

FALLA DE ORIGEN

72
2
Ej



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
ARAGON

DISEÑO DE UN MECANISMO DE CRUZ
DE MALTA PARA UNA BANDA
TRANSPORTADORA CON
MOVIMIENTO INTERMITENTE

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
(A R E A M E C A N I C A)
P R E S E N T A :
SALVADOR SOTELO HERNANDEZ

DIRECTOR DE TESIS: ING. CUITLAHUAC OSORNIO CORREA



ENEP
ARAGON

SAN JUAN DE ARAGON, EDO. DE MEX.

1995



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

A MIS PADRES

**VALORANDO EL ESFUERZO, DEDICACION,
APOYO Y COMPRENSION HICIERAN POSI-
BLE LA REALIZACION DE ESTE LOGRO.**

A TAMIS

**AGRADECIENDO SU APOYO Y AYUDA--
SIENDO PARTE DE ESTE LOGRO.**

A MI ASESOR

**POR SU PACIENCIA Y DEDICACION PARA
LA REALIZACION DE ESTE TRABAJO.**

A MIS AMIGOS

**LOS CUALES ME BRINDARON SU AYUDA
EN LOS MOMENTOS MAS DIFICILES Y-
CONSIDEREN ESTE LOGRO COMO SUYO.**

A TODOS ELLOS GRACIAS.

INDICE

PAG.

INTRODUCCIÓN.....1

CAPITULO 1

Mecanismos de movimiento intermitente...5

1.1. MECANISMOS DE MOVIMIENTO

INTERMITENTE CARACTERISTICAS.....6

1.2. MOVIMIENTOS INTERMITENTES.....9

1.3. MECANISMOS PARA PRODUCIR MOVIMIENTO

INTERMITENTE PARTIENDO DEL

MOVIMIENTO CONTINUO.....10

1.4. MECANISMOS DE CRUZ DE MALTA.....20

1.4.1.EL CASO MAS SENCILLO.....21

1.4.2.LA CRUZ DE MALTA.....21

CAPITULO 2

DISEÑO Y MANUFACTURA DE LA CRUZ DE MALTA.....	49
2.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	50
2.2. DISEÑO DE DETALLE.....	50
2.3. ANALISIS DE ACELERACION.....	52
2.3.1.ECUACIÓN DE CIERRE DEL CIRCUITO.....	53
2.4. METODOS DE ANALISIS DE VELOCIDAD Y ACELERACION.....	59
2.4.1. ANALISIS DE VELOCIDAD Y ACELERACION POR MEDIO DE MATEMATICAS VECTORIALES.....	60
2.5. FUERZA MAXIMA EN EL RODILLO.....	66
2.6. ANALISIS DE DIMENSIONES PARA EL EJE CONDUCTOR Y EL EJE CONDUCIDO.....	68
2.6.1. METODO DE SOEDERBERG.....	70
2.7. ANALISIS DE ESFUERZO EN LA SECCIÓN A-A.....	80
COSTO DE DISEÑO.....	83

CAPITULO 3

MANUFACTURA DEL MODELO.....	84
3.1. MANUFACTURA DEL MODELO.....	85
3.2. CALCULO DE LA VELOCIDAD DE CORTE.....	86
3.3. FRESADO DE LAS RANURAS.....	91
3.4. LISTADO CNC POR MASTERCAM.....	93
COSTO DEL MODELO.....	105
RESULTADOS Y CONCLUSIONES.....	107
BIBLIOGRAFIA.....	109
ANEXO.....	112

INTRODUCCIÓN

En el presente trabajo se pretende diseñar un mecanismo para un transportador de banda que se mueva intermitentemente por medio de un mecanismo de Ginebra.

Se desea obtener un movimiento lineal, intermitente y a velocidad constante, que cumpla con los requerimientos necesarios para soportar las fuerzas a las cuáles se somete por la misma acción de los trabajos que está realizando y que sea capaz de ser utilizado en una banda transportadora mediante un elemento llamado cruz de malta acoplado a una manivela impulsora, la cual transmite el momento conductor.

En la industria bandas con este tipo de movimiento son requeridas en diversas aplicaciones, el diseño de una de ellas representa un verdadero problema de ingeniería mecánica.

El objetivo es diseñar un mecanismo que cumpla con las funciones especificadas por el movimiento de ginebra para una banda transportadora.



- Se hará un análisis cinemático y dinámico para cada elemento del mecanismo con el fin de obtener las condiciones de operación requeridas.

Para adentrarnos en el problema tenemos que tratar de entender uno de los conceptos principales de este problema ¿Qué es una cruz de Malta? y ¿Qué es un movimiento intermitente?

A continuación se muestra la definición, que a juicio del autor, es la más adecuada para su comprensión.

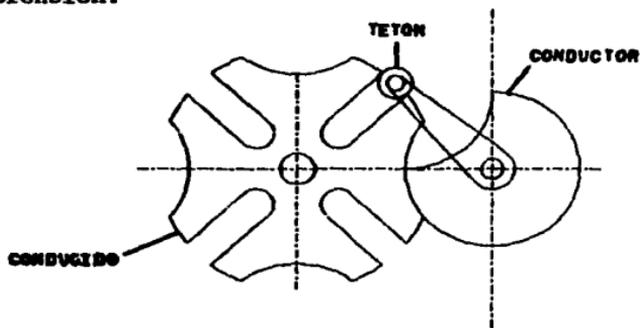


fig.a. Cruz de malta

Cruz de Malta.

El proceso de dividir lleva consigo: Mover una masa que está en reposo, llevarla hasta una distancia determinada, detenerla y situarla con precisión. Aparte de la magnitud de esa masa, la iniciación de su movimiento y su detención van acompañadas de sendos choques. Al proyectar ciertas clases de máquinas automáticas que deben ir provistas de divisor, es necesario reducir en lo posible este choque, se han obtenido buenos resultados con el empleo de una cruz de Malta.

El mecanismo consta de dos órganos, el conductor y el conducido, opuestos de modo que el primero, girando uniformemente alrededor de un eje, lleve un tetón con un rodillo que se acople en una ranura del segundo eje haga girar con velocidad angular variable hasta perder el contacto. Entonces, el conducido permanece en reposo hasta que el conductor, en un giro, llega a una posición en la que el tetón engrana con la próxima ranura del órgano conducido. Como se observa en la fig.a.

Movimiento

Es la acción de trasladar un objeto de un lugar (punto fijo o punto inicial) a otro, esto puede

realizarse a velocidad contante o con variaciones de tiempo.

Movimiento intermitente

Es la acción de realizar el cambio de posición, de puntos iniciales a puntos finales indefinidamente. Podemos decir que es la acción en la gramática de realizar una orden precedida de la afirmación si, no, si,....., no, si indefinidamente. También se puede ilustrar en un sistema computación donde la instrucción en un sistema binario es 011000111011101101

La finalidad de un movimiento intermitente es la de proporcionar movimientos cortos en intervalos de tiempo. Las necesidades de este movimiento han existido durante siglos y se han solucionado también con diferentes mecanismos, como son, las levas.

CAPITULO

1

MECANISMOS

DE

MOVIMIENTO

INTERMITENTE

1.1 MECANISMOS DE MOVIMIENTO INTERMITENTE CARACTERÍSTICAS

Existen varios mecanismos de movimiento intermitente, se pueden clasificar por la forma en la cual realizan el movimiento, mecánicos, circuitos eléctricos y neumáticos, estos dos últimos son los que en la actualidad se utilizan.

Existe otra clasificación, por el mecanismo intermedio que utiliza entre la entrada y la salida, del accionamiento, donde la salida es la finalidad de proporcionar el movimiento de la banda.

Eléctrico	Neumático
clutch	engrane
sensor	sistema de barras
biela(cruz de malta)	

fig. 1.1.a Opciones de diseño

Una matriz de decisiones se utilizará con puntuación (1-10) de acuerdo con cada uno de los criterios. Se tomará en cuenta que si el mantenimiento de un mecanismo es alto obtendrá menos puntos, y si su costo es bajo obtendrá mayor puntuación. Se otorgan 10

puntos por cada criterio, para determinar el mecanismo más conveniente a diseñar.

mecanismos	criterios			
	mantenimiento	costo	manufactura	puntuacion
clutch	3	5	3	11
sensor	6	7	8	21
biela	8	7	9	24
engrane	7	2	1	10
sistema de barras	2	6	5	13

fig.1.1.1. Matriz de decisiones

Podemos observar en la tabla de decisiones, que el mecanismo que tiene mejores opciones para fabricarse es el designado con el nombre de mecanismo de biela.

Este mecanismo ó circuito eléctrico con biela, la cual acciona un mecanismo de malta, es el que llamaremos cruz de Malta, es también conocido por rueda de ginebra, es análogo a un mecanismo de leva y se emplea mucho en maquinaria moderna un régimen de velocidad alto y bajo. Aunque inicialmente se utilizó como un seguro para evitar la ruptura de la cuerda de los relojes, se emplea actualmente en muchas de las maquinas automáticas, sobre todo cuando es preciso

situar en posición angular definida una torreta, una broca o una mesa de trabajo. También se utiliza en los proyectores cinematográficos para proporcionar el avance intermitente de la película.

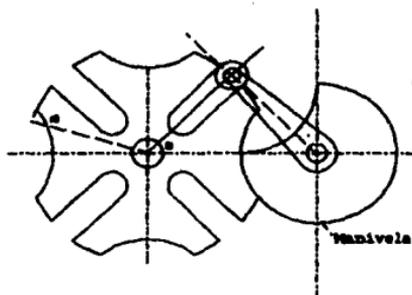


fig.1.1.2. Cruz de malta de cuatro ranuras.

En la fig.1.1.2. se representa una cruz de Malta de cuatro ranuras. Se puede observar que los ejes de simetría de las ranuras y de las manivelas son perpendiculares entre sí cuando se produce el enganche o desenganche de ambas. La manivela, que normalmente gira a velocidad angular constante, lleva un rodillo que se introduce en las ranuras. Durante una revolución completa de la manivela, la rueda de la cruz gira una fracción de vuelta, definida por el número de ranuras que existen, en este caso es de $1/4$ de vuelta. El segmento circular ligado a la manivela

proporciona un freno de la rueda de la cruz contra rotaciones indebidas cuando el rodillo está fuera de la ranura, y así la mantiene colocada correctamente para que el rodillo se pueda introducir en la ranura correspondiente sin dificultad.

1.2. MOVIMIENTOS INTERMITENTES

El funcionamiento de muchas máquinas automáticas está basado en movimientos intermitentes, sincronizados de modo que uno o más miembros desempeñan una cierta función y permanecen en reposo, alternativamente. Todos los movimientos complejos posibles de una máquina se componen de varias combinaciones de dos movimientos simples y fundamentales, **giro** y **translación**. Por ejemplo, en el caso de rotación, cualquier número (mayor o menor que la unidad) de vueltas puede ser seguido de un período de reposo equivalente a un número mayor o menor que la unidad de vueltas. Las combinaciones pueden ser de cualquier clase, una serie de períodos de movimiento puede ir seguida de los correspondientes períodos de reposo.

1.3. MECANISMOS PARA PRODUCIR MOVIMIENTO INTERMITENTE PARTIENDO DEL MOVIMIENTO CONTINUO

Los ejemplos de movimiento intermitente que hasta aquí hemos considerado han sido aquellos que en un movimiento uniforme de vaivén en una pieza proporciona un movimiento circular o rectilíneo, intermitente, a otra pieza, siendo el reten el impulsor y la rueda la conducida. A veces es necesario que un movimiento circular uniforme del impulsor produzca un movimiento intermitente circular o rectilíneo del seguidor. los ejemplos siguientes dan algunas soluciones del problema.

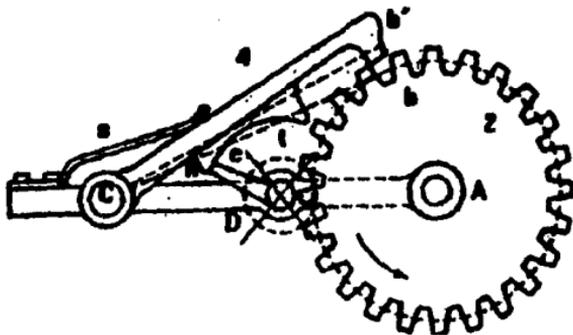


fig.1.3.1. Engrane intermitente con leva y pasador

La fig.2.3.1. muestra una combinación por lo cual la rueda dentada 2 se mueve en la dirección de la

flecha, un diente por cada vuelta completa de la flecha D, reteniendo la uña 4 a la rueda en posición cuando el diente t sobre la flecha D esta fuera de acción. El órgano estacionario ADC forma el bastidor, y proporciona los apoyos para las flechas A y D, y un perno C para la uña 4. El brazo "e", situado sobre la flecha por el costado del diente, esta dispuesto de manera que libre a la rueda 2 en su movimiento, para levantar a la uña 4 en el momento en el que el diente "t" entra en acción con la rueda, para dejarla caer cuando cesa la acción de "t", esto es, cuando la rueda a avanzado un diente. Esto se lleva a cabo adosando la pieza "n" a la uña, siendo su contorno en la posición levantada de la uña un arco de un círculo con respecto al centro de la flecha D; Su longitud es tal que se cumpla los requerimientos anteriores. cuando el diente "t" entra en contacto con la rueda, el brazo "e", al golpear la pieza "n", levanta a la uña (que se mantiene en posición por el resorte "s", y lo retiene en la posición levantado hasta que el diente "t" está

listo para dejar la rueda, cuando "e" pasa por fuera del extremo de "n", permite que caiga la uña.

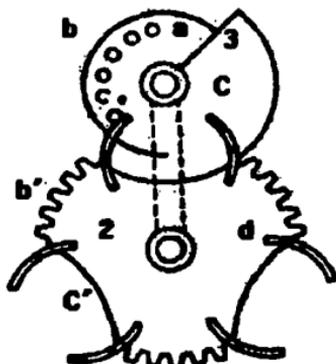


fig.1.3.2. Engrane con sector.

En la fig.1.3.2. la rueda 2 da $1/3$ de revolución por cada vuelta de la rueda 3, siendo su periodo de descanso aproximadamente la mitad del periodo de revolución de 3. La rueda 2 es el seguidor, y gira a la derecha mientras que el impulsor 3 gira a la izquierda, uno de los pernos redondos "b" está precisamente a punto de empujar hacia adelante el diente largo de 2, estando el sector circular de retén C en una posición tal que sigue a un movimiento a mano derecha de 2. El primer perno se desliza por el diente largo, y los otros pernos pasan y engranan con los

dientes b' , pasando el último perno afuera del diente largo "e", cuando el sector "C" entrará en contacto con el arco C' , reteniendo a la rueda 2 hasta que la rueda 3 llega de nuevo a su posición presente.

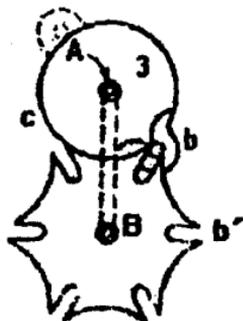


Fig.1.3.3. Engrane de ginebra.

La fig.1.3.3. es un diagrama de un mecanismo conocido como engrane de Ginebra. La rueda 2 da un sexto de vuelta por cada vuelta del impulsor 3, trabajando el perno "b" en las ranuras b' causando el movimiento de 2; la porción circular del impulsor, c' correspondientes, retiene a 2 en posición cuando el diente "b" está fuera de acción. La rueda 3 se corta precisamente atrás del perno "b" para proporcionar libertad de movimiento a la rueda 2. Las ruedas pueden diseñarse de tal manera que la línea de centro de la ranura sea tangente al perno en el momento en que éste

está entrando en la ranura, haciendo así posible que el impulsor comience a operar sobre el seguidor con un choque mínimo. Si una de las ranuras, como b', está cerrada se hallará que la flecha A solamente puede dar un poco más de $5\frac{1}{2}$ revoluciones en cualquier dirección antes de que el perno "b" choque contra la ranura cerrada. Este mecanismo, así modificado, se ha aplicado a los relojes para impedir el exceso de enrollado de la cuerda, y se llama tope Ginebra, estando la rueda 3 adosada a la flecha del muelle de la cuerda de tal manera que gira con ella, mientras que 2 gira sobre un eje B dentro de la caja del muelle. El número de ranuras de 2 depende del número de veces que se desea que gire la flecha del muelle.

Mientras que 2 está en movimiento, colocando otro perno en oposición a "b" en la rueda 3, como se muestra en líneas de puntos, y proporcionando el claro necesario, la rueda 2 podría ser movida durante un sexto de vuelta por cada media vuelta de 3.

Un tipo sencillo de contador que se usa extensamente en medidores de agua, es el que se muestra en la Fig.1.3.4. Consiste de una serie de ruedas A, B, C montadas costado con costado y que giran locas sobre el eje S; o bien la primera rueda de la derecha puede sujetarse al eje y todas las demás

estar locas sobre él. Cada rueda está numerada y está dispuesta, como se muestra, que la fila central de cifras aparezca en una ranura apropiada en la carátula del contador. La primera rueda A está fija al engrane sinfín (corona) E, que tiene veinte dientes y está impulsada por el gusano F engranado para girar dos veces por cada vuelta del eje motriz del contador.

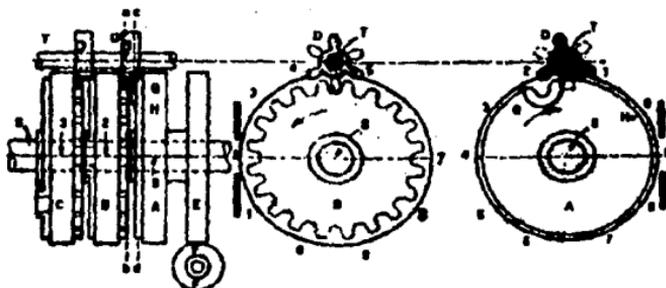


fig.1.3.4. Contador de medidor de agua.

En una flecha paralela T se disponen unos piñones locos D entre cada par de ruedas. Cada piñón está provisto de seis dientes en su lado izquierdo, que se extiende sobre un poco más de su cara y con tres dientes, (cada diente alternado está cortado) en el resto de la cara, como se muestra claramente en las secciones de la fig. La elevación del centro (fig.1.3.4.) muestra una vista de la rueda B desde la

derecha de la línea ab con el piñón D seccionado según la línea cd. La primera rueda A, y las demás excepto la última, a la izquierda, tiene en sus costados izquierdos un diente doble G, que está dispuesto para ponerse en contacto con la porción de tres dientes del piñón; el espacio entre estos dientes se extiende a través de la placa de latón que forma el costado izquierdo del anillo numerado cuya periferia H actúa como un tope para la porción de tres dientes del piñón, como se muestra claramente en la figura de la derecha. De manera similar, en el costado derecho de cada rueda, excepto la primera, se sitúa una rueda de veinte dientes que engrana con la parte de seis dientes del piñón, como se muestra en la fig. del centro. Cuando el número 9 en cualquier rueda, excepto la de la izquierda, llega bajo la ranura, el diente doble G está listo para entrar en contacto con el piñón; el cual puede dar entonces un tercio de vuelta y resultar nuevamente detenido por la periferia H. Entonces, cualquiera de las ruedas de la izquierda recibe un décimo de vuelta por cada pasada del número 9 en la rueda de la derecha. En la figura, la lectura 329 cambiará a 330 al pasar el número 9. El contador puede fabricarse para registrar oscilaciones proveyendo a su flecha actuadora con un trinquete de

diez dientes, provisto con un retén que mueva un diente por cada doble oscilación.

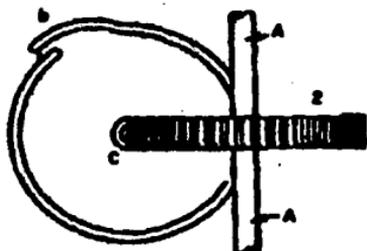


fig.1.3.5.

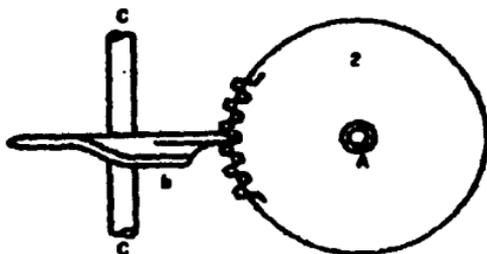


fig.1.3.6.

Las fig.1.3.5 y 1.3.6. muestran dos métodos para hacer avanzar a las ruedas 2 en el espacio que corresponde a un diente durante una pequeña parte de una revolución de los ejes C. En estos casos, los ejes están formando ángulo recto entre sí. En la fig.1.3.5. se emplea un anillo circular con una pequeña parte

espiral b' adosada a un disco; esta protuberancia del disco retiene a la rueda en posición, y la parte espiral le transmite un movimiento. En la fig.1.3.6., el disco transportado por la flecha CC tiene una parte de su borde doblada en forma helicoidal, b . Esta parte helicoidal proporciona movimiento a la rueda, y la parte restante del borde del disco retiene a la rueda en posición. Usando una espiral común (en la fig.1.3.6.), puede hacerse que las ruedas 2 se muevan uniformemente durante el espacio de un diente y una revolución uniforme de las flechas c' .

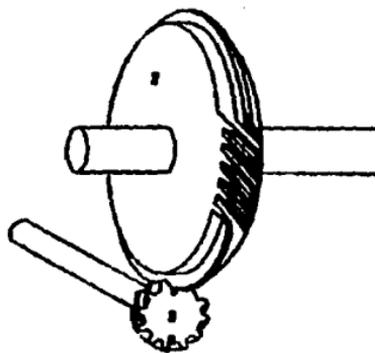


fig.1.3.7. Engrane recto intermitente.

