	35
MA-80	80
MA-120	120
MA-250	250

Montaje Mantenimiento y Engrase

Los reductores deben ser montados sobre superficies rígidas, planas y mecanizadas.

Hay que asegurar la alineación de los ejes en los casos de acoplamiento elástico y el paralelismo en los accionamientos por correas o cadenas.

Al montar las poleas, piñones o platos de acoplamiento, éntrense a roce suave, evitando los golpes que pueden dañar los cojinetes. La posición de trabajo del reductor debe ser la indicada.

Si los reductores se entregan sin lubricante; en la placa fija en los mismos, viene indicada la calidad del aceite y los cuidados de engrase.

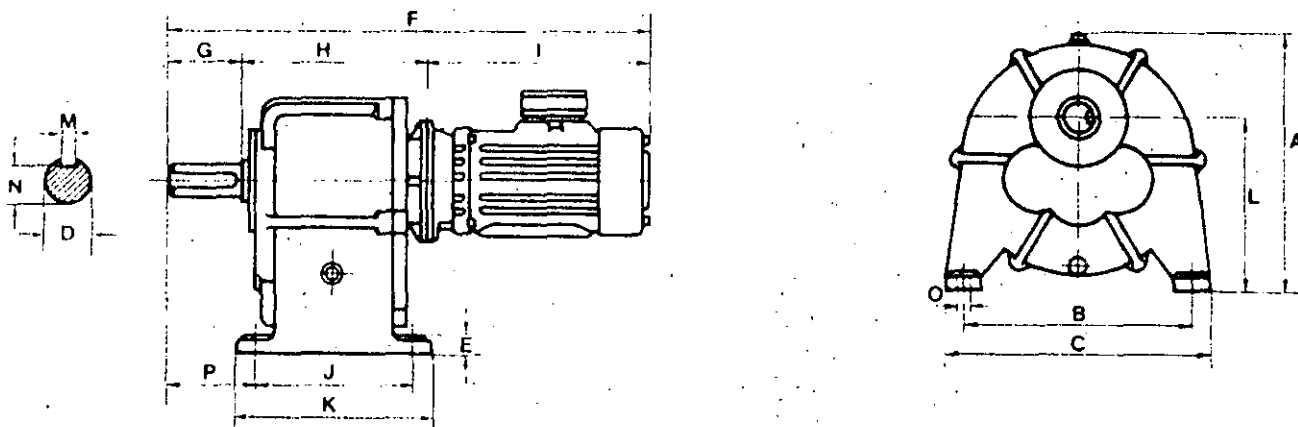
A las 500 horas de servicio, cámbiese el lubricante, teniendo cuidado en que quede totalmente eliminado el viejo y todas las impurezas que contenga. Después, el cambio debe hacerse cada 2.000 horas.

Cuidese de verificar constantemente el nivel rehaciéndolo periódicamente.

Al poner en servicio un reductor, hay que verificar por la intensidad de marcha normal (amperímetro), si éste trabaja dentro de los límites fijados al calcularlo.

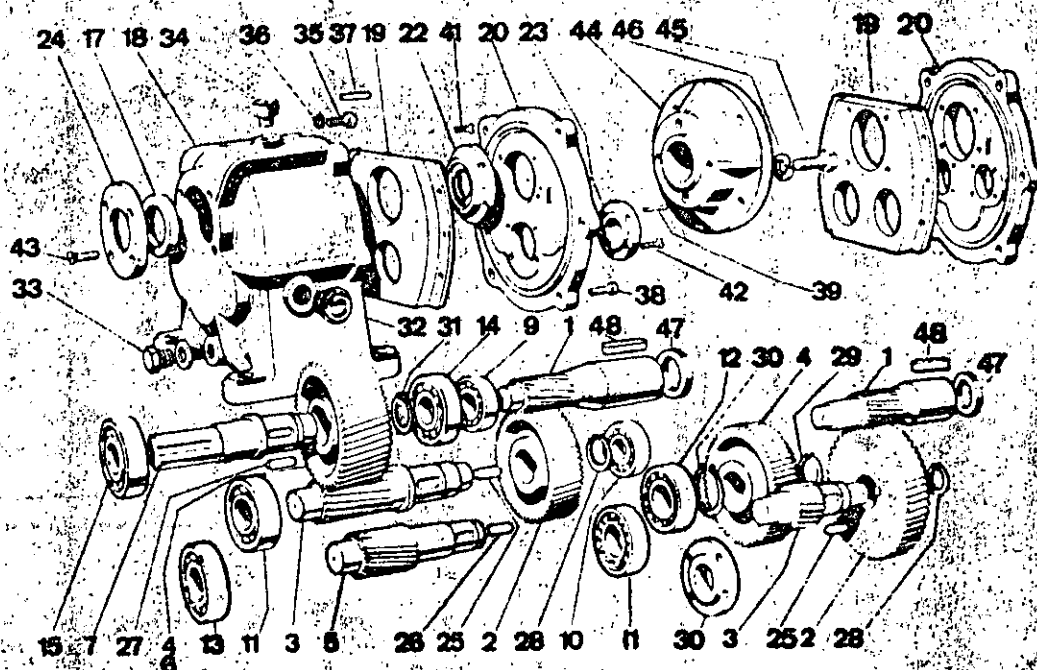
Como protección del motor y del reductor, contra sobrecargas accidentales, pueden intercalarse embragues automáticos de seguridad, relés térmicos y limitadores de par.

Dimensiones (m.m.)



TIPO	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	PESO
MA-12	182	150	180	19	14	411	55	181	275	100	130	110	6	15.5	11	74	21 Kg.
MA-25	208	165	200	27	17	575	70	230	275	148	180	130	8	23	11	84	35 Kg.
MA-35	245	210	250	28	20	637	70	248	319	170	210	155	8	24	11	80	45 Kg.
MA-80	290	255	300	34	23	717	80	266	371	175	215	188	10	29.5	14	96	68 Kg.
MA-120	350	320	380	40	30	821	100	312	409	230	280	235	12	35.5	17	118	130 Kg.
MA-250	450	415	485	55	35	1002	130	387	485	280	345	300	16	50	22	142	220 Kg.

Al solicitar un recambio, indíquese el número de la pieza según el dibujo de despiece adjunto. Indicando además el número del reductor y las características que constan en la placa del mismo.



- 1.—Manguito motor
- 2.—Engrane primario
- 3.—Piñón secundario
- 4.—Engrane secundario
- 5.—Piñón terciario
- 6.—Engrane terciario
- 7.—Eje salida
- 9.—Rodamiento
- 10.—Rodamiento
- 11.—Rodamiento
- 12.—Rodamiento
- 13.—Rodamiento

- 14.—Rodamiento
- 15.—Rodamiento
- 17.—Retén
- Cárter compuesto de:
- 18.—Caja del reductor
- 19.—Tabique
- 20.—Tapa
- 22.—Tapeta porta-cojinete
- 23.—Tapeta
- 24.—Tapeta
- 25.—Cuña
- 26.—Cuña

- 27.—Cuña
- 28.—Anillo de retención
- 29.—Anillo de retención
- 30.—Tapeta
- 31.—Anillo de retención
- 32.—Nivel
- 33.—Tapón vaciado
- 34.—Tapón llenado
- 35.—Tornillo exagonal
- 36.—Arandela glower
- 37.—Perno
- 38.—Allén