En la fig.1.3.7. la rueda 2 está dispuesta para hacer girar a la rueda 3, en una flecha que forma ángulo recto con la de 2, durante la mitad de una vuelta, mientras gira $1/6$ de vuelta, y mantener

detenido a 3 durante los restantes cinco sextos de la vuelta.



fig.1.3.8.a.

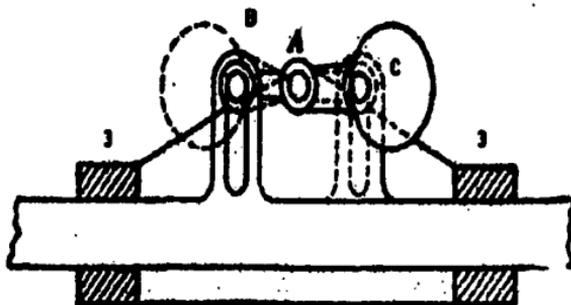


fig.1.3.8.b. Rueda de estrella.

La fig.1.3.8. ilustra la rueda de estrella. La rueda 2 gira durante un espacio que corresponde a un diente por cada revolución del brazo que porta al perno "b" y que gira sobre la flecha C. El perno "b" es

casi siempre estacionario, y la rueda de estrella se mueve al pasar el mismo; la acción es entonces evidentemente la misma, puesto que el perno y la rueda tienen el mismo movimiento relativo uno con respecto a la otra durante el tiempo de acción. La rueda de estrella se usa con frecuencia para mover partes de máquinas que actúan ciertos mecanismos de alimentación, como puede verse en máquinas torneadoras de cilindros sobre el aditamento de carear, y en maquinaria textil.

1.4. MECANISMOS DE CRUZ DE MALTA

Una pareja de órganos giratorios puede proyectarse de modo que, teniendo el motor un movimiento continuo, lo tenga intermitente. Tal dispositivo es conocido generalmente como "engranaje intermitente". Este tipo de engranaje se presenta en algunas variedades de mecanismos contadores.

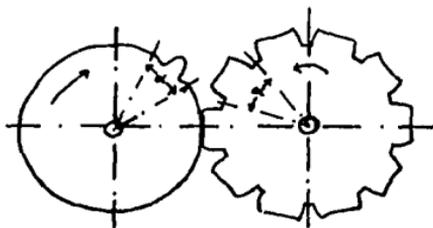


fig.1.4.1.1. Engrane sencillo.

1.4.1. El caso mas sencillo.

La forma más simple de engranaje intermitente es el mostrado en la fig.1.4.1.1., tiene la misma clase de dientes que las ruedas ordinarias proyectadas para movimiento continuo. Este ejemplo es solo con la modificación de una pareja de ruedas de 20 dientes , con el objeto de conseguir que la conducida avance solo un décimo de vuelta por cada revolución de la conductora. El intervalo de funcionamiento es el ángulo α correspondiente a dos pasos (indicado en las dos ruedas). El diente único del órgano motor engrana a cada vuelta con un hueco de la rueda conducida para producir en esta el movimiento deseado de un décimo de vuelta. durante el resto del giro del órgano motor, se le impide al conducido la rotación, del modo mostrado en la figura. Para variar los movimientos relativos de ambos órganos, los dientes "a" engranar pueden disponerse de varias maneras, de acuerdo con las distintas necesidades.

1.4.2. La cruz de Malta.

Este es uno de los ejemplos más interesantes de engranaje intermitente en la fig.1.4.2. se muestra un caso particular donde la rueda conducida B da un cuarto de vuelta por cada revolución de la motriz A, por la acción del tetón "a" en las ranuras "b". La

porción circular de la rueda A que entra en contacto con las correspondientes con las correspondientes

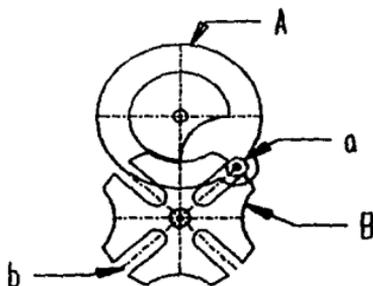


fig.1.4.2.1 Cruz de malta.

partes circulares cóncavas de B retiene a esta en su posición, mientras el tetón "a" no esta engranado. La forma de la rueda A, en las proximidades de "a", permite el movimiento de la rueda B. Si una de las ranuras se cierra, A solo podrá dar algo mas de $3\frac{1}{4}$ vueltas en cualquier dirección, antes de que el tetón "a" choque con la ranura cerrada y se detenga. Este mecanismo, así modificado, se uso antiguamente en relojería, cajas de música, etc., y tiene por objeto evitar que se de demasiada tensión a la cuerda. En este dispositivo de parada, la rauda A es solidaria del muelle, y B gira sobre el eje del tambor. El número de ranuras, o intervalos de B, depende del número de vueltas que valla a dar el eje del muelle.

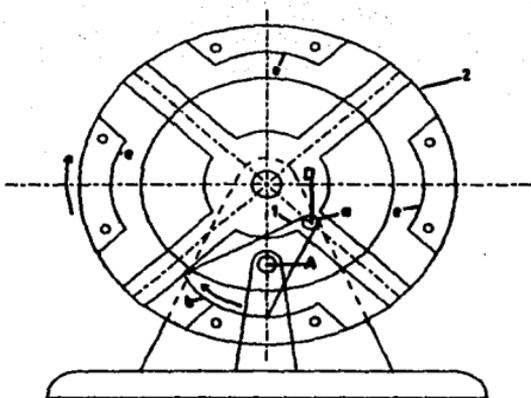


FIG.1.4.2.2.

Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de Malta con engranaje interior y cuatro ranuras.

Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de Malta con engranaje interior y cuatro ranuras.

El elemento 1, que gira alrededor del eje fijo A, mostrado en la fig.1.4.2.2. tiene un tetón "a" se engrana sucesivamente con las ranuras radiales rectilíneas d de la cruz de malta 2 que gira alrededor del eje fijo B. Las ranuras "d" están dispuestas simétricamente y sus ejes forman entre sí un ángulo de 90°. El elemento 1 posee un arco de cierre "b" que en los momentos de reposo de la cruz 2 se desliza sobre los arcos de cierre "e" de la cruz 2. Al girar uniformemente el elemento motriz 1 la cruz 2 gira

uniformemente con cuatro periodos de movimiento y cuatro periodos de reposo. En los periodos de reposo los arcos de cierre "b", evitan la rotación espontanea de la cruz 2.

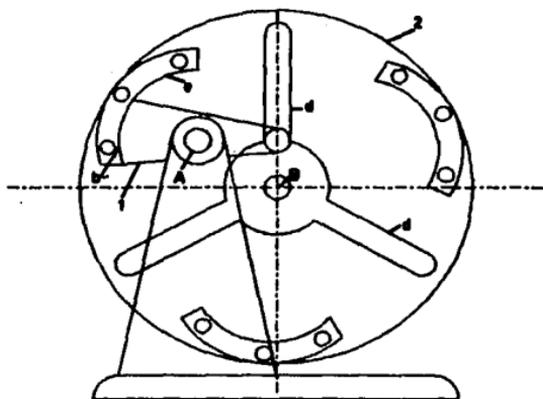


fig.1.4.2.3. Mecanismos de linterna con ruedas dentadas de una cruz de Malta con tres ranuras y engranaje interior.

Mecanismos de linterna con ruedas dentadas de una cruz de Malta con tres ranuras y engranaje interior. El elemento 1 que gira alrededor del eje fijo A, tiene un tetón "a". El tetón a se engrana sucesivamente con las ranuras radiales rectilíneas "d" de la cruz de malta 2 que gira alrededor del eje fijo B. Las ranuras "d" están dispuestas simétricamente y sus ejes forman entre sí un ángulo de 120° . El elemento 1 posee un

arco de bloqueo que en los momentos de la cruz 2 se desliza sobre los arcos de bloqueo e de la cruz 2. Al girar uniformemente el elemento motriz 1 la cruz 2 no gira uniformemente, con tres periodos de movimiento y tres periodos de reposo. Como se muestra en la fig.1.4.2.3.

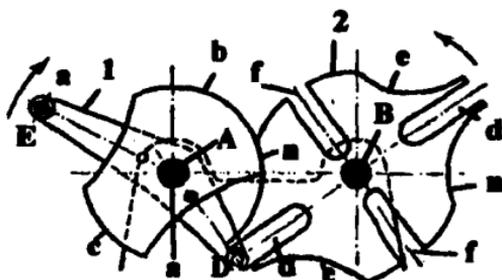


fig.1.4.2.4. Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de malta con periodos de movimiento y de reposo desiguales.

Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de malta con periodos de movimiento y de reposo desiguales. En la fig.1.4.2.4. se muestra el mecanismo donde el elemento 1 gira alrededor del eje fijo A, posee dos tetones "a". Los tetones "a" se engranan sucesivamente con las ranuras radiales rectilneas "d" y "f" de la cruz de malta 2 que gira alrededor de eje fijo B. Las ranuras "d" y "f" están dispuestas

simétricamente y seis ejes forman entre si 90° . El elemento tiene los arcos de bloqueo "b" y "c" que en los momentos de reposo de la cruz 2 se deslizan sobre los arcos de bloqueo "e" y "n" de la cruz 2. Las distancias AD y AE entre el eje A y los centros de los tetones "a" no son iguales. Al girar uniformemente el elemento motriz 1 la cruz dos gira no uniformemente con cuatro periodos de movimiento y cuatro periodos de reposo. Los periodos de movimiento y de reposo de la cruz 2 se cambian cada media vuelta del elemento 1. El elemento 1 y la cruz 2 giran en sentidos opuestos.

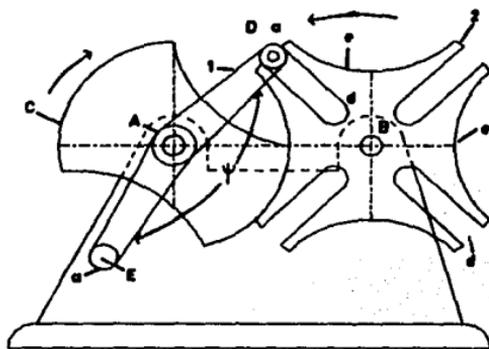


fig.1.4.2.5. Mecanismos de linterna con ruedas dentadas de una cruz de Malta con periodos de reposo desiguales.

Mecanismos de linterna con ruedas dentadas de una cruz de Malta con periodos de reposo desiguales. El

elemento 1 de la fig.1.4.2.5. gira alrededor del eje fijo A, tiene dos tetones "a". Los tetones "a" se engranan sucesivamente con las ranuras radiales rectilíneas "d" de la cruz de malta 2 que gira alrededor del eje fijo B. Las ranuras "d" están dispuestas simétricamente y sus ejes forman entre si un ángulo de 90°. El elemento 1 posee los arcos de bloque "b" y "c" que en los momentos de reposo de la cruz 2 se deslizan sobre los arcos de bloqueo "e" de la cruz 2 las dimensiones de los elementos del mecanismo satisfacen la condición $AD = AE$. Al girar uniformemente el elemento motriz 1 la cruz 2 gira uniformemente con cuatro periodos de movimiento y cuatro periodos de reposo. La cruz 2 tiene dos periodos de reposo diferentes.

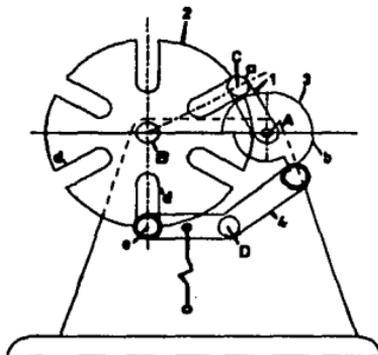


Fig.1.4.2.6. Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de malta con cierre de palanca.

Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de malta con cierre de palanca. En la anterior fig.1.4.2.6., el elemento 1 gira alrededor del eje fijo A, tiene un tetón "a". El tetón "a" se engrana sucesivamente con las ranuras radiales rectilíneas "d" de la cruz de malta 2. La cruz 2 gira alrededor del eje fijo B. las ranuras "d" están simétricamente dispuestas y sus ejes forman entre si un ángulo de 60° . El elemento 1 esta radialmente unido con la leva perfilada "b" la cual actuando sobre el rodillo C hace girar periódicamente la palanca 4 alrededor del eje fijo D. En este caso el rodillo "e" se introduce en la ranura "d" de la cruz 2 y de este modo se evita la rotación espontanea de la cruz 2. El cierre forzado de la palanca 4 se realiza con el resorte 3. Al girar uniformemente el elemento 1 la cruz 2 gira no uniformemente con seis periodos de movimiento y seis periodos de reposo.

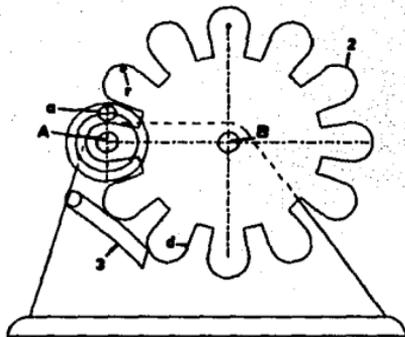


fig.1.4.2.7. Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de malta con engranaje exterior y doce ranuras.

Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de malta con engranaje exterior y doce ranuras. El elemento 1 mostrado en la fig.1.4.2.7., gira alrededor del eje fijo A, tiene un tetón "a". El tetón "a" se engrana periódicamente con las ranuras radiales "d" dispuestas simétricamente de la cruz de malta que gira alrededor del eje fijo B. Los perfiles de las ranuras "d" están hechos según líneas rectas. Las partes superiores de la cruz tienen forma circular de radio "r". El tetón a se engrana solamente con un lado de la ranura "d" en dependencia del sentido de rotación del elemento 1. El resorte 3 sirve para realizar el cierre forzado del elemento 1 y la cruz 2. Este mismo resorte permite evitar la rotación

espontanea de la cruz 2. Los ejes de las ranuras "d" forman entre si un ángulo de 30° . La cruz posee doce periodos de movimiento y doce periodos de reposo.

Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de malta con accionamiento por palanca. La manivela 1 del mecanismo de dos manivelas de cuatro elementos articulados ABCD gira alrededor del eje fijo A poniendo en movimiento giratorio

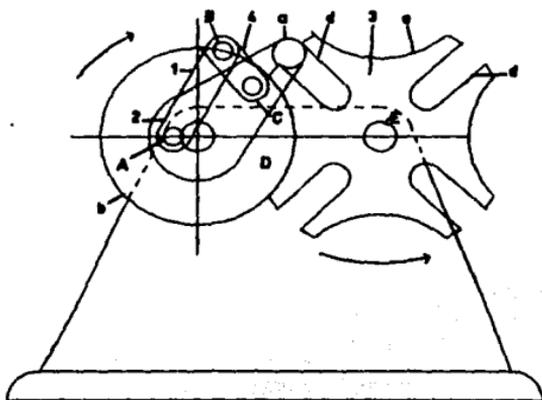


fig.1.4.2.8. Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de malta con accionamiento por palanca.

alrededor del eje fijo D la manivela 2. La biela 4 forma los pares de rotación B y C con las manivelas 1 y 2. La manivela 2 posee un tetón "a" que se engrana

sucesivamente con las ranuras radiales rectilíneas "d" de la cruz de malta 3. la cruz 3 gira alrededor del eje fijo E. Las ranuras "d" están dispuestas simétricamente y sus ejes forman entre si un ángulo de 90°.

Con la manivela 2 esta rigidamente unido el arco de bloqueo "b" que en los periodos de reposo de la cruz 3 se desliza sobre los arcos de bloqueo "e" de la cruz 3. La cruz 3 posee cuatro periodos de movimiento y cuatro de reposo, como muestra en la fig.1.4.2.8.

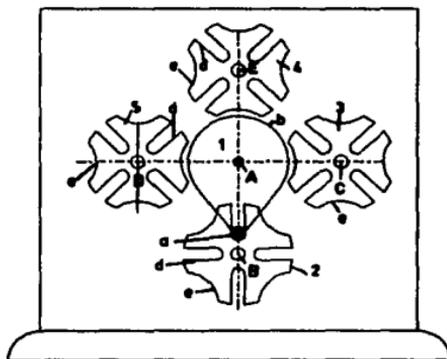


fig.1.4.2.9. Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de cuatro cruces de malta.

Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de cuatro cruces de malta. El elemento 1 que se muestra en

la fig.1.4.2.9., que gira alrededor de l eje fijo "a", posee un tetón "a". El tetón "a" se engrana sucesivamente con las ranuras "d" de cuatro cruces de malta idénticas 2,3,4 y 5 dispuestas de modo simétricamente que giran alrededor de los ejes fijos B,C,D Y E. Las ranuras "d" de cada una de las cruces de malta son radiales y rectilíneas y sus ejes forman entre si un ángulo 60°. El elemento 1 tiene un arco de bloqueo "b" que en los periodos de reposo de las cruces se desliza sobre los arcos de bloqueo "e" de las cruces correspondientes. Cada cruz tiene seis periodos movimiento y seis periodos de reposo.

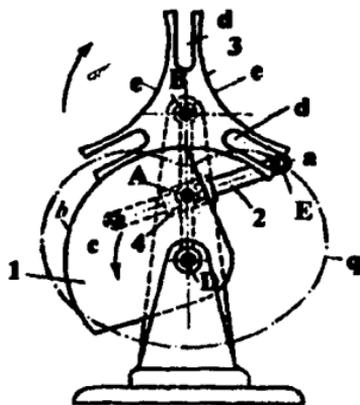


fig.1.4.2.10. Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de malta con accionamiento por colisa.

Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de malta con accionamiento por colisa. El elemento 1, que gira alrededor del eje fijo D, forma el par de rotación C con el elemento 2 se desliza por la colisa 4 que gira alrededor del eje fijo A dispuesto entre los ejes D y B. El elemento 2 posee un rodillo "a" que se engrana periódicamente con las ranuras radiales rectilíneas "d", dispuestas simétricamente de la cruz de malta 3. La cruz 3 gira alrededor del eje fijo B. Los ejes de las ranuras "d" forman entre si un ángulo de 120° . El elemento 1 tiene un arco de bloqueo "b" que en los periodos de reposo de la cruz 3 se desliza sobre los arcos de bloqueo correspondiente "e" de la cruz 3. las longitudes de los elementos del mecanismo satisfacen la condición $AD=AC$, mostrada en la fig.1.4.2.10. La cruz 3 tiene tres periodos de movimiento y tres periodos de reposo.

Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de malta con engranaje interior y seis ranuras. El elemento 1, mostrado en la fig.2.4.12., que gira alrededor del eje fijo A, posee un tetón "a". El tetón "a" se engrana periódicamente con las ranuras radiales rectilíneas "d" dispuestas simétricamente de la cruz de malta 2. La cruz 2 gira alrededor del eje

fijo B. Los ejes de las ranuras "d" forman entre si un ángulo de 45° . La cruz 2 tiene ocho periodos de movimiento y ocho periodos de reposo.

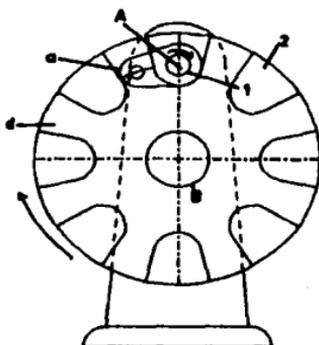


fig.1.4.2.11. Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de malta con engranaje interior y seis ranuras.

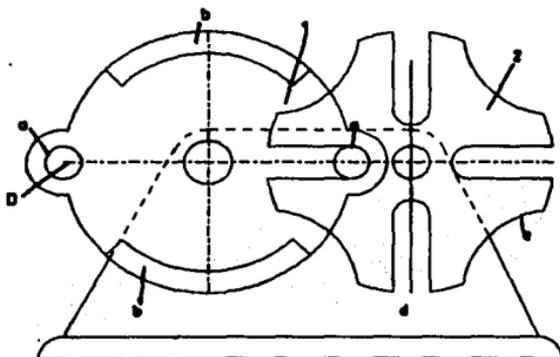


fig.1.4.2.12. Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de malta con engranaje exterior y dos tetones.

Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de malta con engranaje exterior y dos tetones. En la fig.1.4.2.12. se muestra el elemento 1, que gira alrededor del eje fijo A, tiene dos tetones "a". Los tetones "a" se engranan sucesivamente con las ranuras radiales rectilíneas "d" dispuestas simétricamente de la cruz de malta 2. La cruz 2 gira alrededor del eje fijo B. Los tetones "a" están dispuestos uno frente del otro a distancias iguales del eje A. Los ejes de las ranuras "d" forman entre si un ángulo igual a 60° . El elemento 1 posee dos arcos de bloqueo "b" que en los periodos de reposo de la cruz 2 se deslizan sobre los arcos de bloqueo respectivos "e" de la cruz 2. Al girar uniformemente el elemento motriz 1 la cruz 2 efectúa movimiento giratorio no uniforme con seis periodos de movimiento y seis periodos de reposo.