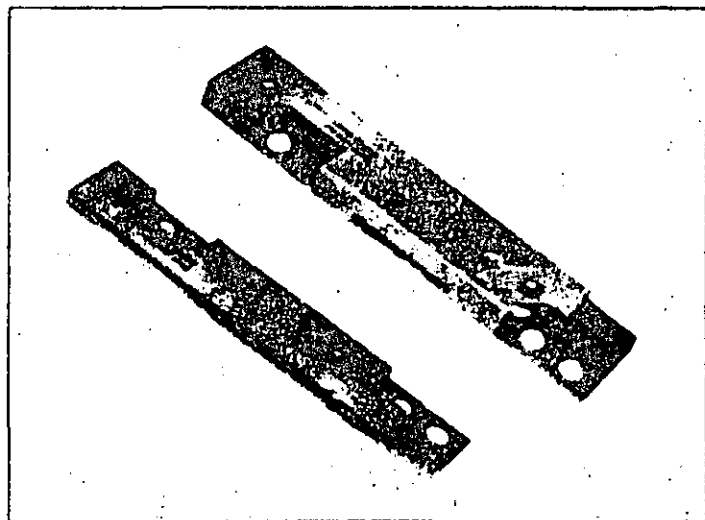
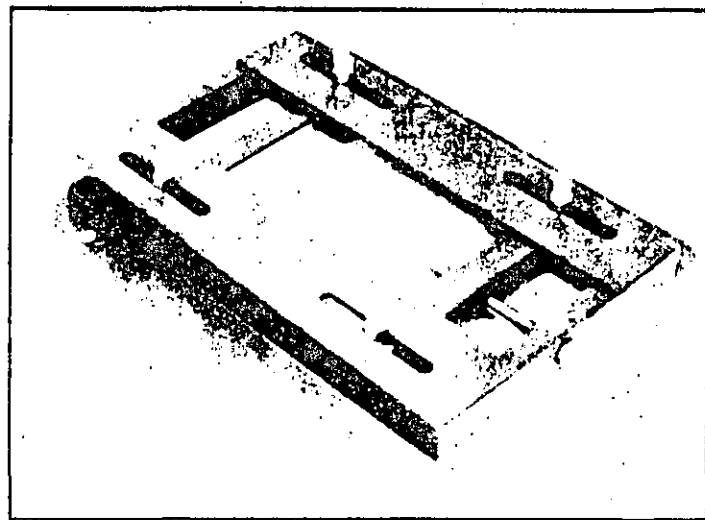
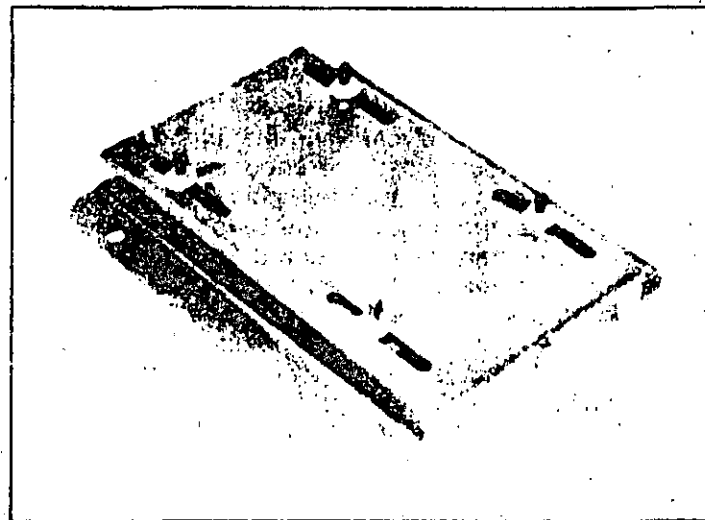
- 39.—Perno
- 41.—Tornillo
- 42.—Tornillo
- 43.—Tornillo
- Acoplamiento motor compuesto de:
- 44.—Brida
- 45.—Allén
- 46.—Arandela Glower
- 47.—Retén
- 48.—Cuña

Importante. — Según la reducción, se montan dos o tres trenes de engranajes en el mismo modelo de reductor. Las piezas dibujadas en negro corresponden a los reductores de dos trenes y a las que son comunes en ambos casos. Las piezas de diferente color corresponden a las que se añaden o sustituyen en los reductores de tres trenes de engranajes. Hasta MA-80, Anillo de retención.



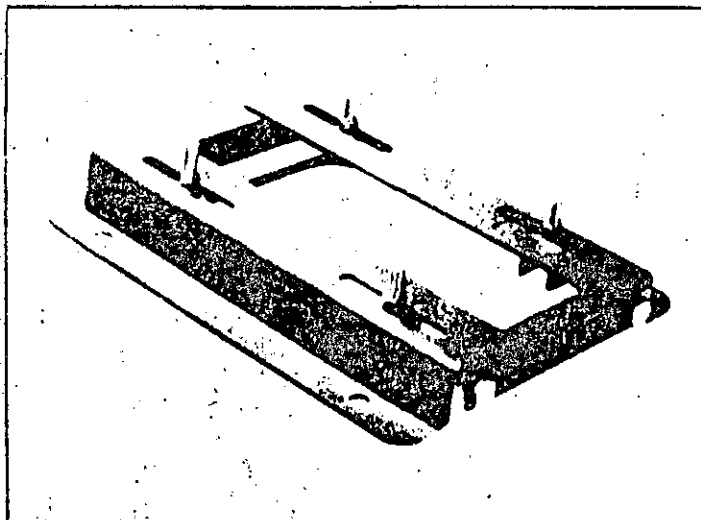
**nuestra oficina
técnica le resolverá
cualquier problema**

Reductores JIV de México, S.A.



BASES PARA MOTORES

 BAJO LICENCIA DE
OVERLY HANTZ COMPANY



Si usted fabrica, usa ó mantiene maquinaria impulsada por electricidad, se encontrará con una variedad de sistemas de montaje para el motor eléctrico, que las impulsa; ya que todos los motores eléctricos requieran de uno. Estos sistemas de montaje de motores eléctricos podrán ser simples ó complejos, fijos o ajustables, pequeños, medianos ó muy grandes pero todos ellos constituyen nuestra especialidad; ya que al fabricar nosotros en México estas partes de maquinaria con la licencia de **Overly Hautz Co.** Nos hace indiscutiblemente descubridores del concepto de fabricar bases para motores, rieles y adaptaciones metálicas, desde hace 25 años. Esta experiencia acumulada en tan largo tiempo, ha dado resultado el que nuestros diseños esten dotados de peso reducido y bajo costo; ofreciendo la vez una gran flexibilidad, por lo cual **Rozco, S.A. de C.V.** En México, al igual que **Overly Hautz Co.** En los estados unidos de norteamérica, tenga la línea más completa de productos para el montaje de motores del mundo.

Nuestra línea incluye, cientos de bases standard y estilos; que cubren todos los armazones nema y otras más de diseño especial como son los rieles y las adaptaciones metálicas, con los cuales ofrecemos a la industria nacional la posibilidad de montar separada e individualmente un motor (rieles), como la flexibilidad de adaptar una base diseñada para un armazón obsoleto a un armazón actual; haciendo uso de nuestras adaptaciones metálicas.

Rozco, S.A. de C.V. posee el conocimiento, la experiencia y el diseño exitoso para resolver cualquier problema en sujeción y soporte de motores, debido a que cuenta con toda la información de nema, para motores standard o especiales, facilidad que nos da la posibilidad de fabricar los componentes más precisos y sistemas, en las cantidades que sean requeridos. Este folleto ilustra una típica sección de nuestros sistemas de montaje de motores, hay muchos más; si usted no los encuentra ilustrados aquí, háganos el favor de preguntar por ellos, estamos tan cerca de usted como lo esta su teléfono. llámenos por el 784 15 22 ó envíenos su pregunta a Av. Ferrocarril No. 275, Col. Moctezuma 2a Secc. México (9), D.F.

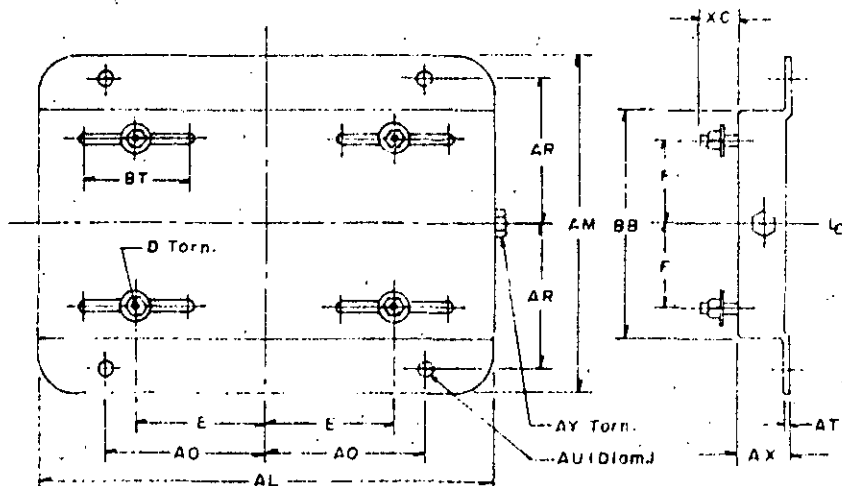
Y no lo olvide, si se trata de soportar o sujetar motores, piense en **Rozco, S.A. de C.V.**



Av. Ferrocarril No. 275,
Col. Moctezuma 2a. Sección,
México 9, D. F.
Tel. 784-15-22

NEMA

BASES DE ACERO
AJUSTABLES PARA
MOTORES.



ESTILO A

	ARMAZON Y PARTE NO.	AL	AM	AX	BB	E	F	AO	AR	AU	BT	AT	XC	TORNILLO D	TORN. AY	PESO APROX.
1	143	10-1/2	7-1/2	1-1/8	6-1/2	2-3/4	2	3-3/4	3-3/8	3/8	3	.118	13/16	5/16 x 1	3/8 x 4	5
	148	10-1/2	8-1/2	1-1/8	6-1/2	2-3/4	2-1/2	3-3/4	3-7/8	3/8	3	.118	13/16	5/16 x 1	3/8 x 4	6
2	143	266.7	190.50	28.57	159.70	69.85	50.8	95.25	89.72	9.52	76.2	3.02	20.63	7.93 x 25.4	9.82 x 104.6	2.27
	148	266.7	218.9	28.57	165.10	69.85	63.5	95.25	98.42	9.52	76.2	3.02	20.63	7.93 x 25.4	9.82 x 104.6	2.72
1	182	12-3/4	9-1/2	1-1/2	6-1/2	3-3/4	2-1/4	4-1/2	4-1/4	1/2	3	.134	1-1/4	3/8 x 1-1/2	1/2 x 6	9
	184	12-3/4	10-1/2	1-1/2	7-1/2	3-3/4	2-3/4	4-1/2	4-3/4	1/2	3	.134	1-1/4	3/8 x 1-1/2	1/2 x 6	9-1/2
2	182	323.05	241.30	38.1	165.10	95.25	57.15	114.30	107.95	12.7	76.2	3.40	31.75	9.82 x 38.1	12.7 x 152.4	4.09
	184	323.05	266.70	38.1	190.50	95.25	69.85	114.30	120.65	12.7	76.2	3.40	31.75	9.82 x 38.1	12.7 x 152.4	4.31

LAS DIMENSIONES INDICADAS EN LA TABLA 1 ; SON EN PULGADAS Y LIBRAS.

LAS DIMENSIONES INDICADAS EN LA TABLA 2 ; SON EN MILIMETROS Y KILOGRAMOS.

LAS UNIDADES SON SURTIDAS POR NOSOTROS EN ACABADO PRIMER COLOR GRIS,
RESISTENTE A LA CORROSION ; CON TORNILLOS Y TUERCAS GALVANIZADOS.

TODAS LAS BASES INDICADAS EN ESTA LISTA PUEDEN SER USADAS POR USTED
TAMBIEN, SI EL NUMERO DE ARMAZON DE SU MOTOR ; LLEVA COMO SUFIJO
LAS LETRAS ; S, T, U, US, O COMBINACION DE LAS MISMAS. SIEMPRE Y
CUANDO EL ARMAZON DEL MOTOR EN REFERENCIA, CUMPLA CON LAS
ESPECIFICACIONES N, E, M, A.

CERTIFICADO POR : _____

ARMAZON : _____ POR : _____ FECHA : _____



PROZCO, S.A. de C.V.

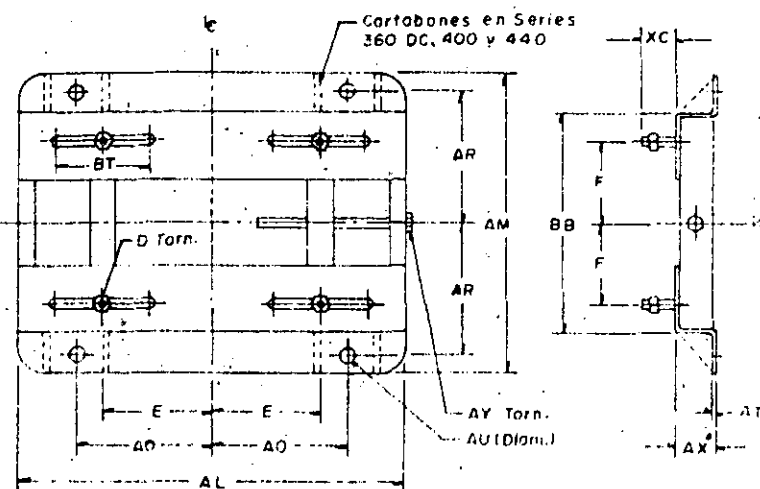
Av. Ferrocarril No. 275,
Col. Moctezuma 2a. Sección,
México 9, D. F.
Tel. 784-15-22

17

HOJA DE INFORMACION No. 2

NEMA

BASES DE ACERO
AJUSTABLES PARA
MOTORES.