Mecanismo de palancas con ruedas dentadas de una cruz de Malta con periodo de rotación uniforme. En la fig.1.4.2.13., a la rueda dentada 1, montada libremente sobre el árbol 10, se le comunica movimiento de rotación uniforme alrededor del eje fijo del árbol 10. con la rueda 1 está rígidamente unida la palanca 2 y está articulada la palanca 3 el pasador "a", la cual, se encuentra bajo la acción del resorte

4, contornea la leva fija 5 (no representada en el dibujo). El rodillo "f" de la palanca 2, penetrado en

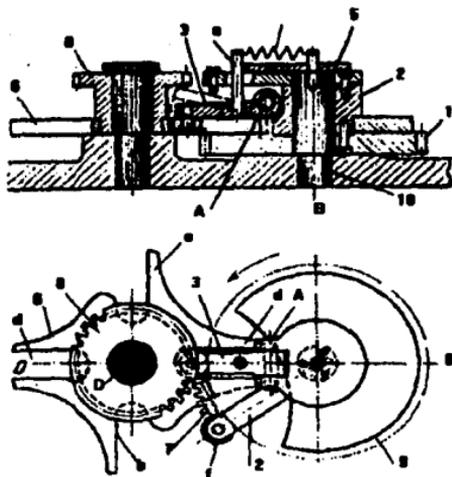


fig.1.4.2.13. Mecanismo de palancas con ruedas dentadas de una cruz de malta con periodo de rotación uniforme

la ranura "b" de la cruz de Malta 6 que gira alrededor del eje fijo D, le comunica un movimiento acelerado hasta el momento cuando el sector dentado 7 se engrane con el sector 8 unido con la cruz de Malta 6. En este caso la cruz 6 gira uniformemente. En el momento cuando los sectores dentados se desengranan la palanca 3, girando respecto al eje fijo A, entra en la ranura d asegurando el movimiento retardado de la cruz de Malta 6. Esta posición está representada en el dibujo.

La posición de reposo de la palanca 3 está representada con línea de trazos. En el momento cuando la palanca 3 sale de la ranura "d" la posición de la cruz de Malta 6 se fija por el elemento 9 que entra en la ranura arqueada "e".

Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de malta para girar una mesa con paradas.

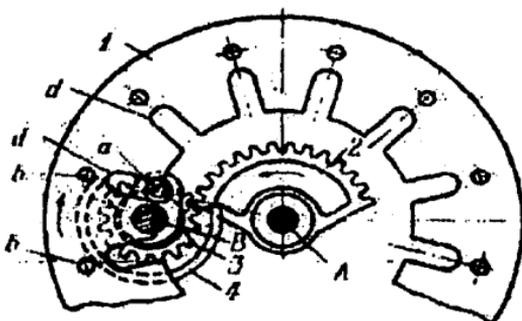


fig.1.4.2.14. Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de malta para girar una mesa con paradas.

El sector dentado 2, que gira alrededor del eje fijo A, mostrado en la fig.1.4.2.14., está engranado con la rueda dentada 3 la cual gira alrededor del eje fijo B. El tetón "a" de la rueda 3 se engrana periódicamente con las ranuras radiales rectilíneas "d" dispuestas simétricamente de la mesa 1. En una

vuelta de la rueda 3 la mesa 1 gira a un ángulo igual al ángulo formado por los ejes de dos ranuras vecinas "d". En los periodos de reposo la mesa 1. La rueda 3 y la mesa 1 giran en el mismo sentido.

Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de malta con ranura de bloqueo. El elemento 1, que gira alrededor del eje fijo A, posee un tetón "a". El tetón "a" se engrana sucesivamente con las ranuras radiales rectilíneas d dispuestas simétricamente de la cruz de Malta 2 que gira alrededor del eje fijo B. El

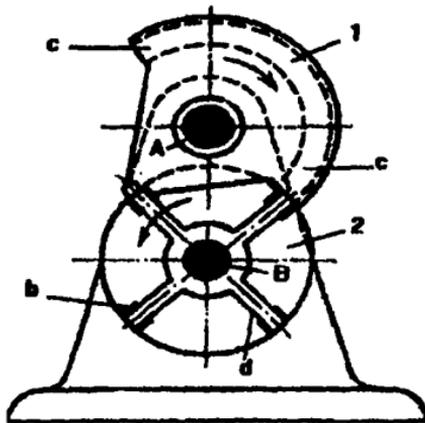


fig.1.4.2.15. Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de malta con ranura de bloqueo.

elemento 1 tiene una ranura de bloqueo "c" que durante el período de reposo de la cruz 2 se desliza por dos salientes vecinos "b". Al girar uniformemente el elemento motriz 1 la cruz 2 se desliza por dos salientes vecinos "b". Al girar uniformemente el elemento motriz 1 la cruz 2 efectúa movimiento giratorio no uniforme con cuatro períodos de movimiento y cuatro períodos de reposo. En una vuelta del elemento 1 la cruz 2 gira a un ángulo ϕ_c igual a $\phi_c = 90^\circ$. El elemento 1 y la cruz 2 giran en sentidos opuestos, mostrados en la fig.1.4.2.15.

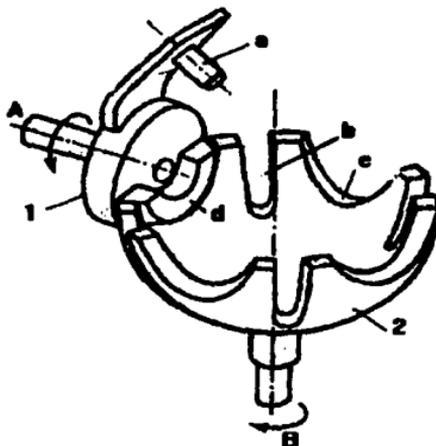


fig.1.4.2.16. Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de malta esférica.

Mecanismo de linterna con ruedas dentadas de una cruz de malta esférica. El elemento 1, que se muestra en la fig.1.4.2.16., gira alrededor del eje fijo A, posee un dedo "a". El dedo "a" entra periódicamente en la ranura "b" hecha sobre la superficie esférica de la cruz de Malta 2 que gira alrededor del eje fijo B. El arco de bloqueo "d" entra en las ranuras "e" de la cruz 2 y se desliza en ellas durante los periodos de reposo de la cruz 2.

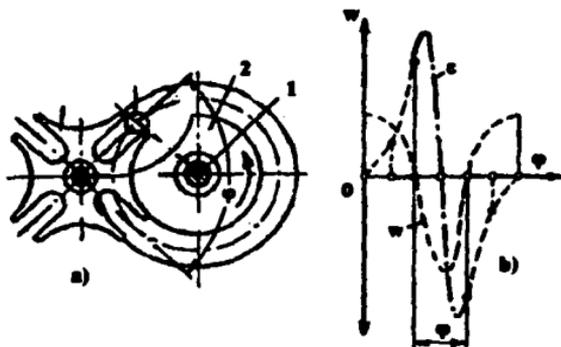


fig.1.4.2.17. Mecanismo regular de cuatro pasos

Mecanismo regular de cuatro pasos. fig.1.4.2.17. El contorno dentro los pasos se perfila según arcos de circunferencia de convexidad dirigida hacia el centro de la cruz y con radio igual al del disco de retención 2, fijado al árbol conductor 1. Sobre otro disco

solidario de este último árbol van también fijados el tetón o los tetones 3, que se introducen en los pasos al girar.

Si el número de tetones es 4, por cada vuelta del árbol conductor la cruz gira cuatro veces $1/4$ de vuelta y se detiene cuatro veces. El giro discontinuo de la cruz (ver las curvas w y E de la fig. b) origina una carga dinámica adicional sobre la misma. En el caso de alargar los pasos la cruz se transforma en una colisa oscilante, cuya velocidad y aceleración angulares se muestran en la figura "b", incluyendo las líneas delgadas de trazos. Las partes de las curvas trazadas con líneas más gruesas corresponden al movimiento de la cruz, situando ϕ a la derecha de la línea de centros del tetón 3.

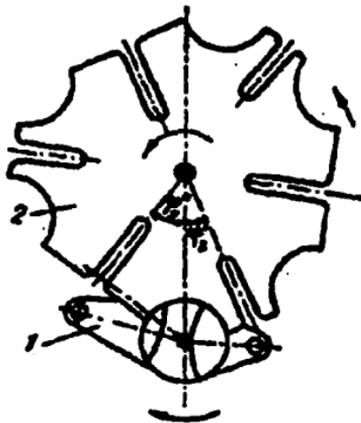


fig.1.4.2.18. Mecanismo de Malta irregular.

Mecanismo de Malta irregular. fig.1.4.2.18. La manivela 1 comunica a la cruz 2 dos movimientos de distinta duración, proporcionales a los ángulos $2(90^\circ - \phi'2)$ y $2(90^\circ - \phi''2)$. Al construir este mecanismo es necesario observar las dos condiciones.

Mecanismo de Malta regular, de engrane exterior, con cuatro pasos no radiales. fig.1.4.2.19. En la dirección de giro indicada, el mecanismo es teóricamente sin golpe. Al cambiar el sentido de giro, la introducción del tetón en el paso tiene lugar sin golpe, y su salida con golpe. El rodillo 6 del

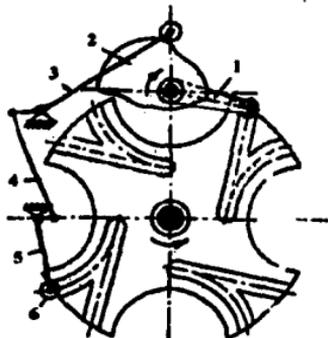


fig.1.4.2.19. Mecanismo de Malta regular.

mecanismo retentor 3-4-5 fija la cruz durante su detención. Este mecanismo retentor es gobernado por la leva 2, que gira sobre el eje de la manivela 1 .

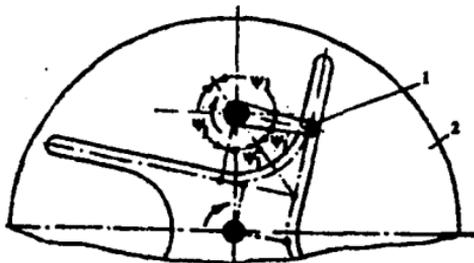


fig.1.4.2.20. Mecanismo de Malta regular.

Mecanismo de Malta regular, fig.1.4.2.20. con engrane interior y cuatro pasos no radiales. Mientras

el tetón 1 gira el ángulo 2ψ , la cruz permanece inmóvil.

Esquema de un mecanismo de Malta. fig.1.4.2.21. con golpe, de cuatro pasos y un tetón. Cuando la cruz 1 y el tetón 2 giran en sentidos opuestos, como en la figura, se tiene

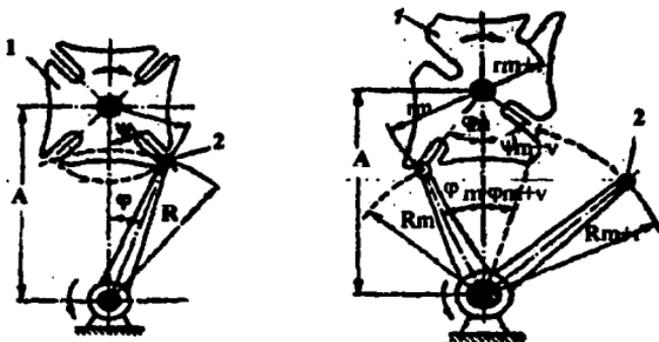


fig.1.4.2.21. Esquema de un mecanismo de malta.

π

$$\phi + \psi \neq 2$$

$$A > R > A - r$$

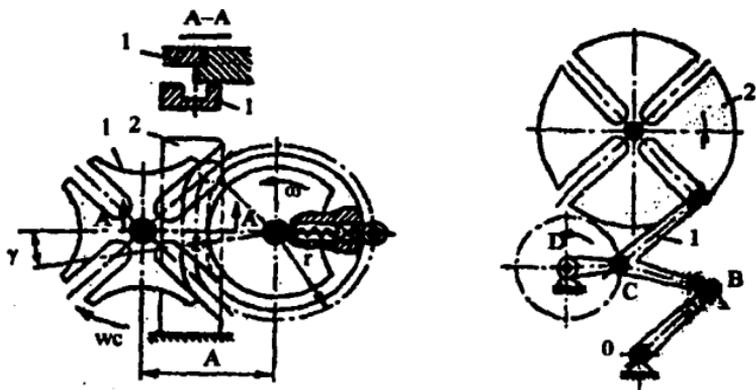


fig.1.4.2.22. Mecanismo de Malta con velocidad angular casi constante de la cruz

Mecanismo de Malta con velocidad angular casi constante de la cruz 1. fig.1.4.2.22. Mediante el paso curvo del copiador 2 se varia la longitud "r" de la manivela. Esta variación tiene lugar de manera que a las posiciones con velocidad angular máxima de la cruz normal corresponda en este mecanismo la mínima longitud "r" de la manivela.

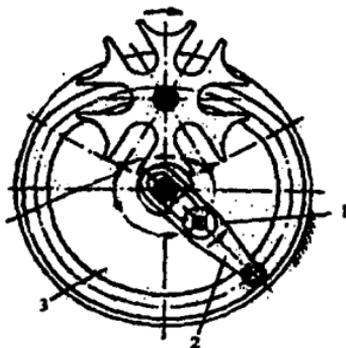


fig.1.4.2.23. Mecanismo de Malta de seis pasos.

Mecanismo de Malta de seis pasos, fig.1.4.2.23. con un movimiento complejo del tetón 1. La trayectoria del tetón viene determinada por el perfil de la leva frontal 3. El brazo 2, fijado al árbol del mecanismo, dispone de un paso recto. Durante el periodo de transmisión de movimiento a la cruz de Malta, el brazo 2 se desplaza radialmente.



fig.1.4.2.24. Mecanismo de Malta de cuatro pasos.

Mecanismo de Malta de cuatro pasos, con disminución del ángulo de giro del eslabón 1 para una vuelta de la cruz 2. fig.1.4.2.24. Esto se consigue incluyendo en la cadena cinemática el anti paralelogramo articulado OABC. Para impedir el movimiento de retroceso de los eslabones, cuando salen del punto muerto, las piezas OA y BC están provistas de dientes.

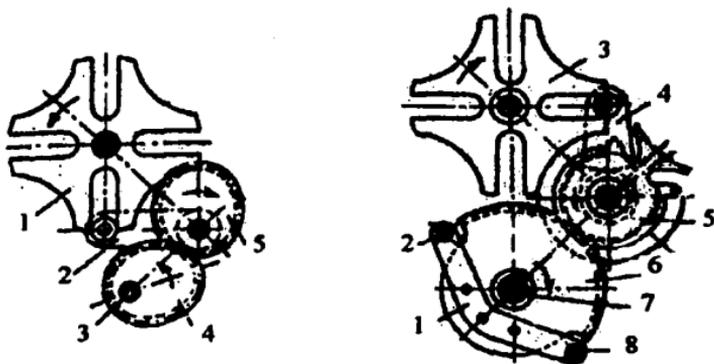


fig.1.4.2.25. Mecanismo con una larga detención.

Mecanismo con una larga detención. fig.1.4.2.25. La rueda dentada incompleta 6 va fijada al árbol conductor 7 y está rigidamente unida a la palanca 1, provista de los dos tetones 2 y 8. La rueda 6 engrana con la rueda 5, también incompleta. Al árbol de esta última rueda se fija la manivela 4 del mecanismo de

Malta. Para un rotación continua del árbol 7, la manivela 4 se detiene un cierto periodo por cada vuelta de este árbol. Durante el resto de la vuelta, la manivela gira con una velocidad angular considerablemente mayor que la del árbol conductor. Esto permite obtener un prolongado periodo de detención de la cruz 3 sin alargar el tiempo correspondiente a una vuelta de la misma.

CAPITULO

2

DISEÑO Y MANUFACTURA DE LA CRUZ DE MALTA.

2.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Se desea diseñar un transportador de banda que se mueva intermitentemente por medio de un mecanismo de cruz de Malta. El transportador es accionado por una rueda montada en el mismo eje que la cruz de malta, los tiempos y distancias requeridas para el movimiento son las siguientes:

1.- La distancia que debe recorrer la banda es de 9.42".

2.- El tiempo que se requiere que la banda esté en reposo es de 3.75seg.

3.-Que el movimiento lo realice cada 1.25seg.

Para esta aplicación particular los datos del diseño son:

Velocidad angular de la manivela impulsora = 12 rpm cte.

Radio de la manivela impulsora = 6"

Distancia entre pivotes (C) = $6 \times \sqrt{2}$ "

Diámetro de la rueda = 7.6"

Fuerza necesaria para mover la banda y la carga = 250 lb

Diámetro del rodillo = 3/4"

2.2. DISEÑO DE DETALLE

Para el desarrollo del diseño de detalle se hace la aclaración de que este punto en particular, se

desarrolló al principio del capítulo 1 con la indicación de cuál sería el mecanismo ha diseñar.

Para determinar si el diseño es satisfactorio, se requiere un análisis de las aceleraciones, las fuerzas y los esfuerzos.

Para ello se debe determinar lo siguiente:

- a) La aceleración angular máxima de la rueda de malta.
- b) La fuerza máxima en el rodillo
- c) El momento máximo ejercido en eje conducido.

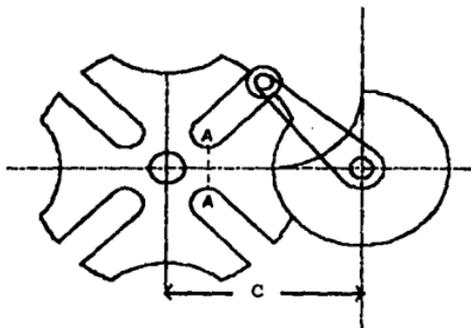


fig.2.2.1. Cruz de malta.

- d) El máximo esfuerzo en la sección A-A
 - e) El diámetro del eje conductor.
 - f) El diámetro del eje conducido.
- del rodillo.

2.3. ANÁLISIS DE ACELERACIÓN

Se han empleado varios métodos sobre diseño para reducir las fuerzas de inercia y de desgaste consecuente sobre los lados de la ranura. Entre estos se encuentra la idea de usar una ranura curva. Esto reduce la aceleración, pero disminuye la aceleración y, como consecuencia, el desgaste sobre el otro lado de la ranura.

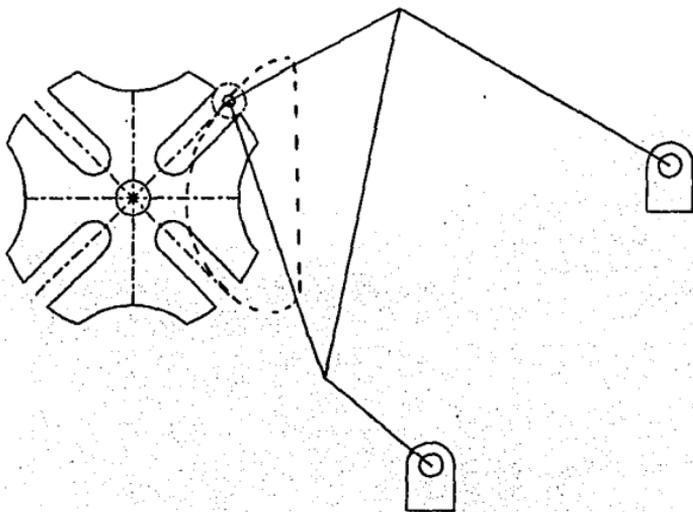


fig.2.3.1. Eslabonamiento de cuatro barras

Otro método utiliza la síntesis de Hrones-Nelson. La idea es colocar el rodillo sobre el eslabón de

conexión de un eslabonamiento de cuatro barras mostrada en la fig.2.3.1. durante el periodo en el que impulsa a la rueda, la trayectoria del rodillo debe ser curva y tener un valor bajo de la aceleración.

2.3.1. ECUACION DE CIERRE DEL CIRCUITO

Uno de los mecanismos más comúnmente utilizados es el eslabonamiento de cuatro barras. Por supuesto que la forma de la ecuación de cierre del circuito depende del tipo de eslabonamiento del que se trate, para nuestro caso se analizara en función de una cruz de Malta.

El armazón del mecanismo, constituye una de las piezas mas importantes del mismo porque mantiene a los dos ejes con los centros A y B a una separación constante. por lo tanto se define el vector R_{ba} para indicar esta magnitud.

¿Qué ocurre cuando se ha introducido alrededor del 30% en la ranura.?

Se han empleado distintos métodos para reducir las aceleraciones de la rueda, para disminuir las fuerzas de inercia y, en consecuencia, los desgastes de los flancos de las ranuras. Uno de estos métodos consistió

en emplear ranuras curvas que, efectivamente disminuyen la aceleración. pero que aumentan la desaceleración y, en consecuencia, disminuyen el desgaste de un flanco para aumentar el del contrario.

Otro método emplea la síntesis de Hrones-Nelson. La idea consiste en colocar un rodillo en un punto de

la biela de un mecanismo de cuatro barras articuladas. La trayectoria del rodillo debe ser curva durante el periodo en que conduce a la rueda , debe tener un valor pequeño de la aceleración.

Se representa una solución así como la trayectoria seguida por el rodillo. Pero, precisamente, a lo largo de toda la cinemática se ha tratado de encontrar una trayectoria determinada tal como ésta.

El diseño de un mecanismo de Ginebra se inicia especificando el radio de la manivela, el diámetro del rodillo y el número de ranuras. Se requieren por lo menos tres ranuras, pero la mayor parte de los problemas se pueden resolver con ruedas que tienen de cuatro a doce ranuras. El ángulo β es la mitad del ángulo subtendido por ranuras adyacentes; es decir.

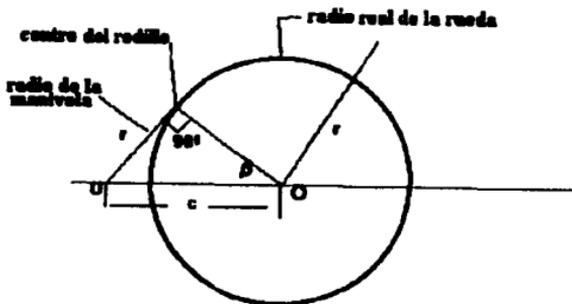


fig.2.3.1.1. Radio de la manivela.

$$\beta = (360/2n) \quad 2.3.1.1$$

En donde n es el número de ranuras en la rueda, que para este caso de diseño es de cuatro.

substituyendo valores nos queda

$$\beta = (360/8) = 45^\circ \quad 2.3.1.2$$

En consecuencia, al definir r_2 como el radio de la manivela, se tiene

$$c = (r_2/\text{sen}\beta) \quad 2.3.1.3$$

substituyendo valores en la ecuación.2.3.1.3 nos queda

$$C = (6/\text{sen } 45^\circ) = 8.4852$$

En donde C es la distancia entre los centros. Nótese también que el radio real de la rueda de Ginebra es mayor que el que se obtendría con un rodillo de diámetro cero. Esto se debe a la diferencia entre el seno y la tangente del ángulo subtendido por el rodillo, medido desde el centro de la rueda.