ESTILO B

	ARMAZON Y PARTE M	AL	AM	AX	BB	E	F	AO	AR	AU	BT	AT	XC	TORNILLO D	TORNILLO AY	PESO APROX.
1	3 2 4	22-3/4	19-1/4	2-1/2	14	6-1/4	5-1/4	8	8-1/2	3/4	5-1/4	3/16	2-3/16	5/8 x 2-1/2	3/4 x 9	31
	3 2 6	22-3/4	20-3/4	2-1/2	15-1/2	6-1/4	6	8	9-1/4	3/4	5-1/4	3/16	2-3/16	5/8 x 2-1/2	3/4 x 9	32
2	3 2 4	677.85	488.95	63.5	355.6	158.75	133.35	203.2	215.9	19.05	133.35	4.76	55.56	15.87 x 63.5	19.05 x 228.60	14.09
	3 2 6	677.85	527.05	63.5	393.7	158.75	152.40	203.2	234.95	19.05	133.35	4.76	55.56	15.87 x 63.5	19.05 x 228.60	14.54
1	3 6 4	25-1/2	20-1/2	2-1/2	15-1/2	7	5-5/8	9	9-1/8	3/4	6	1/4	2-1/16	5/8 x 2-1/2	3/4 x 9	44
	3 6 5	25-1/2	21-1/2	2-1/2	16-1/2	7	6-1/8	9	9-5/8	3/4	6	1/4	2-1/16	5/8 x 2-1/2	3/4 x 9	45
2	3 6 4	647.70	520.7	63.5	393.7	177.8	142.87	228.6	231.77	19.05	152.4	6.35	52.38	15.87 x 63.5	19.05 x 228.6	20.00
	3 6 5	647.70	546.1	63.5	419.10	177.8	155.57	228.6	244.47	19.05	152.4	6.35	52.38	15.87 x 63.5	19.05 x 228.6	20.95
1	4 4 4	31-1/4	24-5/8	3	19-1/4	9	7-1/4	11	11	7/8	7-1/2	5/16	2-1/2	3/4 x 3	3/4 x 11	83
	4 4 6	31-1/4	26-5/8	3	21-1/4	9	8-1/4	11	12	7/8	7-1/2	5/16	2-1/2	3/4 x 3	3/4 x 11	85
2	4 4 4	793.75	625.47	76.2	488.95	228.60	184.15	279.4	279.4	22.22	190.5	7.93	63.5	19.05 x 76.2	19.05 x 279.4	37.72
	4 4 6	793.75	676.27	76.2	539.76	228.60	209.55	279.4	304.8	22.22	190.5	7.93	63.5	19.05 x 76.2	19.05 x 279.4	38.63

LAS DIMENSIONES INDICADAS EN LA TABLA 1; SON EN PULGADAS Y LIBRAS.
LAS DIMENSIONES INDICADAS EN LA TABLA 2; SON EN MILIMETROS Y KILOGRAMOS.

LAS UNIDADES SON SURTIDAS POR NOSOTROS; EN ACABADO PRIMER COLOR GRIS,
RESISTENTE A LA CORROSION; CON TORNILLOS Y TUERCAS GALVANIZADOS.

TODAS LAS BASE INDICADAS EN ESTA LISTA PUEDEN SER USADAS POR
USTED TAMBIEN, SI EL NUMERO DE ARMAZON DE SU MOTOR, LLEVA COMO SUFIJO
LAS LETRAS: S, T, U, US, O' COMBINACION DE LAS MISMAS; SIEMPRE Y
CUANDO EL ARMAZON DEL MOTOR EN REFERENCIA CUMPLA CON LAS
ESPECIFICACIONES N. E. M. A.

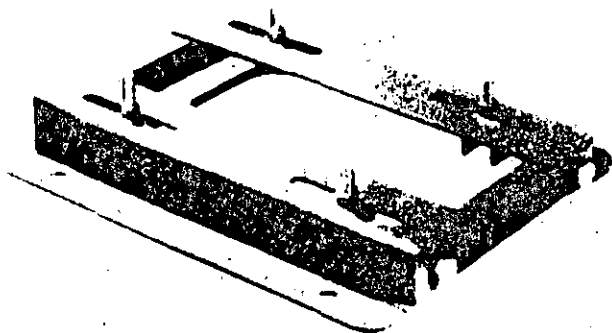
CERTIFICADO POR: _____

ARMAZON: _____ POR: _____ FECHA: _____

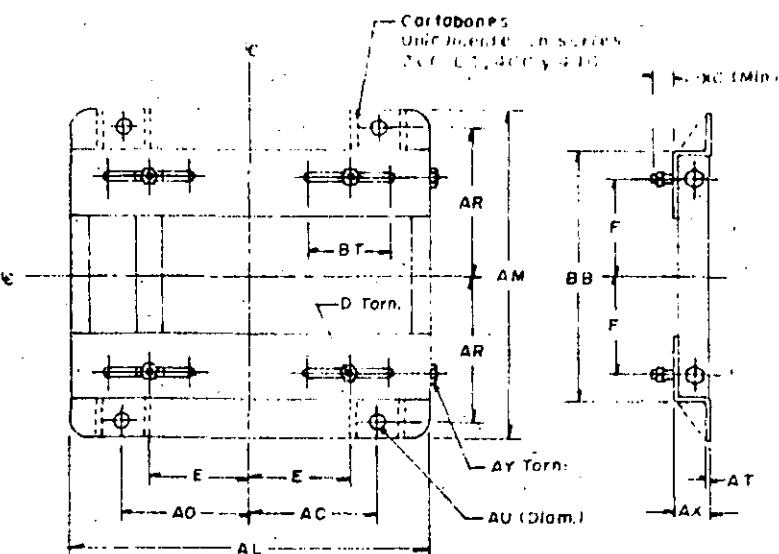


NEMA

BASES DE ACERO
AJUSTABLES PARA
MOTORES
MECANISMO DE
AJUSTE DOBLE



ESTILO B2



	ARMAZON Y PARTE N°	AL	AM	AX	BB	E	F	AO	AR	AU	BT	AT	XC	TORNILLO D	TORNILLO AY	PESO APROX.
1	* 324-B2	22-3/4	19-1/4	2-1/2	14	6-1/4	5-1/4	8	8-1/2	3/4	5-1/4	3/16	2-1/8	5/8 x 2-1/2	3/4 x 9	3.0
	* 326-B2	22-3/4	20-3/4	2-1/2	15-1/2	6-1/4	6	8	9-1/4	3/4	5-1/4	3/16	2-1/8	5/8 x 2-1/2	3/4 x 9	3.1
2	* 324-B2	577.85	488.95	63.5	355.60	158.75	133.35	203.20	215.90	19.05	133.35	4.76	53.97	15.87 x 63.50	19.05 x 228.6	13.63
	* 326-B2	577.85	527.05	63.5	393.70	158.75	152.40	203.20	234.95	19.05	133.35	4.76	53.97	15.87 x 63.50	19.05 x 228.6	14.09
1	* 364-B2	25-1/2	20-1/2	2-1/2	15-1/2	7	5-5/8	9	9-1/8	3/4	6	1/4	2	5/8 x 2-1/2	3/4 x 11	4.5
	* 365-B2	25-1/2	21-1/2	2-1/2	16-1/2	7	6-1/8	9	9-5/8	3/4	6	1/4	2	5/8 x 2-1/2	3/4 x 11	4.6
2	* 364-B2	647.70	520.70	63.5	393.70	177.80	142.87	228.60	231.77	19.05	152.4	6.35	50.80	15.87 x 63.5	19.05 x 279.4	20.45
	* 365-B2	647.70	546.10	63.5	419.10	177.80	155.57	228.60	244.47	19.05	152.4	6.35	50.80	15.87 x 63.5	19.05 x 279.4	20.90
1	444-B2	31-1/4	24-5/8	3	19-1/4	9	7-1/4	11	11	7/8	7-1/2	5/16	2-1/2	3/4 x 3	3/4 x 14	7.4
	445-B2	31-1/4	26-5/8	3	21-1/4	9	8-1/4	11	12	7/8	7-1/2	5/16	2-1/2	3/4 x 3	3/4 x 14	7.5
2	444-B2	783.75	625.47	76.20	488.95	228.60	184.15	279.40	279.40	22.22	190.50	7.93	63.5	19.05 x 76.2	19.05 x 355.6	33.63
	445-B2	783.75	676.27	76.20	539.75	228.60	209.55	279.40	304.80	22.22	190.50	7.93	63.5	19.05 x 76.2	19.05 x 355.6	34.09

LAS BASE DE ESTA LISTA CUYO NUMERO DE ARMAZON LLEVE UN ASTERISCO, PUEDEN SER SURTIDAS POR NOSOTROS CON CARTABONES PARA REFORZARLAS. SI USTED LAS REQUIRIERA ASI, DEBERA AGREGAR UNA LETRA "C" COMO SUFIJO AL NUMERO DE ARMAZON REQUERIDO.

EJEMPLO : 324-B2-"C"

LAS DIMENSIONES INDICADAS EN LA TABLA 1: SON EN PULGADAS Y LIBRAS.
LAS DIMENSIONES INDICADAS EN LA TABLA 2: SON EN MILIMETROS Y KILOGRAMOS.
LAS UNIDADES SON SURTIDAS POR NOSOTROS, EN ACABADO PRIMER COLOR GRIS, RESISTENTE A LA CORROSION; CON TORNILLOS Y TUERCAS GALVANIZADOS.
TODAS LAS BASES INDICADAS EN ESTA LISTA, PUEDEN SER USADAS POR USTED, TAMBIEN.
SI EL N° DE ARMAZON DE SU MOTOR LLEVA COMO SUFIJO A LAS LETRAS: S, T, U, US, O COMBINACION DE LAS MISMAS, SIEMPRE Y CUANDO EL ARMAZON DEL MOTOR EN REFERENCIA, CUMPLA CON LAS ESPECIFICACIONES. N. E. M. A.

CERTIFICADO POR : _____
ARMAZON : _____ POR : _____ FECHA : _____



PROZCO, S.A. de C.V.

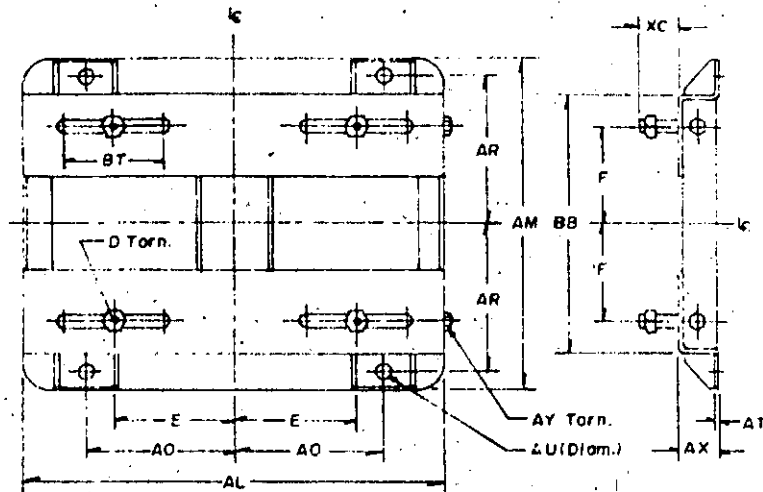
Av. Ferrocarril No. 275,
Col. Moctezuma 2a. Sección,
México 9, D. F.
Tel. 784-15-22

NEMA

BASES DE ACERO
AJUSTABLES PARA
MOTORES.
MECANISMO
DE AJUSTE DOBLE



ESTILO C



	ARMAZON Y PARTE N°	AL	AM	AX	BB	E	F	AO	AR	AU	BT	AT	XC	TORNILLO D	TORNILLO AY	PESO APROX
1	444-DC	31-1/4	24-5/8	3	19-1/4	9	7-1/4	11	11	1-1/8	7-1/2	5/16	3	1 x 3-1/2	3/4 x 14	83
	445-DC	31-1/4	26-5/8	3	21-1/4	9	8-1/4	11	12	1-1/8	7-1/2	5/16	3	1 x 3-1/2	3/4 x 14	85
2	444-DC	793.75	625.47	76.2	488.95	228.60	184.15	279.40	279.40	28.57	190.50	7.93	76.2	25.4 x 88.90	19.05 x 355.6	37.72
	445-DC	793.75	676.27	76.2	539.75	228.60	209.55	279.40	304.80	28.57	190.50	7.93	76.2	25.4 x 88.90	19.05 x 355.6	38.63

LAS DIMENSIONES INDICADAS EN LA TABLA 1 ; SON EN PULGADAS Y LIBRAS.
LAS DIMENSIONES INDICADAS EN LA TABLA 2 ; SON EN MILIMETROS Y KILOGRAMOS

LAS UNIDADES SON SURTIDAS POR NOSOTROS, EN ACABADO PRIMER COLOR GRIS,
RESISTENTE A LA CORROSION; CON TORNILLOS Y TUERCAS GALVANIZADOS.

TODAS LAS BASES INDICADAS EN ESTA LISTA PUEDEN SER USADAS POR —
USTED TAMBIEN, SI EL NUMERO DE ARMAZON DE SU MOTOR LLEVA —
COMO SUFIJO LAS LETRAS ; S, T, U, US, O COMBINACION DE LAS MISMAS.
SIEMPRE Y CUANDO EL ARMAZON DEL MOTOR EN REFERENCIA, CUMPLA —
CON LAS ESPECIFICACIONES N. E. M. A.

CERTIFICA POR :

ARMAZON .

POR .

FECHA .



Productos diseñados para el

Las bases estilo "A" son adecuadas primera mente para los rangos menores de motores, de 0 hasta 10 caballos de fuerza, para diferenciar su aplicación de la que requieren los motores fraccionarios grandes. Están fabricadas de una sola lámina formada de acero y de un tornillo sencillo de ajuste, de doble acción (jalar y empujar), diseñado por **Rozco, S.A. de C.V.**

Las bases de este estilo se fabrican en diferentes medidas, para ajustar armazones de motores pequeños que cumplan con especificaciones **NEMA** y que van desde armazón 48 hasta 2112 AT