Después de que el rodillo ha entrado en la ranura y está impulsando a la rueda, la geometría es la de la figura.2.3.1.1.. Aquí, θ_2 es el ángulo de la manivela y θ_3 el de la rueda. Estos ángulos se relacionan trigonométricamente mediante

$$\tan \theta_3 = (\text{sen } \theta_2 / (c/r_2) - \cos \theta_2) \quad 2.3.1.4$$

Se puede determinar la velocidad angular de la rueda para cualquier valor de θ_2 , derivando la ecuación anterior con respecto al tiempo; lo cual da

$$\omega_3 = \omega_2 [(c/r_2) \cos \theta_2 - 1 / (1 + (c^2/r_2^2) - 2(c/r_2) \cos \theta_2)] \quad 2.3.1.5$$

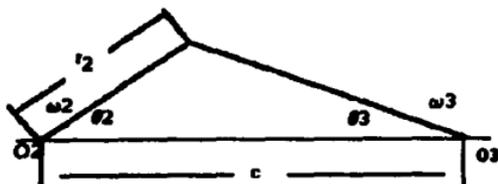


fig.2.3.1.2. Geometria de la cruz de malta

En este caso no se puede usar el valor que tenemos para ω_2 , es necesario transformar de (rpm) a (rad/s).

$$12 \text{ rpm} = X \text{ rad/s}$$

$$f = (12 \text{ rev/min}) (1 \text{ min}/60\text{s}) = 0.2 \text{ rev/s}$$

$$\omega_2 = (2\pi \text{ rad/rev}) (0.2/\text{s}) = \mathbf{1.25 \text{ rad/s}}$$

La máxima velocidad de la rueda se presenta cuando el ángulo de la manivela es cero. sustituyendo $\theta_2 = 0$ se obtiene

$$\omega_3 = \omega_2 (r_2/c - r_2) \quad 2.3.1.6$$

La aceleración angular de la rueda se obtiene derivando la ecuación 3.3.5. respecto del tiempo,

$$\alpha_3 = \omega_2^2 \left[\frac{(c/r_2) \sin \theta_2 (1 - c/r_2)}{[1 + (c/r_2)^2 - 2(c/r_2) \cos \theta_2]^2} \right] \quad 2.3.1.7$$

El valor máximo de la aceleración angular se alcanza cuando.

$$\theta_2 = \arccos \left(\pm \sqrt{\left[\frac{(1 + (c/r_2)^2 / 4(c/r_2))^2 + 2}{-(1 + (c/r_2)^2 / 4(c/r_2))} \right]} \right) \quad 2.3.1.8$$

sustituyendo valores en la ecuación 2.3.1.8. obtenemos

$$\theta_2 = \arccos \left[\pm \sqrt{\left[\frac{1 + \left(\frac{8.48^2}{6^2}\right)}{4\left(\frac{8.48}{6}\right)} + 2 \right] - \frac{1 + \left(\frac{8.48^2}{6}\right)}{4\left(\frac{8.48}{6}\right)}} \right]$$

$$\begin{aligned} &= \arccos(\pm 1.51 - 0.5298) \\ &= \arccos(-0.9802) \\ &= -11.42^\circ \end{aligned}$$

sustituyendo el valor de θ_2 en la ecuación 2.3.1.7. obtenemos:

$$\alpha = (1.25)^3 \frac{\left(\frac{8.48}{6}\right) \sin 11.42 \left(1 - \frac{8.48^2}{6^2}\right)}{\left[1 + \left(\frac{8.48}{6}\right)^2 - 2\left(\frac{8.48}{6}\right) \cos 11.42\right]^2}$$

$$\alpha = 1.56 \frac{0.27}{0.21} = 2 \text{ rad/seg}^2$$

2.4. MÉTODOS DE ANÁLISIS DE VELOCIDAD Y ACELERACIÓN.

De los muchos métodos para determinar las velocidades y aceleraciones en los mecanismos, tres son de amplio uso. Estos, que se presentarán en las siguientes secciones, son (a) el análisis empleando matemáticas vectoriales para expresar la velocidad y aceleración de un punto con respecto a un sistema móvil y a un sistema fijo de coordenadas; (b) análisis empleando ecuaciones del movimiento relativo que se resuelven gráficamente por medio de polígonos de velocidad y aceleración; y (c) análisis usando ecuaciones vectoriales escritas en forma compleja. Adicionalmente, se considerarán velocidades por centros instantáneos al igual que la diferenciación gráfica o por computadora de las curvas de desplazamiento-tiempo y velocidad-tiempo para obtener las de velocidad y aceleración, respectivamente.

De los métodos de análisis de velocidad y aceleración mencionados, el uso de cualquiera de los dos primeros mantiene el concepto físico del problema. Sin embargo, el tercer método, que usa vectores en forma compleja, tiende a ser demasiado mecánico en su operación, de manera que los aspectos físicos del problema se pierden con rapidez. También se debe

señalar que el primer método y el tercero se prestan para las soluciones con computadora, lo cual es una clara ventaja si se desea analizar un mecanismo durante un ciclo completo.

2.4.1. ANÁLISIS DE VELOCIDAD Y ACELERACIÓN POR MEDIO DE MATEMÁTICAS VECTORIALES.

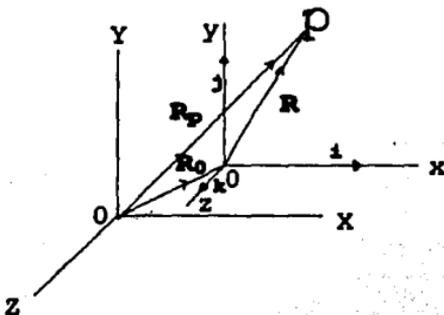


fig.2.4.1.1. posición de un punto en el espacio.

En la figura 2.4.1.1., se conoce el movimiento del punto P con respecto al sistema de coordenadas xyz que a su vez se mueve con relación al sistema fijo de coordenadas XYZ. La posición del punto P con respecto al sistema XYZ se puede expresar como

$$R_p = R_o + R$$

2.4.1.1.

Si se fijan los vectores unitarios i , j y k a los ejes x, y y z respectivamente.

$$R = xi + yj + zk \quad 2.4.1.2$$

Se puede obtener la velocidad del punto P con respecto al sistema XYZ diferenciando la ecuación 2.4.1.1. con respecto al tiempo para dar

$$V_p = \dot{R}_p = \dot{R}_o + \dot{R} \quad 2.4.1.3$$

Diferenciando la ecuación 2.4.1.2. con respecto al tiempo se tiene

$$\dot{R} = (\dot{xi} + \dot{yj} + \dot{zk}) + (xi + yj + zk) \quad 2.4.1.4$$

El término $(xi + yj + zk)$ es la velocidad del punto P con relación al sistema de coordenadas xyz móvil. por conveniencia, sea

$$(\dot{xi} + \dot{yj} + \dot{zk}) = V \quad 2.4.1.5$$

Luego considere los términos dentro del segundo paréntesis de la ecuación 2.4.1.4. Del hecho que se puede demostrar que la velocidad de la punta de un vector r , que pasa por un punto base fijo y gira alrededor del mismo con velocidad angular ω , es $V = \omega$

x, y, z, las velocidades de las puntas de los vectores unitarios, $\hat{i}, \hat{j}, \hat{k}$ pueden expresarse como

$$\begin{aligned}\dot{\hat{i}} &= \omega \times \hat{i} \\ \dot{\hat{j}} &= \omega \times \hat{j} \\ \dot{\hat{k}} &= \omega \times \hat{k}\end{aligned}$$

En que ω es la velocidad angular del sistema coordinado móvil xyz con relación al sistema fijo XYZ. Haciendo las sustituciones señaladas,

$$\dot{x}\hat{i} + \dot{y}\hat{j} + \dot{z}\hat{k} = x(\omega \times \hat{i}) + y(\omega \times \hat{j}) + z(\omega \times \hat{k}) = \omega \times (x\hat{i} + y\hat{j} + z\hat{k})$$

y usando la relación expresada en la ecuación

$$\dot{x}\hat{i} + \dot{y}\hat{j} + \dot{z}\hat{k} = \omega \times R \quad 2.4.1.6$$

Entonces, la ecuación 2.4.1.4. queda como

$$R = V + \omega \times R \quad 2.4.1.7$$

En seguida se puede volver a escribir la ecuación 2.4.1.3. en la forma siguiente si se hace $V_0 = R_0$ y se sustituye el valor de R de la ecuación 2.4.1.7.

$$V_p = V_0 + V + \omega \times R \quad 2.4.1.8$$

en que

V_o = velocidad del origen del sistema xyz
relativa al sistema XYZ

v = velocidad del punto P relativa al
sistema xyz

ω = velocidad angular del sistema xyz
relativo al sistema XYZ

R = distancia desde el origen del sistema
xyz al punto P

Luego se puede obtener la aceleración del punto P
relativa al sistema XYZ diferenciando la ecuación
2.4.1.8.

$$A_p = \dot{V}_p = \dot{V}_o + \dot{V} + \omega \times \dot{R} + \dot{\omega} \times R \quad 2.4.1.9$$

Para evaluar \dot{V} es necesario diferenciar la
ecuación 2.4.1.5.

$$\dot{V} = (\dot{x}i + \dot{y}j + \dot{z}k) + (xi + yj + zk) \quad 2.4.1.10$$

El término $(\dot{x}i + \dot{y}j + \dot{z}k)$ es la aceleración del
punto P relativa al sistema de coordenadas xyz móvil.

Sea

$$(\dot{x}i + \dot{y}j + \dot{z}k) = A \quad 2.4.1.11$$

Considerando los términos en el segundo paréntesis de la ecuación 2.4.1.10.

$$\dot{x}i + \dot{y}j + \dot{z}k = \dot{x}(\omega \times i) + \dot{y}(\omega \times j) + \dot{z}(\omega \times k) = \omega \times (\dot{x}i + \dot{y}j + \dot{z}k)$$

Pero de la ecuación 2.4.1.3.

$$(\dot{x}i + \dot{y}j + \dot{z}k) V$$

En consecuencia.

$$\dot{x}i + \dot{y}j + \dot{z}k = \omega \times V \quad 2.4.1.11$$

por lo tanto, la ecuación 2.4.1.10. queda

$$\dot{V} = A + \omega \times V \quad 2.4.1.12$$

También de la ecuación 2.4.1.7.

$$\omega \times \dot{R} = \omega \times V + \omega \times (\omega \times R) \quad 2.4.13.$$

Substituyendo el valor de \dot{V} dado en la ecuación 2.4.1.6. y $\omega \times \dot{R}$ de la ecuación 2.4.1.7. en la ecuación 2.4.1.3. y haciendo $A_0 = \dot{V}_0$, la ecuación de la aceleración del punto P relativa al sistema XYZ queda

$$A_p = A_0 + A + 2\omega \times V + \omega \times R + \omega \times (\omega \times R) \quad 2.4.1.14$$

En que el término $2\omega \times V$ es la componente de Coriolis de la aceleración y

A_0 = aceleración del origen del sistema xyz
relativa al sistema XYZ

A = aceleración del punto P relativa al sistema xyz1

ω = velocidad angular del sistema xyz relativa al sistema XYZ

v = velocidad del punto P relativa al sistema xyz

R = distancia del origen del sistema xyz al punto P

Considerando el mecanismo de nuestra cruz de Malta, mostrado en la figura anterior, en que la velocidad angular 2 es constante y se requiere encontrar la velocidad angular y la aceleración angular del eslabón 3. El sistema de coordenadas xy está fijo en el eslabón 3 en la forma mostrada con su origen en el punto O2.

No se puede evaluar directamente la ecuación de la velocidad del punto A3, de la ecuación 2.4.1.8. debido a que se obtiene una identidad al colocar el origen del sistema xy en el punto A3, con lo que V_0 es igual a VA_2 en la forma siguiente:

$$VA_2 = V_0 + V + \omega \times R \quad 2.4.1.15$$

en que

$$|VA_2| = (O_2A_2)\omega_2 \quad 2.4.1.16$$

$V_0 = VA =$ dirección perpendicular a O_3A_3 ,
magnitud desconocida.

$V =$ dirección paralela a O_3A_3 , magnitud
desconocida

$\omega \times R = 0$ debido a que $R = 0$

La ecuación de VA_2 se resuelve mediante vectores unitarios en que todas la componentes se toman relativas a los ejes xy . ω_3 se calcula de $|VA_3|$.

$$VA_2 = v_0 + v + \omega \times R \quad 2.4.1.17$$

2.5. Fuerza máxima en el rodillo.

Para este caso se debe obtener el valor de la fuerza que ejerce la carga en la cruz mientras que el rodillo se encuentra dentro de las ranuras de la cruz de Malta, para lo cual se debe obtener el momento ejercido por la banda sobre la polea.

Por medio de la formula

$$T = F r \quad 2.5.1$$

donde

T = es el momento

F = es la fuerza

r = radio de la polea

Substituyendo valores obtenemos

$$T = 2500\text{lb} (3.8\text{pulg}) = 9500$$

Despejando de la ecuación 2.5.1. a F

Tenemos que

$$F = (T/r) \quad 2.5.2.$$

la fuerza ejercida en la cruz de Malta, cuando

r=6pulg

$$F = (9500/6) = 1583.331\text{b}$$

cuando r=3.72pulg

$$F = (9500/3.72) = 2553.761\text{b}$$

cuando $r=2.48$ pulg

$$F=(9500/2.48)= \mathbf{3830.641b}$$

Podemos observar que la fuerza aumenta cuando el radio o brazo de palanca disminuye, por lo que esta ultima fuerza obtenida, es la máxima que tendrá que soportar el rodillo.

También podemos observar que el momento máximo ejercido en el eje conducido, es aquel, cuando el radio de la cruz es igual que el de la polea y este tiene un valor de 9500lb-pul, obtenido de la ecuacion 2.5.1.

2.6. ANÁLISIS DE DIMENSIONES PARA EL EJE CONDUCTOR Y PARA EL EJE CONDUcido.

Para este caso llamaremos eje conductor al eje que transmite el momento conductor en uno de sus extremos y en el otro extremo la manivela impulsora y eje conducido al que tiene en uno de sus extremos la cruz de Malta y en su parte media la rueda a la cual se le acoplara la banda transportadora.

Un eje de transmisión (o árbol) es un elemento cilíndrico de sección circular, que puede estar fijo o estar girando, sobre el que se montan engranes, poleas, volantes, ruedas de cadena, manivelas, cruz de Malta, así como otros elementos mecánicos de transmisión de fuerza o potencia. Los ejes detrasmisión, o simplemente ejes, son barras sometidas a cargas de flexión, tensión, compresión o torsión que actúan individualmente o combinadas, En este último caso es de esperar que la resistencia estática y la de fatiga sean consideraciones importantes de diseño, puesto que un eje puede estar sometido en forma simultánea a la acción de esfuerzos estáticos, completamente invertidos en forma alternante y repetidos sin cambio de sentido.

Cuando la deformación lateral o torsional de un eje debe mantenerse dentro de límites estrechos, entonces hay que fijar sus dimensiones considerando tal deformación antes de analizar los esfuerzos. La razón es que si un eje se hace lo bastante rígido para que esas deformaciones no sean considerables, es probable que los esfuerzos resultantes no rebasen la seguridad, pero de ninguna manera debe suponer el diseñador que son seguros, casi siempre es necesario calcularlos para comprobar que están dentro de límites aceptables.

Siempre que sea posible los elementos de transmisión de potencia, como engranes o poleas, deben montarse cerca de los cojinetes de soporte. Esto reduce el momento flexionante y, en consecuencia, la deflexión y el esfuerzo por flexión.

Los métodos de diseño difieren en varios aspectos, Algunos son muy conservadores, mientras que otros son útiles porque proporcionan resultados rápidos; pero no debe esperarse que todos produzcan resultados idénticos.

Para este caso en especial se utilizará el método de Soderberg.

2.6.1. MÉTODO DE SOEDERBERG.

En las aplicaciones más sencillas de un diagrama de Soedeber éste se emplea para determinar las dimensiones requeridas de un elemento de máquina que debe soportar un esfuerzo continuo y uno alternante de la misma clase. En el siguiente análisis se dará un ejemplo que indica cómo utilizar un diagrama de Soderberg para determinar las dimensiones de un eje sometido a una combinación de torsión constante y

flexión alternante, que es un tipo común de carga en ejes de transmisión. Del procedimiento se deducirá cómo podrían tratarse casos de carga más complicados. La figura 2.6.1.1 presenta un elemento de esfuerzo en la superficie de un eje macizo de sección circular, el cual gira a una velocidad ω rad/s. ahora se supondrá que un plano PQ pasa por la esquina inferior derecha del elemento. Entonces bajo el plano PQ se tendrá un elemento cuneiforme o en cuña (fig. 2.6.1.1.). El ángulo α es el que forma el plano con uno horizontal. Se considerarán todos los valores posibles de α con vistas a determinar cuál corresponderá a los planos en que ocurre la falla.

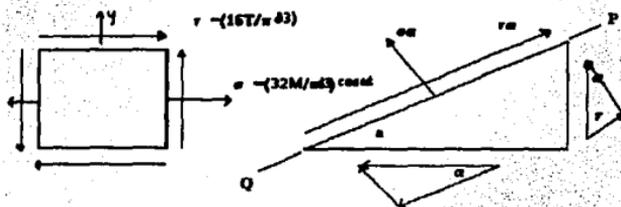


fig.2.6.1.1. Superficie de un eje macizo de sección circular

Como la flexión y la torsión intervienen en este problema, es necesario decidirse por una teoría de falla. Aunque las fallas debidas a esfuerzos variables no se presentan en planos de cortante máximo, se empleará la teoría del esfuerzo cortante

máximo porque las relaciones S_{se} / S_e y S_{sy}/S_y son ligeramente superiores a 0.50.

Como se ha resuelto emplear la teoría de falla mencionada, interesa conocer ahora el valor del esfuerzo cortante en la cara inclinada del elemento. Estableciendo una ecuación de τ_α , se tiene

$$\tau_\alpha + \sigma_x \sin \alpha \cos \alpha + \tau_{xy} \sin^2 \alpha - \tau_{xy} \cos^2 \alpha = 0$$

o bien

$$\tau_\alpha = \tau_{xy} (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) - \sigma_x \sin \alpha \cos \alpha \quad 2.6.1.1$$

Sustituyendo los valores de τ_{xy} y σ_x en la ecuación ecuación 2.6.1.1. y empleando varias identidades trigonométricas queda

$$\tau_\alpha = [(16T/\pi d) \cdot \cos 2\alpha] - [(16M/\pi d) \cdot \sin 2\alpha \cos \omega t] \quad 2.6.1.2$$

En otras palabras, si se considera un plano que forma un ángulo α con el horizontal, el esfuerzo cortante tendrá un valor medio de

$$\tau_{\alpha m} = [(16T/\pi d) \cdot \cos 2\alpha] \quad 2.6.1.3$$

y una amplitud de componente alternante

$$\tau_{\alpha} = (16M/\pi d)^{1/2} \sin 2\alpha$$

2.6.1.4.

Los esfuerzos cortantes alternos se llevan como ordenadas, y los esfuerzos medidos de corte estáticos, como abscisas. Como se indica, la línea de Soderberg es una recta que pasa por el límite de fatiga a la cortadura completamente corregida S_{se} y la resistencia a la fluencia al cortante S_{sy} . Debe notarse particularmente que el límite de fatiga al corte es el límite correspondiente a un elemento de máquina, después de haber tenido en cuenta los factores de tamaño, acabado de superficie, confiabilidad, duración, concentración del esfuerzo, etc.

Para determinar si la falla ocurrirá o no en ciertos planos que forman un ángulo α con la horizontal. Sus coordenadas serán $(\tau_{\alpha}, \tau_{\alpha})$ según se determinó antes. Por ejemplo, para planos horizontales ($\alpha = 0$) las coordenadas del punto son

$$(16T/\pi d, 0)$$

En el caso de planos verticales las coordenadas son.

$$(-16T/\pi d, 0)$$

Pero éste es realmente el mismo punto para el que $\alpha = 0$. En el caso de $\alpha = 45^\circ$, el punto es

$$(0, 16T/\pi d)$$

Se recomienda que se sitúen más puntos para verificar el hecho de que todos quedan sobre un cuarto de elipse.

Considerando los resultados anteriores, se llega a la conclusión de que el factor de seguridad debe ser el correspondiente al punto de la elipse que esté más próximo a la línea de falla. El problema se resuelve trazando una recta paralela a la línea de falla y tangente a la elipse. Con tal recta podrá determinarse gráficamente el factor de seguridad n . Esta solución es totalmente aceptable, pero por geometría analítica puede demostrarse que el valor de n así obtenido será

$$n = \pi d^3 / 16 \sqrt{(T/S_{sy})^2 + (M/S_{se})^2}$$

Esta ecuación puede usarse como fórmula para diseño al escribirla

$$d = 16n/\pi \{ (T/S_{sy})^2 + (M/S_{se})^2 \}^{1/2} \}^{1/3} \quad 2.6.1.5$$

o en forma conveniente

$$d = \{ 32n/\pi \{ (T/S_y)^2 + (M/S_e)^2 \}^{1/2} \}^{1/3} \quad 2.6.1.6$$

puesto que $S_{sy} = 0.5S_y$ y $S_{se} = 0.5S_e$ cuando se utiliza la teoría del esfuerzo cortante máximo. Si se emplea la de la energía de distorsión, entonces $S_{sy} = 0.577S_y$ y $S_{se} = 0.577S_e$. Sustituyendo estos valores en la ecuación 2.6.1.5. resulta

$$d = \{ 48n/\pi \{ (T/S_y)^2 + (M/S_e)^2 \}^{1/2} \}^{1/3} \quad 2.6.1.7$$

con base en la teoría de la energía de distorsión. El resultado es sorprendente, ya que indica que un diámetro 15% mayor, aproximadamente, se obtiene utilizando la citada teoría de la energía de distorsión que el que se obtiene con la de falla por esfuerzo cortante máximo.