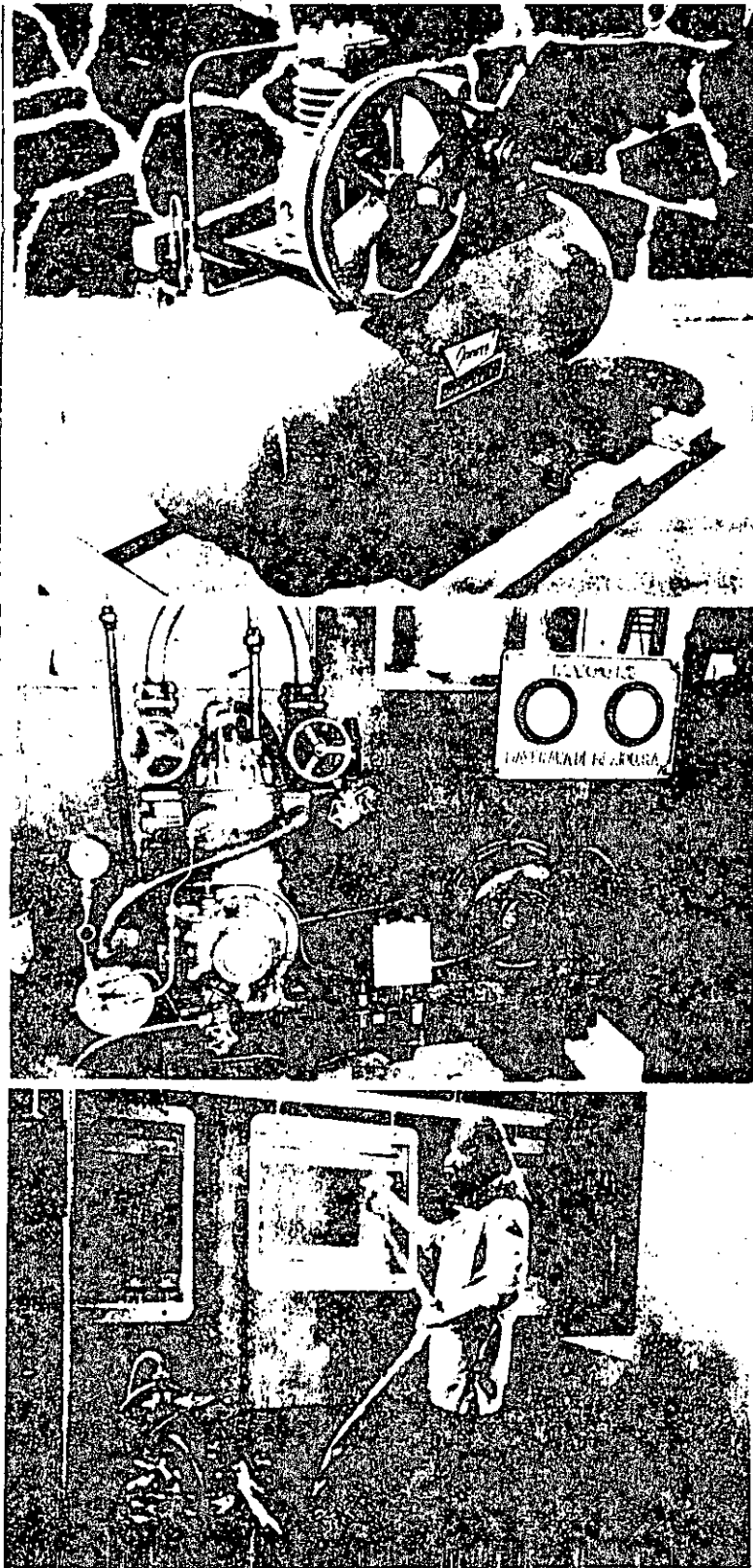
Estas bases constituyen el estilo metálico más popular diseñado por **Rozco, S.A. de C.V.**, y cada modelo esta integrado por barras tipo zeta y construcción totalmente soldada; hasta integrar un sola pieza.

Estas bases han sido probadas, como la selección ideal para aplicarse en motores que van de los 10 hasta los 100 caballos de fuerza. Se fabrican en diferentes medidas para ajustarse a las necesidades de motores, de mediano y gran caballaje que tengan armazones **NEMA** con designaciones de la 253 hasta la 449. El estilo básico "B-1" ofrece su tornillo sencillo de ajuste para doble acción (jalar y empujar).

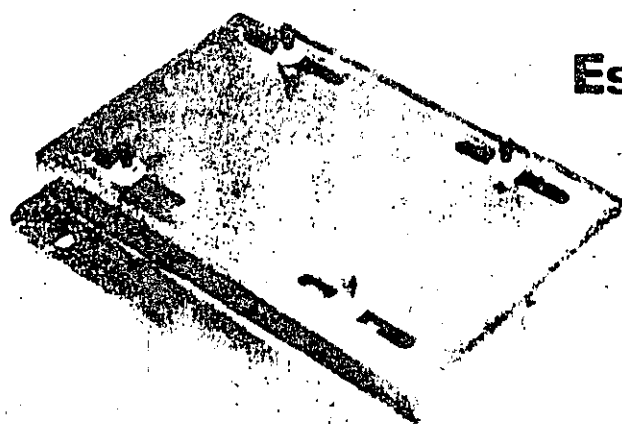
Las bases con estilo B-2 en realidad, son idénticas a las bases estilo "B-1" excepto en el ajuste. Ya que el estilo B-2 ofrece 2 tornillos de ajuste que le proporcionan mayor posibilidad de mantener el alineamiento de la felcha.

Las bases para motores estilo "C" de **Rozco, S.A. de C.V.**, ofrecen una sólida construcción reforzada para aplicaciones de servicio pesado, requeridas muchas veces cuando se utilizan motores que van de los 75 C.F. Hasta los 200 caballos de fuerza.

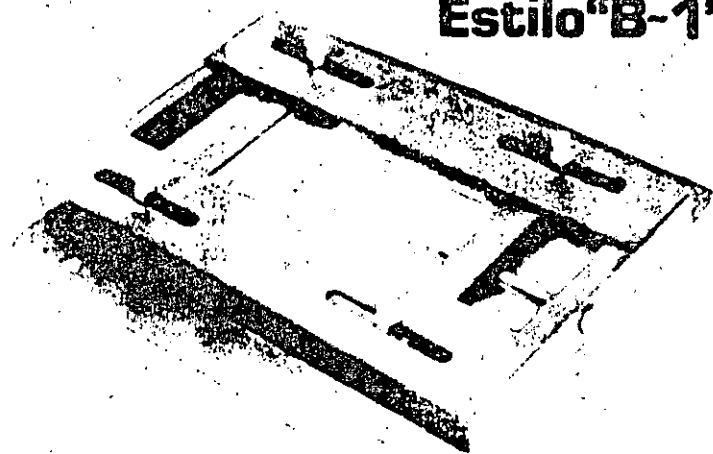
Este diseño incorpora cartabones y cruceros de refuerzo al igual que espesores mayores de material, por lo cual proporcionan resistencia adicional, la cual es requerida para sustentar motores con pesos unitarios de 1365 Kgs. hasta 3200 Kgs. Estas bases se fabrican para apoyar motores con armazones del 0 al 689 y mas.



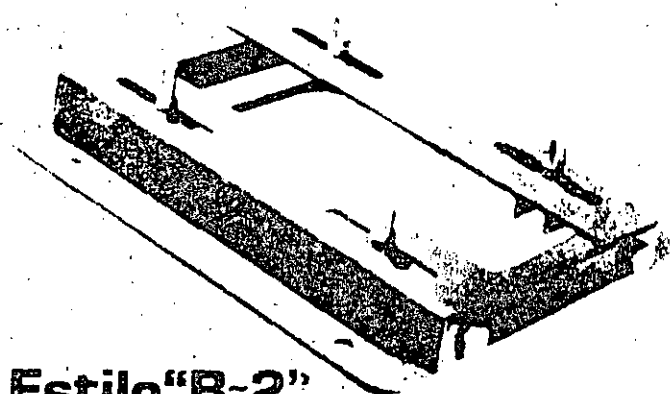
montaje de motores.