Para el caso más general, en que los esfuerzos por flexión y por torsión contienen una componente constante y una variable, la ecuación correspondiente a la 2.6.1.6. para el caso anterior es

$$d = 32n / \pi \{ (T_a / S_e + T_m / S_y)^2 + (M_a / S_e + M_m / S_y)^2 \}^{1/2} \}^{1/3} \quad 2.6.1.8$$

El empleo de la teoría del esfuerzo cortante máximo está implícito en la ecuación 2.6.1.8. Esta ecuación se denomina algunas veces (quizá en forma algo incompleta), como fórmula el código Westinghouse (Westinghouse code formula). Aplicando en su lugar la teoría de la energía de distorsión, se obtiene

$$d = 48n / \pi \{ (T_a / S_e + T_m / S_y)^2 + (M_a / S_e + M_m / S_y)^2 \}^{1/2} \}^{1/3} \quad 2.6.1.9$$

Observando que $I/c = (1/2)(J/c) = \pi d^3 / 32$, tal ecuación sirve para hallar el factor de seguridad en términos de esfuerzos y resistencias. El resultado es

$$n = 1 / \sqrt{2T_a / S_e + 2T_m / S_y}^2 + (\sigma_a / S_e + \sigma_m / S_y)^2} \quad 2.6.1.10$$

según la teoría del esfuerzo cortante máximo. Un análisis semejante que utiliza la teoría de la energía de distorsión.

$$n=2/3\sqrt{(2\tau_a/S_e+2\tau_m/S_y)^2+(\sigma_a/S_e+\sigma_m/S_y)^2}$$

2.6.1.11

Es importante observar que el análisis anterior no toma en cuenta el hecho de que los límites de fatiga a la torsión pueden requerir factores de modificación diferentes de los de los límites de fatiga a la flexión. Por ejemplo, los factores de concentración del esfuerzo no son los mismos en el caso de flexión y de torsión. Una solución posible de tales problemas es aplicar a los esfuerzos los recíprocos de los factores de modificación que difieren. Esto hace actuar a tales recíprocos como factores de acentuación del esfuerzo, en vez de como factores de reducción de resistencia, pero el resultado es el mismo.

Para obtener los valores de diámetros de los ejes, tanto conductor como conducido, se debe aclarar que estos se diseñaran con un factor de seguridad de 1.8 y de un material DGN/AISI 9840 con una resistencia a la fluencia $S_y = 199\text{Kpsi}$, resistencia a la tensión de 218Kpsi .

Para el eje conductor, en este caso, el eje soporta únicamente su peso por lo cual, lo único que interviene es el momento torsionante.

Con base únicamente en cargas estáticas, sustituyendo en la ecuación 2.6.1.6. se obtiene el valor de:

$$d = \left[\frac{(32(1.8) / \pi(199 \times 3)) (9500)}{3} \right]^{1/3} = 0.95656$$

para el eje conducido

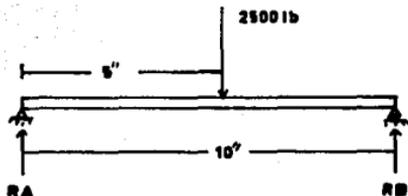


fig.2.6.1.2. Diagrama de cuerpo libre.

$$MA=0$$

$$-2500(5) + RB(10) = 0$$

$$RB=1250\text{lb}$$

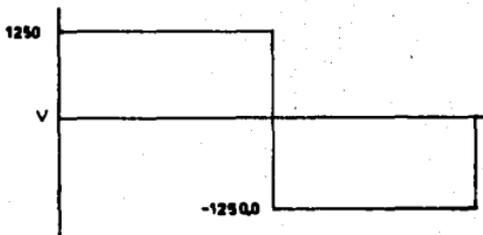


fig.2.6.1.3. Diagrama de fuerzas cortantes.

$$V_A = 1250$$

$$V_C = \sum F_y \text{ izq} = 1250$$

$$V_C = 1250 - 2500 = -1250$$

$$V_B = \sum F_y \text{ izq} = -1250$$

$$V_B = -1250 + 1250 = 0$$

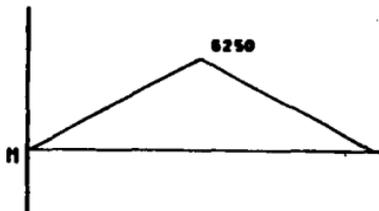


fig.2.6.1.4. diagrama de momentos flexionantes.

$$A_1 = 1250(5) = 6250$$

$$A_2 = -1250(5) = -6250$$

Sustituyendo valores en la ecuación 2.6.1.5. obtenemos que el diámetro para el eje conducido es:

$$d = \left[\frac{32(18)}{\pi 199000} (6250^2 + 9300^2) \right]^{1/2}$$

$$d = 1.01 \text{ in}$$

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

2.7. ANALISIS DE ESFUERZO EN LA SECCION A-A

Para determinar el máximo esfuerzo en la sección A-A, se debe conocer el área lo cual se puede realizar por trigonometría.

$$h = (2.48 / \cos 45^\circ) - (3/4) = 2.75 \text{ pulg}$$

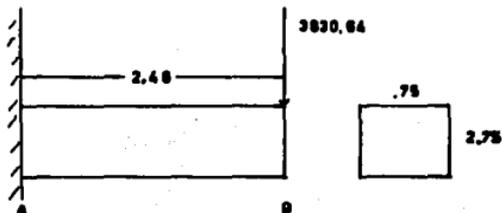


fig. 2.7.1a. Sección de la cruz de malta que soporta los esfuerzos

$$\Sigma M_a = 0$$

$$-3830.64(2.48) + R_b = 0$$

$$R_b = 9499.98$$

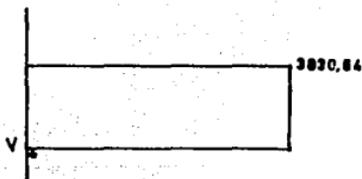


fig. 2.7.2a. Diagrama de fuerzas cortantes.

$$V_a = 3830.64$$

$$V_{bizq} = 3830.64$$

$$V_b = 3830.64 - 3830.64 = 0$$

$$\text{donde } M = 9499.98$$

$$\sigma = Mc/I \quad 2.7.1$$

$$I = bh^3 / 12 \quad 2.7.2$$

$$I = (0.75)(2.75)^3 / 12 = 15.59 / 12 = 1.29$$

$$c = \frac{1}{2} h = 1.375$$

sustituyendo valores en 2.7.1.

$$\sigma = 9499.98(1.37)/1.29 = 10089.12 \text{ lb/pul}$$

PODEMOS OBSERVAR QUE NO REBASA EL LIMITE DE ESFUERZO DEL MATERIAL EL CUAL SU VALOR ES DE 19900lb/pul

Para determinar el esfuerzo permisible que se puede aplicar a la sección A-A, se puede realizar por medio de programas de computadora, en este caso se utilizo COSMOS por lo cual determinamos que el calculo realizado anteriormente tiene un factor de seguridad de 1.25, este programa desarrolla un mallado en la estructura de la pieza que se va a analizar, esto lo realiza por medio de elementos finitos como se muestra en la figura 2.7.1., el mallado permite realizar calculos de esfuerzos en áreas pequeñas, lo cual,

permite conocer los puntos de mayor esfuerzo; los resultados del programa se muestran a continuación:

resultados von mises (figura 2.7.2), resultados de los esfuerzos en el eje "y" (figura 2.7.3) y resultados de los esfuerzos en el eje "x" (figura 2.7.4).

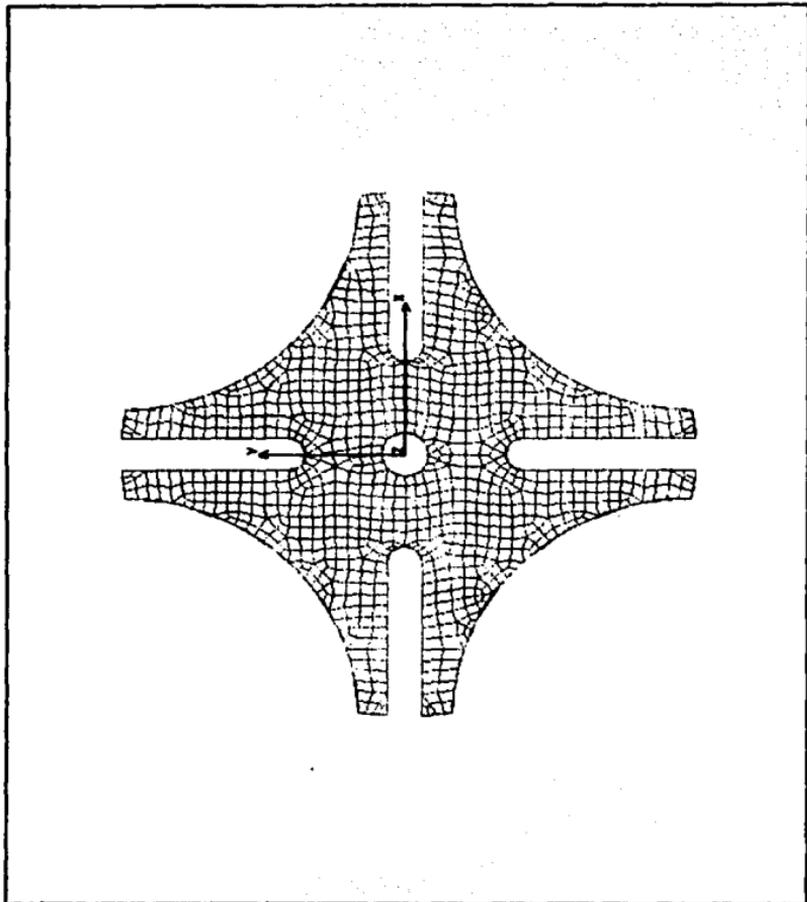


fig.2.7.1. Mallado programa cosmos.

FALLA DE ORIGEN

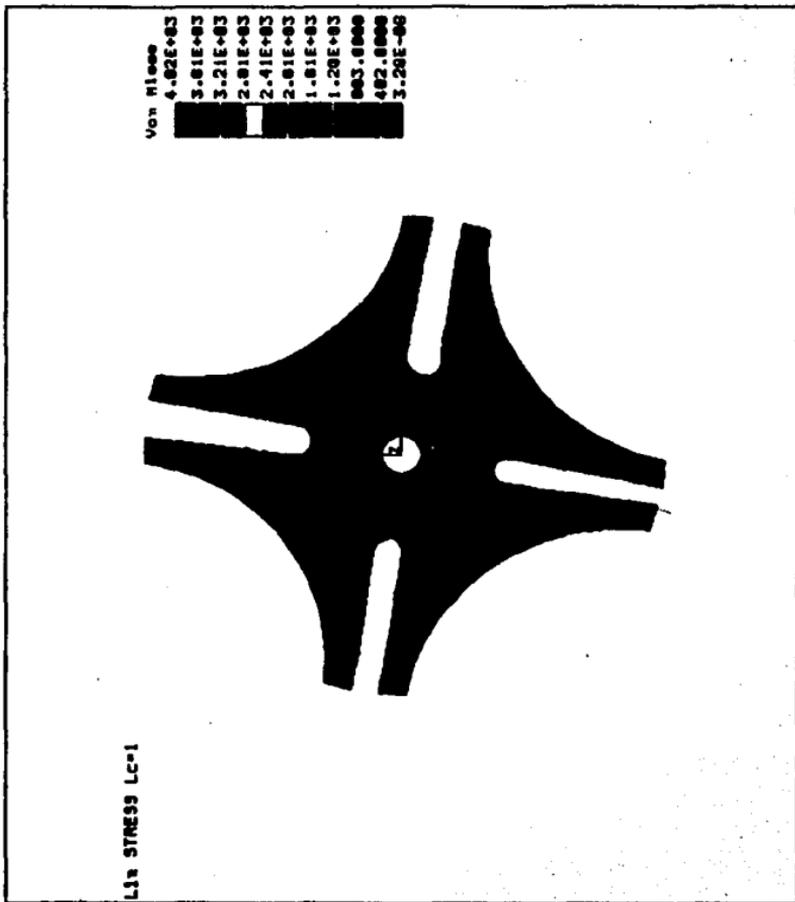


fig.2.7.2. Resultados von mises.

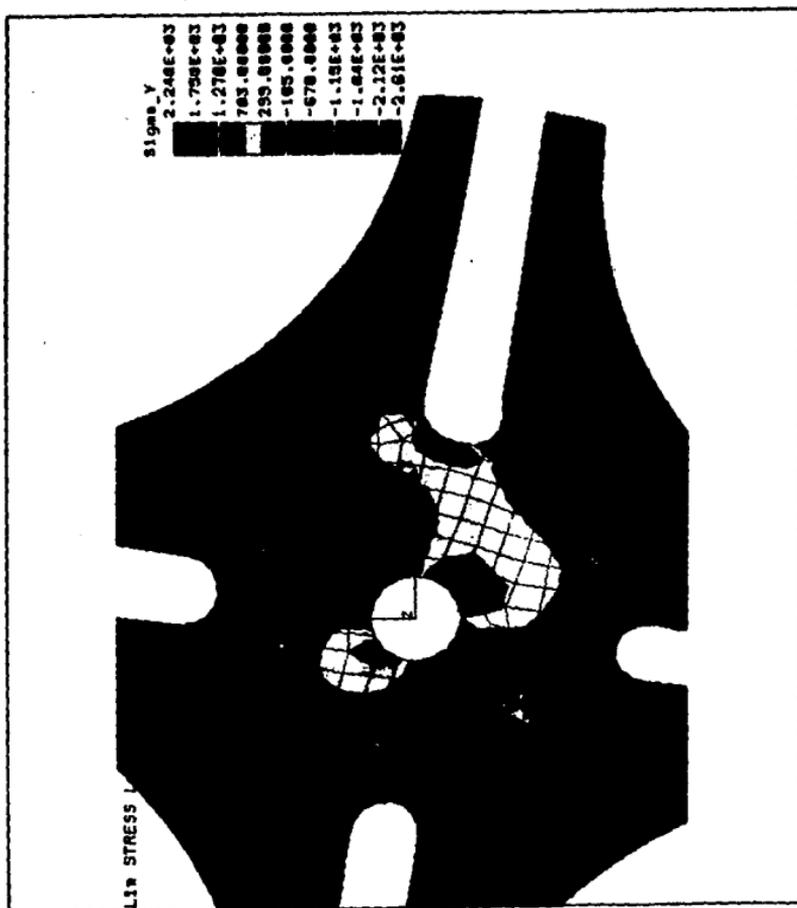


fig.2.7.3. Esfuerzos en el eje "y".

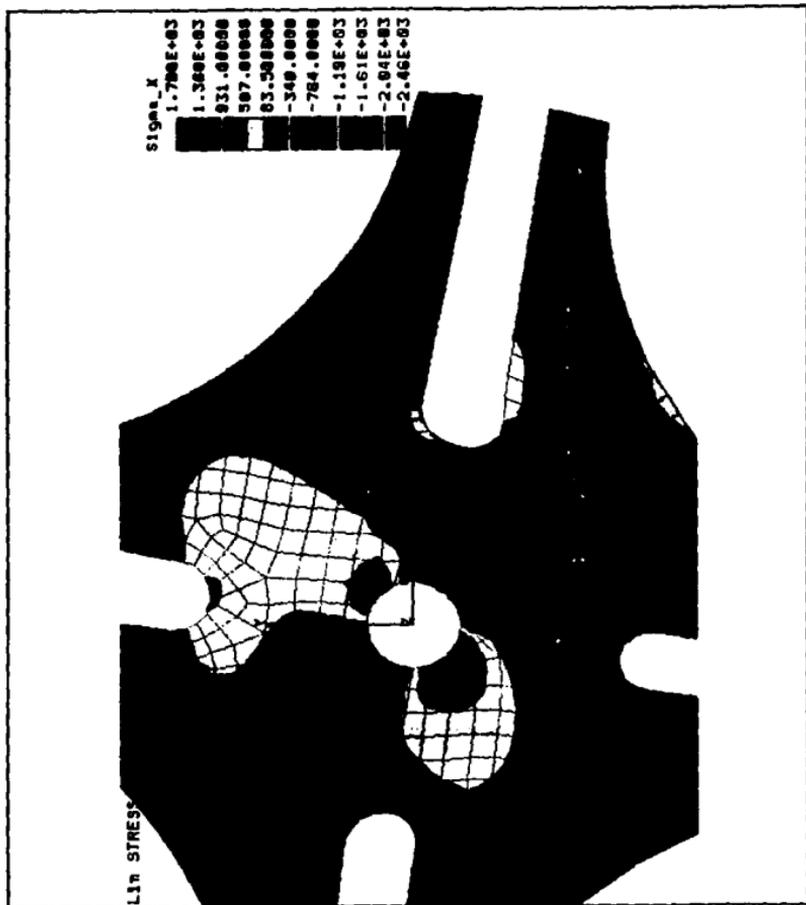


fig.2.7.4. Esfuerzos en el eje "x".

COSTOS DE DISEÑO

Para poder hablar de costos de diseño, existe un tabulador que especifica lo que tiene que cobrar un ingeniero por cada hora de trabajo realizado¹.

Se determino que el tiempo de diseño que requiere un mecanismo de esta indole aproximadamente es de 50 hrs. Se debe aclarar que esto puede variar dependiendo de la experiencia que tenga el ingeniero que va a realizar el diseño.

valor por hora trabajada = 150NS

horas trabajadas para este diseño = 50 hrs

costo de diseño = $(150 \text{ N\$}) \cdot (50 \text{ hrs}) = 7500 \text{ N\$}$

¹ Esta informacion se obtuvo del Centro De Diseño y Manufactura de la Facultad de Ingeniería de la UNAM.

CAPITULO

3

MANUFACTURA

DEL

MODELO

3.1 MANUFACTURA DEL MODELO

A continuación se describe el proceso de manufactura la creación de las piezas, fig.3.1.a., que integran el modelo, se describe también el tipo de proceso con lo cual se forma cada una de las piezas torneado, fresado y tiempo de maquinado.

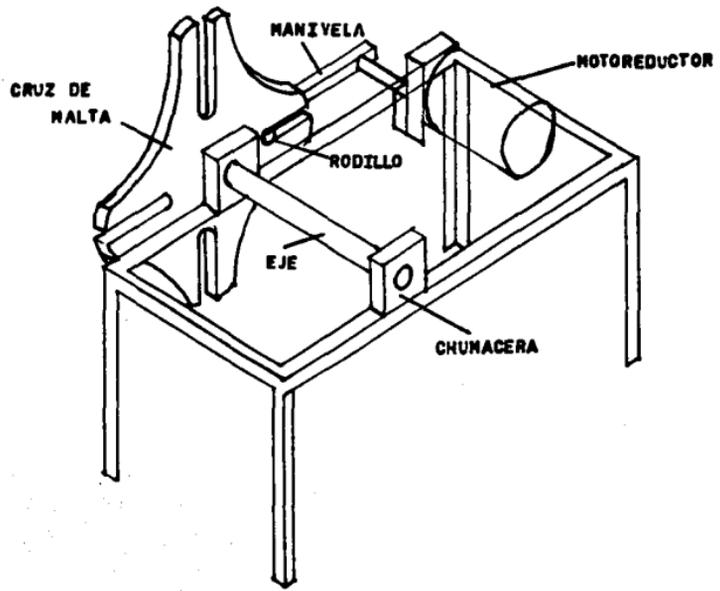
Elementos con los que cuenta el modelo:

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	DIMENSIÓN
CHUMACERAS	2	$\phi 1''$
EJE	1	$\phi 1''$
CRUZ DE MALTA	1	$\phi 12''$
MANIVELA	1	6''
RODILLO	1	$\phi 3/4''$
MOTOREDUCTOR	1	HP = $1/4''$ RPM= 925 ENTRADA RPM= 12 SALIDA

Las piezas a maquinar son la cruz de Malta y el eje de la rueda.

El material que se utilizo para estas piezas fue de acero DGN/AISI 9840, este material permite que se

Fig. 3.1.8. Modelo.



MODELO

DIBUJANTE SALVADOR SOTELO

ESC.

apliquen los esfuerzos anteriormente obtenidos sin sufrir deformación, a continuación se desarrollaran los procedimientos para la manufactura de las piezas.

Para el caso del eje y el rodillo, para el eje conductor, fig.3.1.1., no se realizaran cortes en el torno ya que el material se pidió con las dimensiones requeridas.

En el eje conducido se desbaste un extremo para el tope y la cuerda.