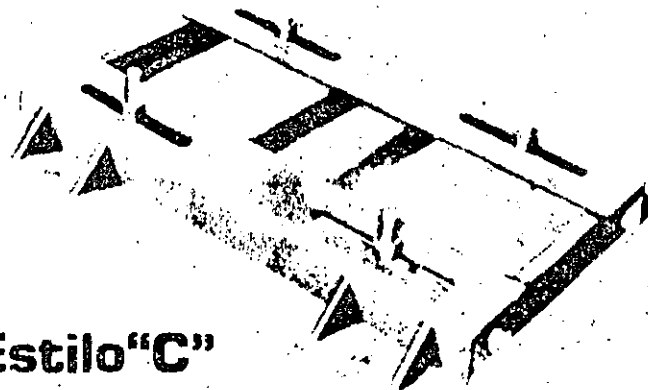
Estilo "A"



Estilo "B-1"

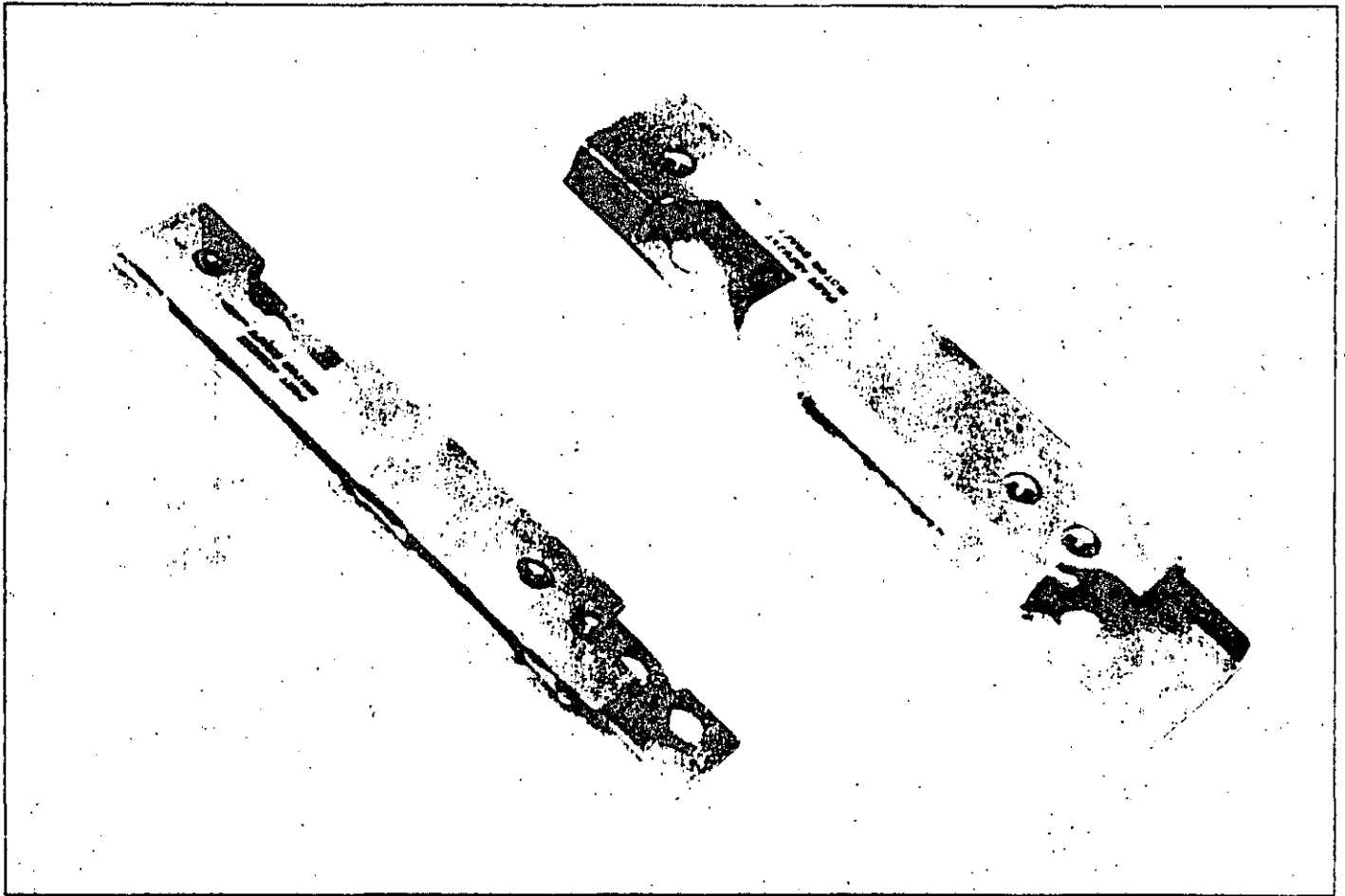


Estilo "B-2"



Estilo "C"

Adaptaciones Metálicas



Los batidores de **Rozco, S.A. de C.V.**, adaptan medidas de armazones para motores actuales, a montajes ya existentes.

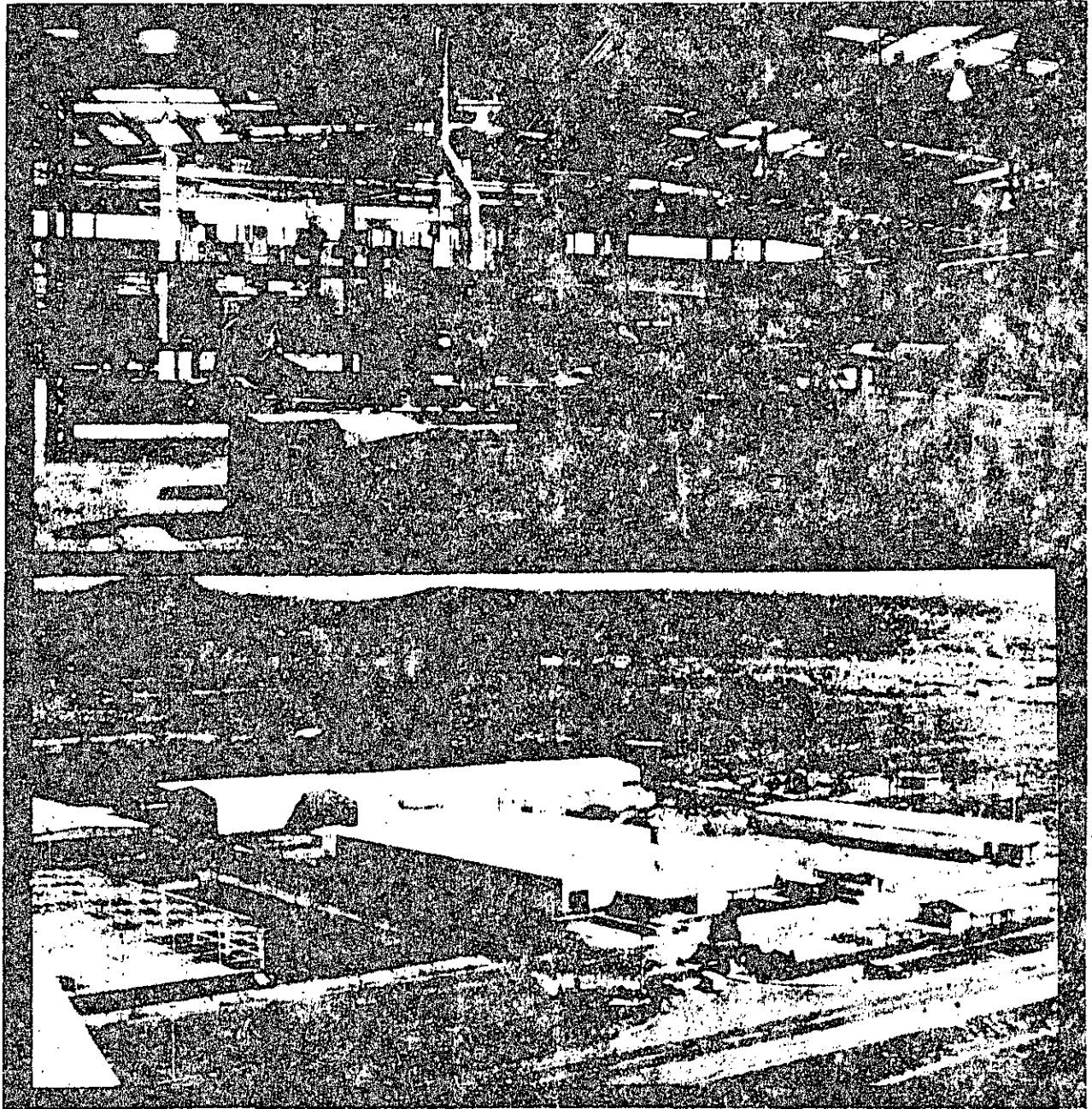
El continuo avance en la tecnología de aislamientos y alambres para embobinar motores, ha permitido a la industria fabricante de motores, empacar progresivamente más caballos de fuerza dentro de armazones más pequeños.