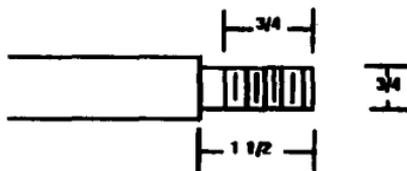


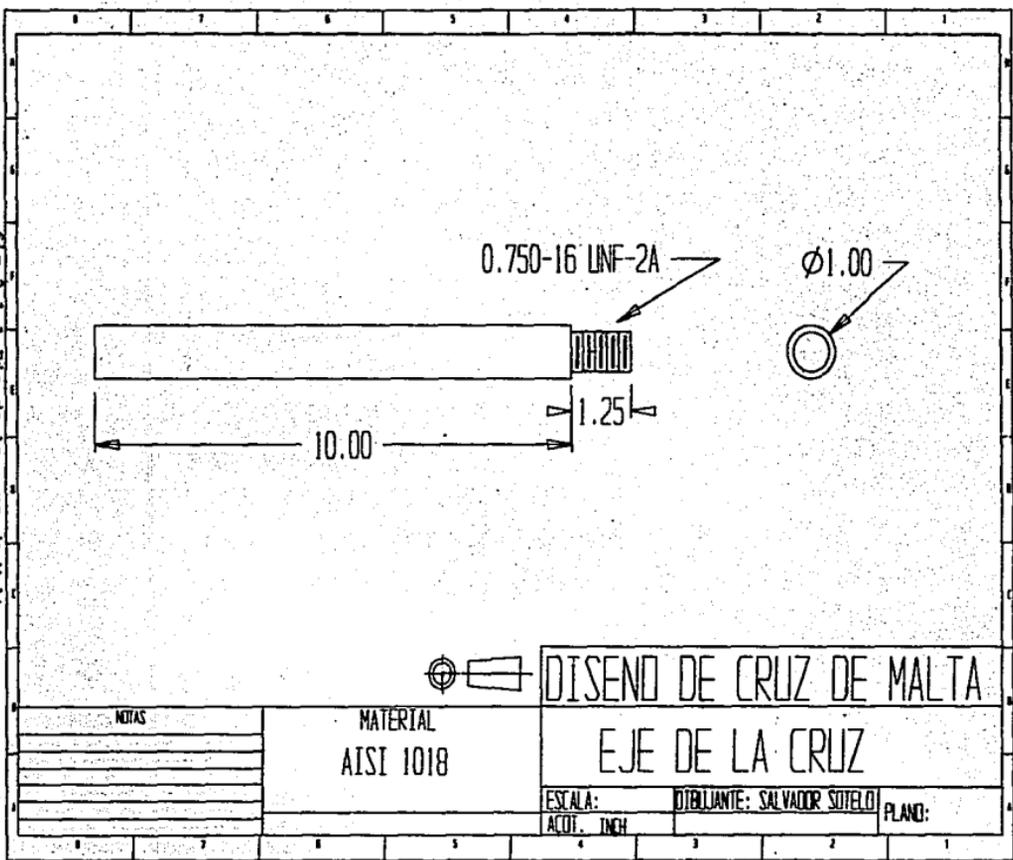
fig 3.1.1.a. Eje de la cruz de malta

3.2. Calculo de la velocidad de corte.

Para calcular las revoluciones por minuto (r/min) a las cuales se debe ajustar el torno, hay que conocer el diámetro y la velocidad de corte del material, la velocidad de corte se puede observar en el anexo tabla 37-1 donde se ocupo para acero de herramientas.

FALLA DE ORIGEN

Fig. 3.1.1. Eje de la cruz de Malta.



NOTAS	MATERIAL AISI 1018	DISEÑO DE CRUZ DE MALTA	
		EJE DE LA CRUZ	
		ESCALA:	PROYECTANTE: SALVADOR SOTELLO
		ACOT. INCH	PLANO:

$$r/\text{min} = (\text{VCC}(\text{PIES}) \times 12) / (\pi \times \text{DIÁMETRO DE LA PIEZA DE TRABAJO}) \quad 3.2.1$$

substituyendo valores en 3.2.1.

$$r/\text{min} = (70 \times 12 / \pi \times 1.25) = (840 / 3.96) = 213.90 \approx 200 \text{ r/min}$$

Este caso es particular para tornos equipados con impulsores de velocidad variable.

El avance del torno se define como la distancia que avanza la herramienta de corte a lo largo de la pieza de trabajo por cada revolución del husillo, ver anexo tabla 37-2 para este caso es de .010-.020

$$\text{TIEMPO REQUERIDO} = \text{LONGITUD DEL CORTE} / (\text{AVANCE} \times r/\text{min}) \quad 3.2.2$$

Substituyendo valores en 3.2.2.

$$\text{TIEMPO REQUERIDO} = (1.5) / (0.020 \times 213.9) = 0.35$$

Esto es para cada pasada

$$\text{PROFUNDIDAD DE CORTE} = (D-d)/(2) = 0.125 \quad 3.2.3$$

$$\text{NUMERO DE PASADAS} = (D-d)/\text{PROFUNDIDAD DE CORTE} \quad 3.2.4$$

substituyendo 3.2.4.

$$\text{NUMERO DE PASADAS} = (1.5-1.25)/0.125 = 2$$

$$\text{TIEMPO TOTAL} = \text{número de pasadas/tiempo requerido} \quad 3.2.5$$

substituyendo

$$\text{TIEMPO TOTAL} = 2 \times 0.35 = 0.70 \text{min}$$

Para el roscado de esta misma pieza tenemos que

$$r/\text{min} = (35 \times 12) / (\pi \times 1.25) = 420/3.92 = 107.1$$

$$\text{NUMERO DE PASADAS} = (1.25-1.22)/0.01 = 3 \text{ pasadas}$$

$$\text{TIEMPO REQUERIDO} = 1/(0.02 \times 107.1) = 0.46 \text{min}$$

$$\text{TIEMPO TOTAL} = 0.35 \times 3 = 1.05 \text{min}$$

Para el caso del rodillo

$$r/\text{min} = (35 \times 12) / \pi \times 1.25 = 107.1$$

$$\text{NÚMERO DE PASADAS} = (0.75 - 0.70) / 0.01 = 5$$

$$\text{TIEMPO REQUERIDO} = 0.75 / (0.02 \times 107.1) = 0.35$$

$$\text{TIEMPO TOTAL} = 0.35 \times 5 = 1.75$$

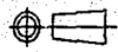
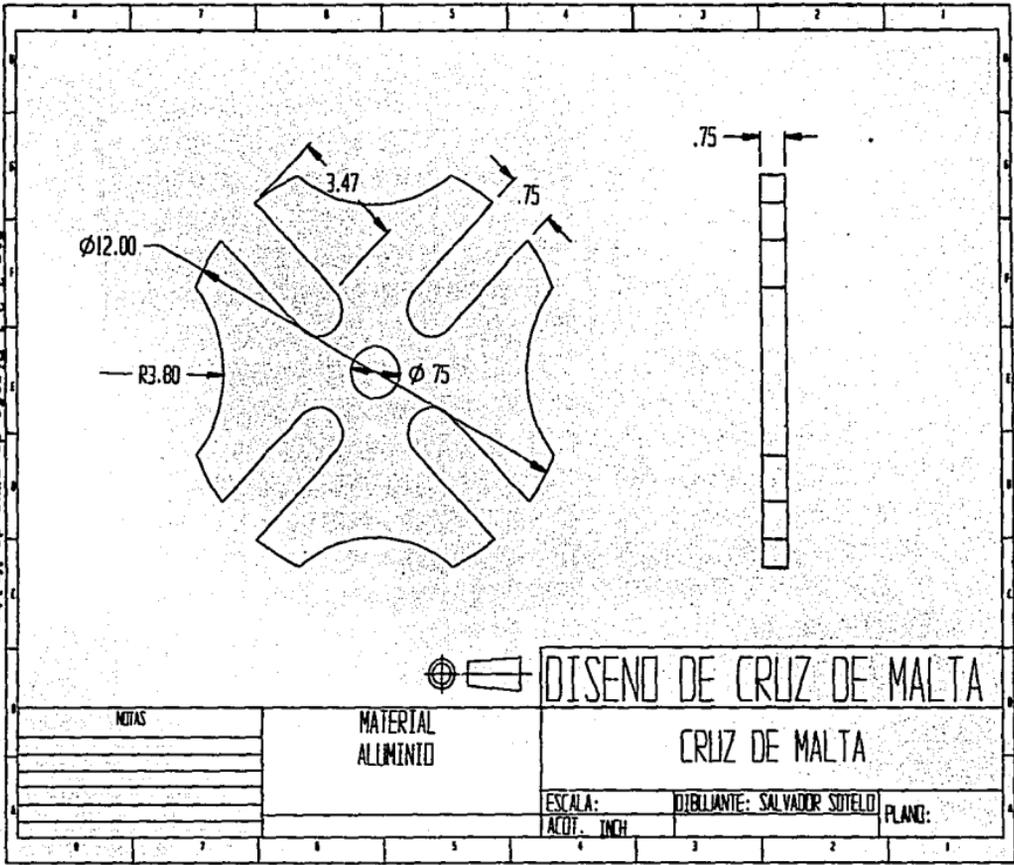
Para el maquinado de la cruz, fig. 3.2.1. este se realizara por fresado, en ese caso solo se realizara para una de las ranuras, cabe aclarar que la cruz cuenta con 4 de estas.

Los factores que influyen más en la eficiencia de una operación de fresado son: velocidad, avance de la fresa y profundidad de corte (la velocidad con la cual avanza pieza de trabajo hacia la fresa también es importante).

La velocidad de corte de una fresa es la distancia en pies por minuto que debe recorrer la periferia de la fresa al cortar determinado metal, las velocidades

FALLA DE ORIGEN

Fig. 3.2.1. Diseño de cruz de Malta.



DISEÑO DE CRUZ DE MALTA		
CRUZ DE MALTA		
ESCALA:	DIBUJANTE: SALVADOR SOTELO	
ACOT. INCH	PLANO:	

MIDAS	MATERIAL
	ALUMINIO

para las fresas son muy similares a las utilizadas para cualquier otra herramienta de corte.

Se deben tener en cuenta diversos factores al determinar las revoluciones por minuto correctas para trabajar un metal. Los más importantes son:

- Tipo de material de la pieza de trabajo.
- Material de la fresa.
- Diámetro de la fresa.
- Acabado de superficie requerido.
- Profundidad del corte.
- Rigidez de la fresadora y de la preparación de la pieza de trabajo.

Estas velocidades se pueden observar en el anexo tabla 51-1.

3.3. FRESADO DE LAS RANURAS.

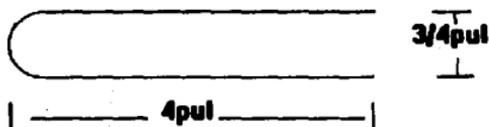


fig. 3.3.1. Ranura de la cruz de malta.

Velocidad de corte = 60-70

♦ FRESA = 3/4

$$\begin{aligned}\text{Circunferencia de la fresa} &= (3/4) \times 3.1416 \\ &= 2.356\end{aligned}$$

$$r/\text{min} = \text{Velocidad de corte (pie)} / \text{Circunferencia (pul)} \quad 3.3.1$$

substituyendo valores en 3.3.1. se obtiene

$$(12 \times 70) / 2.356 = 356.53$$

La fresa a usar en el corte, es helicoidal de 6 dientes para cortar acero de herramienta.

Avance

$$\begin{aligned}(\text{pul} / \text{min}) &= N \times \text{vpd} \times r/\text{min} && 3.3.2 \\ &= 6 \times 0.007 \times 356.53 \\ &= 14.97\end{aligned}$$

La pieza puede ser montada en un divisor diferencial para encontrar las cuatro guías. Es de importancia decir que las velocidades de corte (vpd) las han determinado los productores de metales y fabricantes de herramientas de corte como las más convenientes para la larga duración de las herramientas y el volumen de producción.

Otro método para realizar la manufactura de la cruz de malta es el de utilizar una máquina de CNC (control numérico), para poder realizar un trabajo en CNC es necesario crear un lenguaje el cual nos permita indicarle a esta máquina de CNC cuando introducir la herramienta, retirarla y que área será la que va a desbastar. Existen parámetros los cuales por medio de tablas o cálculos se deberán introducir al programa en este caso fueron calculados, la velocidad de corte, la profundidad de corte y el avance de la herramienta.

Los programas de computadora, como son, CUTTING ED/EG y MASTERCAM, crean este lenguaje de programación

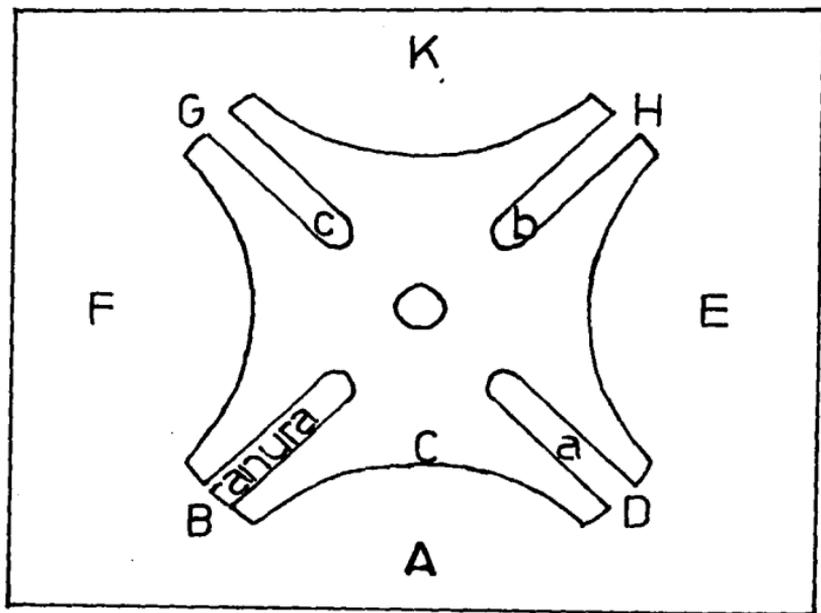
CNC. El listado que se presenta a continuación, fue creado por el programa MASTERCAM, este programa muestra ciertas ventajas, puesto que, el tipo de configuración que realiza es leído por un mayor número de maquinas CNC.

En este tipo de programas es necesario crear la figura que se va a maquinar, que en este caso es la cruz de MALTA. tambien se crea un marco el cual delimita el bloque de material, del cual, se obtendra la pieza, este marco se debe crear por lo menos con un margen de 1 a 2 pulgadas de la circunferencia de la pieza.

3.4.LISTADO CNC POR MASTERCAM

A continuación se presenta el listado del programa utilizado por una máquina CNC para la fabricación de la cruz de Malta, las instrucciones utilizadas en este programa son los comandos G que se encargan de dar instrucciones del movimiento de la herramienta o la pieza según sea el caso para el corte de material; los comandos M son intrucciones micelaneas, es decir, se encargan de todas las actividades auxiliares de la máquina para el corte de material.

Secuencia de corte fig.3.4.1



secuencia de corte

Fig. 34.1

%
 O0
 N1 G90 G80 G40 G0
 N2 T1 M6
 N3 G54 G0 X1.375 Y1.3751 Mover herramienta,
 sin corte
 N4 S356 M3 T1
 N5 G43 H1 Z.25
 N6 G1 Z-.15 F15.0 Profundidad de corte
 N7 X14.625
 N8 Y1.4747
 N9 X1.375
 N10 Y1.5743
 N11 X14.625
 N12 Y1.674 Desbaste sección A
 N13 X1.375
 N14 Y1.7736
 N15 X14.625
 N16 Y1.8732
 N17 X1.375
 N18 Y1.9728
 N19 X14.625
 N20 Y2.0725
 N21 X1.375
 N22 Y2.1721
 N23 X5.4162
 N24 G2 X5.2023 Y2.2717 R6.375 Desbaste
 sección "B"
 N25 G1 X1.375
 N26 Y2.3713
 N27 X5.0069
 N28 G2 X4.8266 Y2.4709 R6.3751
 N29 G1 X1.375
 N30 Y2.5706
 N31 X4.6391
 N32 G2 X4.5023 Y2.6702 R6.375
 N33 G1 X1.375
 N34 Y2.7698
 N35 X4.355
 N36 G2 X4.2161 Y2.8694 R6.375
 N37 G1 X1.375
 N38 Y2.9691
 N39 X4.0847
 N40 G2 X3.9986 Y3.0687 R.375 Desbaste de la
 ranura
 N41 G1 X1.375
 N42 Y3.1683
 N43 X3.9574
 N44 G2 X3.946 Y3.2679 R.3751
 N45 G1 X1.375
 N46 Y3.3676
 N47 X3.9616
 N48 G2 X4.0082 Y3.4672 R.375
 N49 G1 X1.375
 N50 Y3.5668
 N51 X4.0971
 N52 X4.1967 Y3.6664
 N53 X1.375
 N54 Y3.766
 N55 X4.2964
 N56 X4.396 Y3.8657
 N57 X1.375
 N58 X4.4798 Y2.6851
 N59 G3 X5.4798 Y2.1443 R6.375
 N60 X5.8288 Y2.1721 R.375
 N61 G1 X10.1712
 N62 G2 X10.1379 Y2.1958 R.375
 N63 G3 X10.0393 Y2.2717 R.3.425
 N64 G1 X5.9607
 N65 G2 X6.1025 Y2.3713 R3.425
 N66 G1 X9.8975 Desbaste sección "C"
 N67 G3 X9.7385 Y2.4709 R3.4249
 N68 G1 X6.2615
 N69 G2 X6.4429 Y2.5706 R3.425
 N70 G1 X9.5571
 N71 G3 X9.3442 Y2.6702 R3.425
 N72 G1 X6.6598
 N73 G2 X6.9186 Y2.7698 R3.425
 N74 G1 X9.0814
 N75 G3 X8.7155 Y2.8694 R3.425
 N76 G1 X7.2845
 N77 X10.0096 Y2.2934
 N78 G2 X10.1379 Y2.1958 R3.425
 N79 G3 X10.5202 Y2.1443 R.375
 N80 X10.5838 Y2.1721 R6.375
 N81 G1 X14.625
 N82 Y2.2717
 N83 X10.7977
 N84 G3 X10.9931 Y2.3713 R6.375
 N85 G1 X14.625
 N86 Y2.4709
 N87 X11.1734
 N88 G3 X11.3409 Y2.5706 R6.375 Desbaste
 sección "D"
 N89 G1 X14.625
 N90 Y2.6702
 N91 X11.4977
 N92 G3 X11.645 Y2.7698 R6.375
 N93 G1 X14.625
 N94 Y2.8694

N95 X11.7839
 N96 G3 X11.909 Y2.9641 R6.375
 N97 X11.9153 Y2.9691 R.375
 N98 G1 X14.625
 N99 Y3.0687
 N100 X12.0014
 N101 G3 X12.0426 Y3.1683 R.3751
 N102 G1 X14.625
 N103 Y3.2679 Desbaste ranura "a"
 N104 X12.054
 N105 G3 X12.0384 Y3.3676 R.3751
 N106 G1 X14.625
 N107 Y3.4672
 N108 X11.9918
 N109 G3 X11.9442 Y3.5255 R.375
 N110 G1 X11.9029 Y3.5668
 N111 X14.625
 N112 Y3.6664
 N113 X11.8033
 N114 X11.7036 Y3.766
 N115 X14.625
 N116 Y3.8657
 N117 X11.604
 N118 X11.5044 Y3.9653
 N119 X12.6209
 N120 G2 X12.4745 Y4.0558 R.375
 N121 G1 X12.4654 Y4.0649
 N122 X11.4048
 N123 X11.3051 Y4.1645
 N124 X12.3658
 N125 X12.2662 Y4.2642
 N126 X11.2055
 N127 X11.1059 Y4.3638 Desbaste sección "E"
 N128 X12.1666
 N129 X12.0669 Y4.4634
 N130 X11.0063
 N131 X10.9066 Y4.563
 N132 X11.9673
 N133 X11.8677 Y4.6626
 N134 X10.807
 N135 X10.7074 Y4.7623
 N136 X11.7681
 N137 X11.6684 Y4.8619
 N138 X10.6078
 N139 X10.5082 Y4.9615
 N140 X11.5688
 N141 X11.4692 Y5.0611
 N142 X10.4083
 N143 X10.3089 Y5.1608
 N144 X11.3696
 N145 X11.27 Y5.2604
 N146 X10.2093
 N147 X10.1097 Y5.36
 N148 X11.1703
 N149 X11.0707 Y5.4596
 N150 X10.01
 N151 X9.9104 Y5.5592
 N152 X10.9711
 N153 X10.8715 Y5.6589
 N154 X9.8108
 N155 X9.7112 Y5.7585
 N156 X10.7718
 N157 X10.6722 Y5.8581
 N158 X9.6116
 N159 X9.5119 Y5.9577
 N160 X10.5726
 N161 X10.473 Y6.0574
 N162 X9.4297
 N163 G2 X9.3894 Y6.157 R.375
 N164 G1 X10.3733
 N165 X10.2737 Y6.2566
 N166 X9.3788
 N167 G2 X9.3951 Y6.3562 R.3749
 N168 G1 X10.1741 Desbaste sección "b"
 N169 X10.0745 Y6.4559
 N170 X9.4426
 N171 G2 X9.5413 Y6.5555 R.375
 N172 G1 X9.966
 N173 X9.38 Y6.278
 N174 G3 X9.4885 Y5.9812 R.375
 N175 G1 X11.9442 Y3.5255
 N176 G2 X11.909 Y2.9641 R.375
 N177 X10.5202 Y2.1443 R6.375
 N178 X10.1379 Y2.1958 R.375
 N179 G3 X5.8621 R3.425
 N180 G2 X5.4798 Y2.1443 R.375
 N181 X4.091 Y2.9641 R6.375
 N182 X4.0558 Y3.5255 R.375
 N183 G1 X4.4956 Y3.9653
 N184 X3.3791
 N185 G3 X3.5255 Y4.0558 R.375
 N186 G1 X3.5346 Y4.0649
 N187 X4.5952
 N188 X4.6949 Y4.1645
 N189 X3.6342
 N190 X3.7338 Y4.2642
 N191 X4.7945
 N192 X4.8941 Y4.3638
 N193 X3.8334
 N194 X3.9331 Y4.4634
 N195 X4.9937
 N196 X5.0934 Y4.563 Desbaste sección "F"