Estas adaptaciones metálicas, están especialmente diseñadas para localizar los ejes y

las puntas de las extensiones de la flecha de motor; en forma idéntica a la del motor original.

Las adaptaciones metálicas representan una línea, muy justificada de bastidores transición que adaptan estos nuevos motores más pequeños, a montajes antiguos, simple, sencilla y en forma económica

Díganos por favor sus necesidades y nosotros probablemente tengamos el juego de adaptaciones metálicas que usted necesita



ROZCO, S.A. de C.V.

Ferrocarril No. 275 Colonia Moctezuma 2a. Secc. México (9), D.F.
Teléfonos: 784 15 22 784 11 67 (Ventas)



- REDUCTORES
- AMPLIFICADORES
- CAMBIOS DE VELOCIDAD
- VARIADORES DE VELOCIDAD
- TAMBORES
- MOTO-REDUCTORES
- EMBRAGUES AUTOMATICOS Y DE DISCOS
- ACOPLAMIENTOS ELASTICOS
- LIMITADORES DE PAR

Reductores JIV de México, S.A.

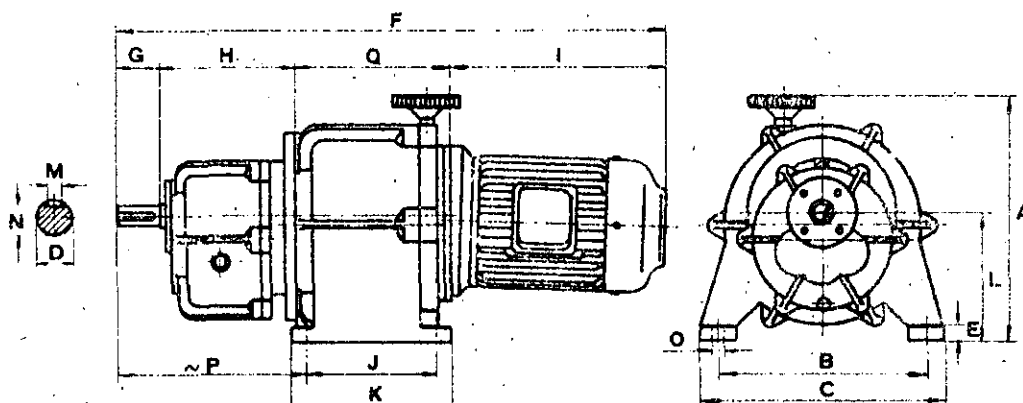
Mar Jónico 42
Col. Tacuba
México 17, D.F.

Teléfonos:
527-36-29
527-32-65

EL VARIADOR JIV - ARVA y BRVA, resuelven de forma muy sencilla el cambio de régimen necesario en algunas máquinas en que conviene ajustar la velocidad de producción, o las características especiales del trabajo.

Se pueden obtener distintas gamas de variación acoplándolo a reductores JIV, lo cual permite obtener dos grupos de variadores, con variaciones de velocidad 5 y 10.

VELOCIDAD DEL MOTOR R. P. M.	GRUPO ARVA					GRUPO BRVA				
	RED. 1/13	RED. 1/18	RED. 1/22	RED. 1/27	RED. 1/40	RED. 1/58	RED. 1/70	RED. 1/95	RED. 1/116	RED. 1/145
	Velocidad salida	Velocidad salida	Velocidad salida	Velocidad salida	Velocidad salida	Velocidad salida	Velocidad salida	Velocidad salida	Velocidad salida	Velocidad salida
1750	32-163	23-118	19-96	15-78	10-53	7.2-36	6-30	4-22	3.6-18	2.8-14
3500	65-326	47-236	38-192	31-156	21-10	14-72	12-60	9-45	7.2-36	5.6-28
1750-3450	32-320	23-230	19-190	15-150	10-100	7.2-72	6-60	4-40	3.6-36	2.8-28



MEDIDAS PRINCIPALES

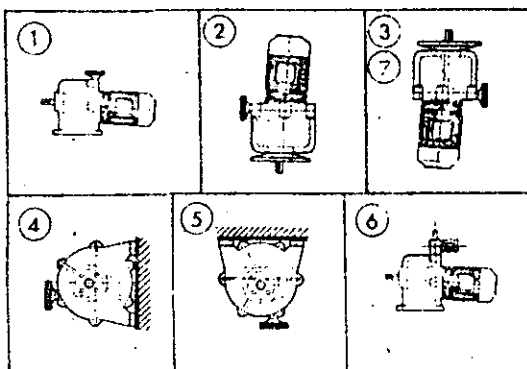
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	PESO
ARVA 0	214	110	140	16	14	482	40	122	185	100	125	100	5	13	9	194	135		
ARVA 1	260	175	210	19	17	585	55	150	205	145	175	123	6	15.5	11	207	175	380	41 Kgs.
ARVA 2	310	255	300	28	23	774	70	218	275	185	230	160	8	24	14	286	211	499	70 Kgs.
BRVA 3	445	370	430	34	25	921	80	231	325	242	292	225	10	29.5	17	310	285	596	110 Kgs.

CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES

TIPO	C. P. MOTOR 1750 r. p. m.	VELOCIDADES		POTENCIA C. P.		Par Resistente MAXIMO
		Máxima	Minima	a 2.100 r. p. m.	a 420 r. p. m.	
ARVA 1	1/4 - 1/3 - 1/2	2.100	420	0.23 - 0.3 - 0.47	0.12 - 0.15 - 0.23	12 MKG
ARVA 2	1 - 1.5 - 2	2.100	420	0.95 - 1.42 - 1.9	0.45 - 0.67 - 0.9	35 MKG
BRVA 3	3 - 4 - 5	2.100	420	2.85 - 3.8 - 4.75	1.35 - 1.8 - 2.25	80 MKG

PARA VELOCIDADES DISTINTAS Y PARES RESISTENTES SUPERIORES, CONSULTAR.

DISTINTAS FORMAS DE ACOPLA DEL VARIADOR



EL VARIADOR DE VELOCIDAD JIV - VA, es de muy fácil manejo y conservación, no precisa engrase ninguno de sus órganos, ni requiere cuidados especiales.

- 1- Posición normal.
- 2- Variador vertical.
- 3- Vertical hacia arriba.
- 4- Acoplado a pared.
- 5- Acoplado a techo.
- 6- Variador servo y mando a distancia.
- 7- Con traba.