N197 X4.0327
N198 X4.1323 Y4.6626
N199 X5.193
N200 X5.2926 Y4.7623
N201 X4.2319
N202 X4.3316 Y4.8619
N203 X5.3922
N204 X5.4918 Y4.9615
N205 X4.4312
N206 X4.5308 Y5.0611
N207 X5.5915
N208 X5.6911 Y5.1608
N209 X4.6304
N210 X4.73 Y5.2604
N211 X5.7907
N212 X5.8903 Y5.36
N213 X4.8297
N214 X4.9293 Y5.4596
N215 X5.99
N216 X6.0896 Y5.5592
N217 X5.0289
N218 X5.1285 Y5.6589
N219 X6.1892
N220 X6.2888 Y5.7585
N221 X5.2282
N222 X5.3278 Y5.8581
N223 X6.3884
N224 X6.4881 Y5.9577
N225 X5.4274
N226 X5.527 Y6.0574
N227 X6.5703
N228 G3 X6.6106 Y6.157 R.375
N229 G1 X5.6267 Desbaste rana "c"
N230 X5.7263 Y6.2566
N231 X6.6212
N232 G3 X6.6049 Y6.3562 R.3749
N233 G1 X5.8259
N234 X5.9255 Y6.4559
N235 X6.5574
N236 G3 X6.4587 Y6.5555 R.375
N237 G1 X6.034
N238 X5.9489 Y6.4792
N239 X3.5255 Y4.0558
N240 G2 X3.1415 Y3.9653 R.375
N241 G1 X1.375
N242 Y4.0649
N243 X2.9863
N244 G2 X2.9641 Y4.091 R.375
N245 X2.9079 Y4.1645 R6.375
N246 G1 X1.375
N247 Y4.2642

N248 X2.8343
N249 G2 X2.7637 Y4.3638 R6.375
N250 G1 X1.375
N251 Y4.4634
N252 X2.6959
N253 G2 X2.6308 Y4.563 R6.3751
N254 G1 X1.375
N255 Y4.6626 Desbaste sección "G"
N256 X2.5684
N257 G2 X2.5084 Y4.7623 R6.375
N258 G1 X1.375
N259 Y4.8619
N260 X2.4509
N261 G2 X2.3957 Y4.9615 R6.375
N262 G1 X1.375
N263 Y5.0611
N264 X2.3428
N265 G2 X2.2922 Y5.1608 R6.375
N266 G1 X1.375
N267 Y5.2604
N268 X2.2437
N269 G2 X2.1973 Y5.36 R6.375
N270 G1 X1.375
N271 Y5.4596
N272 X2.153
N273 G2 X2.1443 Y5.4798 R6.375
N274 X2.1201 Y5.5992 R.3751
N275 G1 X1.375
N276 Y5.6589
N277 X2.115
N278 G2 X2.1372 Y5.7585 R.375
N279 G1 X1.375
N280 Y5.8581
N281 X2.1927
N282 G2 X2.1958 Y5.8621 R.375
N283 G3 X2.2695 Y5.9577 R3.425
N284 G1 X1.375
N285 Y6.0574
N286 X2.3408
N287 G3 X2.4069 Y6.157 R3.425 Desbaste sección "H"
N288 G1 X1.375
N289 Y6.2566
N290 X2.4681
N291 G3 X2.5248 Y6.3562 R3.425
N292 G1 X1.375
N293 Y6.4559
N294 X2.5772
N295 G3 X2.6255 Y6.5555 R3.425
N296 G1 X1.375
N297 Y6.6551

N298 X2.6699
N299 G3 X2.7106 Y6.7547 R3.425
N300 G1 X1.375
N301 Y6.8543
N302 X2.7477
N303 G3 X2.7814 Y6.954 R3.425
N304 G1 X1.375
N305 Y7.0536
N306 X2.8116
N307 G3 X2.8387 Y7.1532 R3.425
N308 G1 X1.375
N309 Y7.2528
N310 X2.8625
N311 G3 X2.8832 Y7.3525 R3.425
N312 G1 X1.375
N313 Y7.4521
N314 X2.9009
N315 G3 X2.9155 Y7.5517 R3.425
N316 G1 X1.375
N317 Y7.6513
N318 X2.9272
N319 G3 X2.9359 Y7.7509 R3.425
N320 G1 X1.375
N321 Y7.8506
N322 X2.9417
N323 G3 X2.9446 Y7.9502 R3.425
N324 G1 X1.375
N325 Y8.0498
N326 X2.9446
N327 G3 X2.9417 Y8.1494 R3.425
sección "H"
N328 G1 X1.375
N329 Y8.2491
N330 X2.9359
N331 G3 X2.9272 Y8.3487 R3.425
N332 G1 X1.375
N333 Y8.4483
N334 X2.9155
N335 G3 X2.9009 Y8.5479 R3.425
N336 G1 X1.375
N337 Y8.6475
N338 X2.8832
N339 G3 X2.8625 Y8.7472 R3.425
N340 G1 X1.375
N341 Y8.8468
N342 X2.8387
N343 G3 X2.8116 Y8.9464 R3.425
N344 G1 X1.375
N345 Y9.046
N346 X2.7814
N347 G3 X2.7477 Y9.1457 R3.425

Desbaste

N348 G1 X1.375
N349 Y9.2453
N350 X2.7106
N351 G3 X2.6699 Y9.3449 R3.425
N352 G1 X1.375
N353 Y9.4445
N354 X2.6255
N355 G3 X2.5772 Y9.5441 R3.425
N356 G1 X1.375
N357 Y9.6438
N358 X2.5248
N359 G3 X2.4681 Y9.7434 R3.425
N360 G1 X1.375
N361 Y9.843
N362 X2.4049
N363 G3 X2.3408 Y9.9426 R3.425
N364 G1 X1.375
N365 Y10.0423
N366 X2.2695
N367 G3 X2.1958 Y10.1379 R3.425
N368 G2 X2.1927 Y10.1419 R.375
N369 G1 X1.375
N370 Y10.2415
N371 X2.1372
N372 G2 X2.115 Y10.3411 R.3751
N373 G1 X1.375
N374 Y10.4408
N375 X2.1201
N376 G2 X2.1443 Y10.5202 R.375
N377 X2.153 Y10.5404 R6.375
N378 G1 X1.375
N379 Y10.64
N380 X2.1973
N381 G2 X2.2437 Y10.7396 R6.375
N382 G1 X1.375
N383 Y10.8392
N384 X2.2922
N385 G2 X2.3428 Y10.9389 R6.375
N386 G1 X1.375
N387 Y11.0385
N388 X2.3957
N389 G2 X2.4509 Y11.1381 R6.375
N390 G1 X1.375
N391 Y11.2377
N392 X2.5084
N393 G2 X2.5684 Y11.3374 R6.375
N394 G1 X1.375
N395 Y11.437
N396 X2.6308
N397 G2 X2.6999 Y11.5366 R6.375
N398 G1 X1.375

N399 Y11.6362
N400 X2.7637
N401 G2 X2.8343 Y11.7358 R6.375
N402 G1 X1.375
N403 Y11.8355
N404 X2.9079
N405 G2 X2.9641 Y11.909 R6.375
N406 X2.9863 Y11.9351 R.3751
N407 G1 X1.375
N408 Y12.0347
N409 X3.1415
N410 G3 X2.9641 Y11.909 R.375
N411 X2.1443 Y10.5202 R.6.375
N412 X2.1958 Y10.1379 R.375
N413 G2 Y5.8621 R3.425
N414 G3 X2.1443 Y5.4798 R.375
N415 X2.9641 Y4.091 R6.375
N416 X3.5255 Y4.0558 R.375
N417 G1 X5.9812 Y6.5115
N418 G2 X6.5115 Y5.9812 R.375
N419 G1 X4.0558 Y3.5255
N420 G3 X4.091 Y2.9641 R.375
N421 X5.4798 Y2.1443 R6.375
N422 X5.8621 Y2.1958 R.375
N423 G2 X10.1379 R3.425
N424 G3 X10.5202 Y2.1443 R.375
N425 X11.909 Y2.9641 R6.375
N426 X11.9442 Y3.5255 R.375
N427 G1 X9.4885 Y5.9812
N428 G2 X10.0188 Y6.5115 R.375
N429 G1 X12.4745 Y4.0558
N430 G3 X13.0359 Y4.091 R.375
N431 X13.8557 Y5.4798 R6.375
N432 X13.8042 Y5.8621 R.375
N433 G2 Y10.1379 R3.425
N434 G3 X13.8557 Y10.5202 R.375
N435 X13.0359 Y11.909 R6.375
N436 X12.4745 Y11.9442 R.375
N437 G1 X10.0188 Y9.4885
N438 G2 X9.4885 Y10.0188 R.375
N439 G1 X11.9442 Y12.4745
N440 G3 X11.909 Y13.0359 R.375
N441 X10.5202 Y13.8557 R6.375
N442 X10.1379 Y13.8042 R.375
N443 G2 X5.8621 R3.425
N444 G3 X5.4798 Y13.8557 R.375
N445 X4.091 Y13.0359 R6.375
N446 X4.0558 Y12.4745 R.375
N447 G1 X6.5115 Y10.0188
N448 G2 X5.9812 Y9.4885 R.375
N449 G1 X4.8723 Y10.5974

N450 X6.3288 Y9.3878
N451 G2 X5.9812 Y9.4885 R.375
N452 G1 X3.5255 Y11.9442
N453 G3 X2.9641 Y11.909 R.375
N454 X2.1443 Y10.5202 R6.375
N455 X2.1958 Y10.1379 R.375
N456 G2 Y5.8621 R3.425
N457 G3 X2.1443 Y5.4798 R.375
N458 X2.9641 Y4.091 R6.375
N459 X3.5255 Y4.0558 R.375
N460 G1 X5.9812 Y6.5115
N461 G2 X6.5115 Y5.9812 R.375
N462 G1 X4.0558 Y3.5255
N463 G3 X4.091 Y2.9641 R.375
N464 X5.4798 Y2.1443 R6.375
N465 X5.8621 Y2.1958 R.375
N466 G2 X10.1379 R3.425
N467 G3 X10.5202 Y2.1443 R.375
N468 X11.909 Y2.9641 R6.375
N469 X11.9442 Y3.5255 R.375
N470 G1 X9.4885 Y5.9812
N471 G2 X9.6712 Y6.6122 R.375
N472 G1 X11.1277 Y5.4026
N473 X12.4745 Y4.0558
N474 G3 X12.8585 Y3.9653 R.375
N475 G1 X14.625
N476 Y4.0649
N477 X13.0137
N478 G3 X13.0359 Y4.091 R.375
N479 X13.0921 Y4.1645 R6.375
N480 G1 X14.625
N481 Y4.2642
N482 X13.1657
N483 G3 X13.2363 Y4.3638 R6.375
N484 G1 X14.625
N485 Y4.4634
N486 X13.3041
N487 G3 X13.3692 Y4.563 R6.3751
N488 G1 X14.625
N489 Y4.6626
N490 X13.4316
N491 G3 X13.4916 Y4.7623 R6.375
N492 G1 X14.625
N493 Y4.8619
N494 X13.5491
N495 G3 X13.6043 Y4.9615 R6.375
N496 G1 X14.625
N497 Y5.0611
N498 X13.6572
N499 G3 X13.7078 Y5.1608 R6.375
N500 G1 X14.625

N501 Y5.2604
N502 X13.7563
N503 G3 X13.8027 Y5.36 R6.375
N504 G1 X14.625
N505 Y5.4596
N506 X13.847
N507 G3 X13.8557 Y5.4798 R6.375
N508 X13.8799 Y5.5592 R.3751
N509 G1 X14.625
N510 Y5.6989
N511 X13.885
N512 G3 X13.8628 Y5.7585 R.375
N513 G1 X14.625
N514 Y5.8581
N515 X13.8073
N516 G3 X13.8042 Y5.8621 R.375
N517 G2 X13.7305 Y5.9577 R3.425
N518 G1 X14.625
N519 Y6.0574
N520 X13.6392
N521 G2 X13.5931 Y6.157 R3.425
N522 G1 X14.625
N523 Y6.2566
N524 X13.5319
N525 G2 X13.4752 Y6.3562 R3.425
N526 G1 X14.625
N527 Y6.4559
N528 X13.4228
N529 G2 X13.3745 Y6.5555 R3.425
N530 G1 X14.625
N531 Y6.6551
N532 X13.3301
N533 G2 X13.2894 Y6.7547 R3.425
N534 G1 X14.625
N535 Y6.8543
N536 X13.2523
N537 G2 X13.2186 Y6.954 R3.425
N538 G1 X14.625
N539 Y7.0536
N540 X13.1884
N541 G2 X13.1613 Y7.1532 R3.425
N542 G1 X14.625
N543 Y7.2528
N544 X13.1375
N545 G2 X13.1168 Y7.3525 R3.425
N546 G1 X14.625
N547 Y7.4521
N548 X13.0991
N549 G2 X13.0845 Y7.5517 R3.425
N550 G1 X14.625
N551 Y7.6513

N552 X13.0728
N553 G2 X13.0641 Y7.7509 R3.425
N554 G1 X14.625
N555 Y7.8506
N556 X13.0583
N557 G2 X13.0554 Y7.9502 R3.425
N558 G1 X14.625
N559 Y8.0498
N560 X13.0554
N561 G2 X13.0583 Y8.1494 R3.425
N562 G1 X14.625
N563 Y8.2491
N564 X13.0641
N565 G2 X13.0728 Y8.3487 R3.425
N566 G1 X14.625
N567 Y8.4483
N568 X13.0845
N569 G2 X13.0991 Y8.5479 R3.425
N570 G1 X14.625
N571 Y8.6475
N572 X13.1168
N573 G2 X13.1375 Y8.7472 R3.425
N574 G1 X14.625
N575 Y8.8468
N576 X13.1613
N577 G2 X13.1884 Y8.9464 R3.425
N578 G1 X14.625
N579 Y9.046
N580 X13.2186
N581 G2 X13.2523 Y9.1457 R3.425
N582 G1 X14.625
N583 Y9.2453
N584 X13.2894
N585 G2 X13.3301 Y9.3449 R3.425
N586 G1 X14.625
N587 Y9.4445
N588 X13.3745
N589 G2 X13.4228 Y9.5441 R3.425
N590 G1 X14.625
N591 Y9.6438
N592 X13.4752
N593 G2 X13.5319 Y9.7434 R3.425
N594 G1 X14.625
N595 Y9.843
N596 X13.5931
N597 G2 X13.6592 Y9.9426 R3.425
N598 G1 X14.625
N599 Y10.0423
N600 X13.7305
N601 G2 X13.8042 Y10.1379 R3.425
N602 G3 X13.8073 Y10.1419 R.375

N603 G1 X14.625
N604 Y10.2415
N605 X13.8628
N606 G3 X13.885 Y10.3411 R.3751
N607 G1 X14.625
N608 Y10.4408
N609 X13.8799
N610 G3 X13.8557 Y10.5202 R.375
N611 X13.847 Y10.5404 R6.375
N612 G1 X14.625
N613 Y10.64
N614 X13.8027
N615 G3 X13.7563 Y10.7396 R6.375
N616 G1 X14.625
N617 Y10.8392
N618 X13.7078
N619 G3 X13.6572 Y10.9389 R6.375
N620 G1 X14.625
N621 Y11.0385
N622 X13.6043
N623 G3 X13.5491 Y11.1381 R6.375
N624 G1 X14.625
N625 Y11.2377
N626 X13.4916
N627 G3 X13.4316 Y11.3374 R6.375
N628 G1 X14.625
N629 Y11.437
N630 X13.3692
N631 G3 X13.3041 Y11.5366 R6.375
N632 G1 X14.625
N633 Y11.6362
N634 X13.2363
N635 G3 X13.1657 Y11.7358 R6.375
N636 G1 X14.625
N637 Y11.8355
N638 X13.0921
N639 G3 X13.0359 Y11.909 R6.375
N640 X13.0137 Y11.9351 R.3751
N641 G1 X14.625
N642 Y12.0347
N643 X12.8585
N644 G2 X13.0359 Y11.909 R.375
N645 X13.8557 Y10.5202 R6.375
N646 X13.8042 Y10.1379 R.375
N647 G3 Y5.8621 R3.425
N648 G2 X13.8557 Y5.4798 R.375
N649 X13.0359 Y4.091 R6.375
N650 X12.4745 Y4.0558 R.375
N651 G1 X10.0188 Y6.5115
N652 G3 X9.4885 Y5.9812 R.375
N653 G1 X11.9442 Y3.5255
N654 G2 X11.909 Y2.9641 R.375
N655 X10.5202 Y2.1443 R6.375
N656 X10.1379 Y2.1958 R.375
N657 G3 X5.8621 R3.425
N658 G2 X5.4798 Y2.1443 R.375
N659 X4.091 Y2.9641 R6.375
N660 X4.0558 Y3.5255 R.375
N661 G1 X6.5115 Y5.9812
N662 G3 X5.9812 Y6.5115 R.375
N663 G1 X3.5255 Y4.0558
N664 G2 X2.9641 Y4.091 R.375
N665 X2.1443 Y5.4798 R6.375
N666 X2.1958 Y5.8621 R.375
N667 G3 Y10.1379 R3.425
N668 G2 X2.1443 Y10.5202 R.375
N669 X2.9641 Y11.909 R6.375
N670 X3.5255 Y11.9442 R.375
N671 G1 X5.9812 Y9.4885
N672 G3 X6.5115 Y10.0188 R.375
N673 G1 X4.0558 Y12.4745
N674 G2 X4.091 Y13.0359 R.375
N675 X5.4798 Y13.8557 R6.375
N676 X5.8621 Y13.8042 R.375
N677 G3 X10.1379 R3.425
N678 G2 X10.5202 Y13.8557 R.375
N679 X11.909 Y13.0359 R6.375
N680 X11.9442 Y12.4745 R.375
N681 G1 X9.4885 Y10.0188
N682 G3 X9.966 Y9.4445 R.375
N683 G1 X9.5413
N684 G2 X9.4426 Y9.5441 R.375
N685 G1 X10.0745
N686 X10.1741 Y9.6438
N687 X9.3951
N688 G2 X9.3788 Y9.7434 R.3749
N689 G1 X10.2737
N690 X10.3733 Y9.843
N691 X9.3894
N692 G2 X9.4297 Y9.9426 R.375
N693 G1 X10.473
N694 X10.5726 Y10.0423
N695 X9.5119
N696 X9.6116 Y10.1419
N697 X10.6722
N698 X10.7718 Y10.2415
N699 X9.7112
N700 X9.8108 Y10.3411
N701 X10.8715
N702 X10.9711 Y10.4408
N703 X9.9104
N704 X10.01 Y10.5404

N705 X11.0707
N706 X11.1703 Y10.64
N707 X10.1097
N708 X10.2093 Y10.7396
N709 X11.27
N710 X11.3696 Y10.8392
N711 X10.3089
N712 X10.4085 Y10.9389
N713 X11.4692
N714 X11.5688 Y11.0385
N715 X10.5082
N716 X10.6078 Y11.1381
N717 X11.6684
N718 X11.7681 Y11.2377
N719 X10.7074
N720 X10.807 Y11.3374
N721 X11.8677
N722 X11.9673 Y11.437
N723 X10.9066
N724 X11.0063 Y11.5366
N725 X12.0669
N726 X12.1666 Y11.6362
N727 X11.1059
N728 X11.2055 Y11.7358
N729 X12.2662
N730 X12.3658 Y11.8355
N731 X11.3051
N732 X11.4048 Y11.9351
N733 X12.4654
N734 X12.4745 Y11.9442
N735 G2 X12.6209 Y12.0347 R.375
N736 G1 X11.5044
N737 X9.4885 Y10.0188
N738 G3 X10.0188 Y9.4885 R.375
N739 G1 X12.4745 Y11.9442
N740 G2 X13.0359 Y11.909 R.375
N741 X13.8357 Y10.5202 R6.375
N742 X13.8042 Y10.1379 R.375
N743 G3 Y5.8621 R3.425
N744 G2 X13.8557 Y5.4798 R.375
N745 X13.0359 Y4.091 R6.375
N746 X12.4745 Y4.0558 R.375
N747 G1 X10.0188 Y6.5115
N748 G3 X9.4885 Y5.9812 R.375
N749 G1 X11.9442 Y3.5255
N750 G2 X11.909 Y2.9641 R.375
N751 X10.5202 Y2.1443 R6.375
N752 X10.1379 Y2.1958 R.375
N753 G3 X5.8621 R3.425
N754 G2 X5.4798 Y2.1443 R.375
N755 X4.091 Y2.9641 R6.375

N756 X4.0558 Y3.5255 R.375
N757 G1 X6.5115 Y5.9812
N758 G3 X5.9812 Y6.5115 R.375
N759 G1 X3.5255 Y4.0558
N760 G2 X2.9641 Y4.091 R.375
N761 X2.1443 Y5.4798 R6.375
N762 X2.1958 Y5.8621 R.375
N763 G3 Y10.1379 R3.425
N764 G2 X2.1443 Y10.5202 R.375
N765 X2.9641 Y11.909 R6.375
N766 X3.5255 Y11.9442 R.375
N767 G1 X5.9812 Y9.4885
N768 G3 X6.4587 Y9.4445 R.375
N769 G1 X6.034
N770 G2 X5.9812 Y9.4885 R.375
N771 G1 X5.9255 Y9.5441
N772 X6.5574
N773 G3 X6.6049 Y9.6438 R.3749
N774 G1 X5.8259
N775 X5.7263 Y9.7434
N776 X6.6212
N777 G3 X6.6106 Y9.843 R.375
N778 G1 X5.6267
N779 X5.527 Y9.9426
N780 X6.5703
N781 G3 X6.5115 Y10.0188 R.375
N782 G1 X6.4881 Y10.0423
N783 X5.4274
N784 X5.3278 Y10.1419
N785 X6.3884
N786 X6.2888 Y10.2415
N787 X5.2282
N788 X5.1285 Y10.3411
N789 X6.1892
N790 X6.0896 Y10.4408
N791 X5.0289
N792 X4.9293 Y10.5404
N793 X5.99
N794 X5.8903 Y10.64
N795 X4.8297
N796 X4.73 Y10.7396
N797 X5.7907
N798 X5.6911 Y10.8392
N799 X4.6304
N800 X4.5308 Y10.9389
N801 X5.5915
N802 X5.4918 Y11.0385
N803 X4.4312
N804 X4.3316 Y11.1381
N805 X5.3922
N806 X5.2926 Y11.2377

Debaste sección "K"

N807 X4.2319
N808 X4.1323 Y11.3374
N809 X5.193
N810 X5.0934 Y11.437
N811 X4.0327
N812 X3.9331 Y11.5366
N813 X4.9937
N814 X4.8941 Y11.6362
N815 X3.8334
N816 X3.7338 Y11.7358
N817 X4.7945
N818 X4.6949 Y11.8355
N819 X3.6342
N820 X3.5346 Y11.9351
N821 X4.5952
N822 X4.4956 Y12.0347
N823 X3.3791
N824 G2 X3.5255 Y11.9442 R.375
N825 G1 X5.9812 Y9.4885
N826 G3 X6.5115 Y10.0188 R.375
N827 G1 X4.396 Y12.1343
N828 X1.375
N829 Y12.234
N830 X4.2964
N831 X4.1967 Y12.3336
N832 X1.375
N833 Y12.4332
N834 X4.0971
N835 X4.0558 Y12.4745
N836 G2 X4.0082 Y12.5328 R.375
N837 G1 X1.375
N838 Y12.6324
N839 X3.9616
N840 G2 X3.946 Y12.7321 R.3751
N841 G1 X1.375
N842 Y12.8317
N843 X3.9574
N844 G2 X3.9986 Y12.9313 R.375
N845 G1 X1.375
N846 Y13.0309
N847 X4.0847
N848 G2 X4.091 Y13.0359 R.375
N849 X4.2161 Y13.1306 R6.375
N850 G1 X1.375
N851 Y13.2302
N852 X4.355
N853 G2 X4.5023 Y13.3298 R6.375
N854 G1 X1.375
N855 Y13.4294
N856 X4.6591
N857 G2 X4.8266 Y13.5291 R6.3751

N858 G1 X1.375
N859 Y13.6287
N860 X5.0069
N861 G2 X5.2023 Y13.7283 R6.375
N862 G1 X1.375
N863 Y13.8279
N864 X5.4162
N865 G3 X4.091 Y13.0359 R6.375
N866 X4.0558 Y12.4745 R.375
N867 G1 X6.5115 Y10.0188
N868 G2 X5.9812 Y9.4885 R.375
N869 G1 X3.5255 Y11.9442
N870 G3 X2.9641 Y11.909 R.375
N871 X2.1443 Y10.5202 R6.375
N872 X2.1958 Y10.1379 R.375
N873 G2 Y5.8621 R3.425
N874 G3 X2.1443 Y5.4798 R.375
N875 X2.9641 Y4.091 R6.375
N876 X3.5255 Y4.0558 R.375
N877 G1 X5.9812 Y6.5115
N878 G2 X6.5115 Y5.9812 R.375
N879 G1 X4.0558 Y3.5255
N880 G3 X4.091 Y2.9641 R.375
N881 X5.4798 Y2.1443 R6.375
N882 X5.8621 Y2.1958 R.375
N883 G2 X10.1379 R3.425
N884 G3 X10.5202 Y2.1443 R.375
N885 X11.909 Y2.9641 R6.375
N886 X11.9442 Y3.5255 R.375
N887 G1 X9.4885 Y5.9812
N888 G2 X10.0188 Y6.5115 R.375
N889 G1 X12.4745 Y4.0558
N890 G3 X13.0359 Y4.091 R.375
N891 X13.8557 Y5.4798 R6.375
N892 X13.8042 Y5.8621 R.375
N893 G2 Y10.1379 R3.425
N894 G3 X13.8557 Y10.5202 R.375
N895 X13.0359 Y11.909 R6.375
N896 X12.4745 Y11.9442 R.375
N897 G1 X10.0188 Y9.4885
N898 G2 X9.4885 Y10.0188 R.375
N899 G1 X11.9442 Y12.4745
N900 G3 X11.909 Y13.0359 R.375
N901 X10.5202 Y13.8557 R6.375
N902 X10.1379 Y13.8042 R.375
N903 G2 X7.2845 Y13.1306 R3.425
N904 G1 X8.7155
N905 G3 X9.0814 Y13.2302 R3.425
N906 G1 X6.9186
N907 G2 X6.6558 Y13.3298 R3.425
N908 G1 X9.3442

N909 G3 X9.5571 Y13.4294 R3.425
N910 G1 X6.4429
N911 G2 X6.2615 Y13.5291 R3.4249
N912 G1 X9.7385
N913 G3 X9.8975 Y13.6287 R3.425
N914 G1 X6.1025
N915 G2 X5.9607 Y13.7283 R3.425
N916 G1 X10.0393
N917 G3 X10.1379 Y13.8042 R3.425
N918 G2 X10.1712 Y13.8279 R.375
N919 G1 X5.8288
N920 X8.389 Y13.0772
N921 G2 X5.8621 Y13.8042 R3.425
N922 G3 X5.4798 Y13.8557 R.375
N923 X4.091 Y13.0359 R6.375
N924 X4.0558 Y12.4745 R.375
N925 G1 X6.5115 Y10.0188
N926 G2 X5.9812 Y9.4885 R.375
N927 G1 X3.5255 Y11.9442
N928 G3 X2.9641 Y11.909 R.375
N929 X2.1443 Y10.5202 R6.375
N930 X2.1958 Y10.1379 R.375
N931 G2 Y5.8621 R3.425
N932 G3 X2.1443 Y5.4798 R.375
N933 X2.9641 Y4.091 R6.375
N934 X3.5255 Y4.0558 R.375
N935 G1 X5.9812 Y6.5115
N936 G2 X6.5115 Y5.9812 R.375
N937 G1 X4.0558 Y3.5255
N938 G3 X4.091 Y2.9641 R.375
N939 X5.4798 Y2.1443 R6.375
N940 X5.8621 Y2.1958 R.375
N941 G2 X10.1379 R3.425
N942 G3 X10.5202 Y2.1443 R.375
N943 X11.909 Y2.9641 R6.375
N944 X11.9442 Y3.5255 R.375
N945 G1 X9.4885 Y5.9812
N946 G2 X10.0188 Y6.5115 R.375
N947 G1 X12.4745 Y4.0558
N948 G3 X13.0359 Y4.091 R.375
N949 X13.8557 Y5.4798 R6.375
N950 X13.8042 Y5.8621 R.375
N951 G2 Y10.1379 R3.425
N952 G3 X13.8557 Y10.5202 R.375
N953 X13.0359 Y11.909 R6.375
N954 X12.4745 Y11.9442 R.375
N955 G1 X10.0188 Y9.4885
N956 G2 X9.4885 Y10.0188 R.375
N957 G1 X11.604 Y12.1343
N958 X14.625
N959 Y12.234

N960 X11.7036
N961 X11.8033 Y12.3336
N962 X14.625
N963 Y12.4332
N964 X11.9029
N965 X11.9442 Y12.4745
N966 G3 X11.9918 Y12.5328 R.375
N967 G1 X14.625
N968 Y12.6324
N969 X12.0384
N970 G3 X12.054 Y12.7321 R.3751
N971 G1 X14.625
N972 Y12.8317
N973 X12.0426
N974 G3 X12.0014 Y12.9313 R.375
N975 G1 X14.625
N976 Y13.0309
N977 X11.9153
N978 G3 X11.909 Y13.0359 R.375
N979 X11.7839 Y13.1306 R6.375
N980 G1 X14.625
N981 Y13.2302
N982 X11.645
N983 G3 X11.4977 Y13.3298 R6.375
N984 G1 X14.625
N985 Y13.4294
N986 X11.3409
N987 G3 X11.1734 Y13.5291 R6.3751
N988 G1 X14.625
N989 Y13.6287
N990 X10.9931
N991 G3 X10.7977 Y13.7283 R6.375
N992 G1 X14.625
N993 Y13.8279
N994 X10.5838
N995 X14.625 Y13.9275
N996 X1.375
N997 Y14.0272
N998 X14.625
N999 Y14.1268
N1000 X1.375
N1001 Y14.2264
N1002 X14.625
N1003 Y14.326
N1004 X1.375
N1005 Y14.4257
N1006 X14.625
N1007 Y14.5253
N1008 X1.375
N1009 Y14.6249
N1010 X14.625

Desbaste sección "T"

N1011 G0 Z.25
 N1012 X1.375 Y1.3751 Fin del primer corte
 N1013 G1 Z-3 F15.0 Inicio del segundo corte
 N5039 G0 Z.25
 N5040 X7.9913 Y7.6251
 N5041 G1 Z-15 F15.0 Manufactura del barrenado
 central del eje de la cruz de malta
 N5042 X8.0087
 N5043 G3 X8.2481 Y7.7188 R.375
 N5044 G1 X7.7519
 N5045 G2 X7.6752 Y7.8125 R.375
 N5046 G1 X8.3248
 N5047 G3 X8.3631 Y7.9063 R.375
 N5048 G1 X7.6369
 N5049 G2 X7.625 Y8. R.375
 N5050 G1 X8.375
 N5051 G3 X8.3631 Y8.0937 R.375
 N5052 G1 X7.6369
 N5053 G2 X7.6752 Y8.1875 R.375
 N5054 G1 X8.3248
 N5055 G3 X8.2481 Y8.2812 R.375
 N5056 G1 X7.7519
 N5057 G2 X7.9913 Y8.3749 R.375
 N5058 G1 X8.0087
 N5059 G0 Z.25
 N5060 X7.9913 Y7.6251
 N5061 G1 Z-3 F15.0 Segundo desbaste
 N5062 X8.0087
 N5063 G3 X8.2481 Y7.7188 R.375
 N5064 G1 X7.7519
 N5065 G2 X7.6752 Y7.8125 R.375
 N5066 G1 X8.3248
 N5067 G3 X8.3631 Y7.9063 R.375
 N5068 G1 X7.6369
 N5069 G2 X7.625 Y8. R.375
 N5070 G1 X8.375
 N5071 G3 X8.3631 Y8.0937 R.375
 N5072 G1 X7.6369
 N5073 G2 X7.6752 Y8.1875 R.375
 N5074 G1 X8.3248
 N5075 G3 X8.2481 Y8.2812 R.375
 N5076 G1 X7.7519
 N5077 G2 X7.9913 Y8.3749 R.375
 N5078 G1 X8.0087
 N5079 G0 Z.25
 N5080 X7.9913 Y7.6251
 N5081 G1 Z-45 F15.0 Tercer desbaste
 N5082 X8.0087
 N5083 G3 X8.2481 Y7.7188 R.375
 N5084 G1 X7.7519
 N5085 G2 X7.6752 Y7.8125 R.375

N5086 G1 X8.3248
 N5087 G3 X8.3631 Y7.9063 R.375
 N5088 G1 X7.6369
 N5089 G2 X7.625 Y8. R.375
 N5090 G1 X8.375
 N5091 G3 X8.3631 Y8.0937 R.375
 N5092 G1 X7.6369
 N5093 G2 X7.6752 Y8.1875 R.375
 N5094 G1 X8.3248
 N5095 G3 X8.2481 Y8.2812 R.375
 N5096 G1 X7.7519
 N5097 G2 X7.9913 Y8.3749 R.375
 N5098 G1 X8.0087
 N5099 G0 Z.25
 N5100 X7.9913 Y7.6251
 N5101 G1 Z-6 F15.0 Cuarto desbaste
 N5102 X8.0087
 N5103 G3 X8.2481 Y7.7188 R.375
 N5104 G1 X7.7519
 N5105 G2 X7.6752 Y7.8125 R.375
 N5106 G1 X8.3248
 N5107 G3 X8.3631 Y7.9063 R.375
 N5108 G1 X7.6369
 N5109 G2 X7.625 Y8. R.375
 N5110 G1 X8.375
 N5111 G3 X8.3631 Y8.0937 R.375
 N5112 G1 X7.6369
 N5113 G2 X7.6752 Y8.1875 R.375
 N5114 G1 X8.3248
 N5115 G3 X8.2481 Y8.2812 R.375
 N5116 G1 X7.7519
 N5117 G2 X7.9913 Y8.3749 R.375
 N5118 G1 X8.0087
 N5119 G0 Z.25
 N5120 X7.9913 Y7.6251
 N5121 G1 Z-75 F15.0 Quinto desbaste
 N5122 X8.0087
 N5123 G3 X8.2481 Y7.7188 R.375
 N5124 G1 X7.7519
 N5125 G2 X7.6752 Y7.8125 R.375
 N5126 G1 X8.3248
 N5127 G3 X8.3631 Y7.9063 R.375
 N5128 G1 X7.6369
 N5129 G2 X7.625 Y8. R.375
 N5130 G1 X8.375
 N5131 G3 X8.3631 Y8.0937 R.375
 N5132 G1 X7.6369
 N5133 G2 X7.6752 Y8.1875 R.375
 N5134 G1 X8.3248
 N5135 G3 X8.2481 Y8.2812 R.375
 N5136 G1 X7.7519

N5137 G2 X7.9913 Y8.3749 R.375
N5138 G1 X08.0087
N5139 G0 Z.25 Mover la herramienta por
encima de la pieza

N5140 G28 Z.25
N5141 G28 X0.20. Volver al punto de origen
N5142 M30

COSTO DEL MODELO

CANTIDAD	UNIDADES	DESCRIPCIÓN	COSTO N\$
2	MTS	ÁNGULO 1"	28
2	PIEZAS	CHUMACERAS	100
1		MOTOR	700
1	PIEZA	BIELA	25
1	PIEZA	REDONDO	
		MACIZO	30
1	PIEZA	MALTA	650
TOTAL N\$			1533

fig.3.4.2. Costo total del modelo.

Cabe aclarar que el costo de esta cruz de MALTA esta contemplado que se realice en un sistema de mecanizado de CNC, en un material de aluminio, el cual no es el que tiene el modelo.

RESULTADOS Y CONCLUSIONES

Todos los mecanismos para producir movimiento intermitente, tienen uno o varios métodos para deducir las condiciones de operación requeridas para cada uno de los análisis cinemático y dinámico, por esto debemos señalar que esta no es la única forma por la cual se puedan realizar los diseños de cada uno, en este caso se realizaron y cumplieron los objetivos presentados al principio de esta tesis.

Se pueden diseñar otro tipo de mecanismos, ya sea para encontrar algunas ventajas o desventajas con respecto de la cruz de Malta, este tipo de mecanismos pudieran ser del tipo neumático, hidráulico o eléctrico.

Podemos decir que dentro de las mejoras que se pueden hacer al diseño de la cruz de Malta son:

1. Colocar el motor lo mas cerca posible de la manivela impulsora con lo cual se ahorraría el uso de un eje y ayudaría a reducir las pérdidas del par en el motor.

2. Colocar un rodillo móvil (rodamiento), con el fin de reducir los esfuerzos de fricción que produce el rodillo con las caras de la guía.
3. Realizar un tratamiento térmico en las caras de la guía para evitar el desgaste de estas.
4. Colocar la polea junto al apoyo del eje para reducir el esfuerzo que se genera en este punto.

En caso de realizar alguno de las mejoras antes mencionadas, se deberán realizar pruebas, para determinar su funcionamiento y efectuar los cálculos pertinentes para el diseño, en caso de que se observen la disminución de los desgastes en las caras de las guías será conveniente recomendarlos para una mejora del mecanismo.

Para la manufactura de la cruz de Malta, podemos observar que en el caso, que se requiera de una pieza es conveniente utilizar una fresadora convencional, en caso de necesitar mas de 10 o 20 piezas es preferible utilizar una manufactura por medio de cnc, la cual nos permitiría obtener una mayor producción, con mayor precisión, rapidez a un menor costo.

BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA

- ARTOBOLEVSKI. MECANISMOS EN LA TÉCNICA MODERNA
VOLUMEN 3
EDITORIAL MIR. MOSCÚ
- JOSEPH EDWARD SHIGLEY. TEORÍA DE MAQUINAS Y
HERRAMIENTAS
EDITORIAL MC. GRAW HILL
MÉXICO 1984.
- C.W. HAM. MECÁNICA DE MAQUINAS
EDITORIAL MC.GRAW HILL
ESPAÑA 1984.
- SINGER. DINÁMICA DE LAS MAQUINAS
EDITORIAL MC.GRAW HILL
- WALTER H.JAMES. ELEMENTOS DE MAQUINAS
CECSA 1991
- JOSEPH E. SHIGLEY. DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA
EDITORIAL MC. GRAW HILL.
- WILLIAM A. NASH. RESISTENCIA DE MATERIALES
EDITORIAL MC. GRAW HILL

- FRANK R. PALMER. *ACERO PARA HERRAMIENTAS*
REPRESENTACIONES Y SERVICIOS DE INGENIERÍA
- SNYDER R. D. *ENGINEERING MECHANICS*
EDITORIAL MC. GRAW HILL
- JUAN BACA PULIDO. *REDACCIÓN, CORRESPONDENCIA,*
DOCUMENTACIÓN Y ARCHIVO
EDITORIAL CECSA

ANEXO

TABLA 37-1 VELOCIDADES DEL TORNO EN PIES POR MINUTO Y METROS POR MINUTO CON EL USO DE HERRAMIENTAS PARA ALTA VELOCIDAD

Material	Retreadado, tornado, rectificación				Recede	
	Desbastado		Acabado			
	pies/min	m/min	pies/min	m/min	pies/min	m/min
Acero de máquina	90	27	100	30	35	11
Acero de herramientas	70	21	90	27	30	9
Hierro fundido	60	18	80	24	25	8
Bronce	90	27	100	30	25	8
Aluminio	300	90	300	90	50	15

TABLA 37-2 AVANCES PARA DIVERSOS MATERIALES CON EL USO DE HERRAMIENTAS PARA ALTA VELOCIDAD

Material	Desbastado		Acabado	
	Pulgadas	Milímetros	Pulgadas	Milímetros
Acero de máquina	010—020	0.25—0.50	003—010	0.07—0.25
Acero de herramientas	010—020	0.25—0.50	003—010	0.07—0.25
Hierro fundido	015—025	0.40—0.65	005—0.12	0.13—0.30
Bronce	015—025	0.40—0.65	003—010	0.07—0.25
Aluminio	015—030	0.40—0.75	005—010	0.13—0.25

TABLA 51-1 VELOCIDADES DE CORTE DE LAS FRESADORAS

Material	Fresas de acero de alta velocidad		Fresas de carburo	
	pies/min	m/min	pies/min	m/min
Acero de máquina	70—100	21—30	150—250	45—75
Acero de herramientas	60—70	18—20	125—200	40—60
Hierro fundido	50—80	15—25	125—200	40—60
Bronce	65—120	20—35	200—400	60—120
Aluminio	500—1000	150—300	1000—2000	150—300

TABLA 51-2 AVANCE RECOMENDADO POR DIENTE (FRESAS DE ACERO DE ALTA VELOCIDAD)

Material	Fresas para corte lateral		Fresas cocardadas		Fresas helicoidales simples		Borras	
	Pulgadas	Milímetros	Pulgadas	Milímetros	Pulgadas	Milímetros	Pulgadas	Milímetros
Acero de máquina	007	0.18	008	0.15	010	0.25	002	0.05
Acero de herramientas	005	0.13	004	0.10	007	0.18	002	0.05
Hierro fundido	007	0.18	007	0.18	010	0.18	002	0.05
Bronce	008	0.20	009	0.23	011	0.28	003	0.08
Aluminio	013	0.33	011	0.28	018	0.46	005	0.13

Tabla A-17 PROPIEDADES MECÁNICAS DE ACEROS* (continuación)

Número UNS	Número AISI	Procesamiento	Resistencia de fluencia kpsi †	Resistencia a la tensión kpsi †	Elongación en 2 pulg %	Reducción en área %	Dureza Brinell H_B
		Estirado a 800°F	94	130	23	66	256
	4640	Estirado a 800°F	170	187	13	54	378
	4650	Estirado a 800°F	179	198	13	49	410
G15216	52100	HR§	81	100	25	57	192
G61500	6150	HR§	58	91	22	53	183
		Estirado a 1000°F	132	155	15	44	302
	8650	HR§	58	99	20	48	197
		Estirado a 1000°F	132	155	14	42	311
G87400	8740	HR§	64	95	25	55	190
		CD§	96	107	17	48	223
		Estirado a 1000°F	129	152	15	44	302
G92550	9255	HR§	78	115	22	45	223
		Estirado a 1000°F	160	180	15	32	352
	9442	Estirado a 800°F	180	201	12	45	404
	9840	Estirado a 800°F	199	218	12	47	436

* Tabuladas de conformidad con el Sistema Unificado de Designación Numérica para Metales y sus Aleaciones (UNS), Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., 1975.

† Se multiplica la resistencia en kip/pulg² por 70.3 para obtener su valor en Kgf/cm² y por 6.89 para su equivalencia en MPa.

‡ Indica que son propiedades del núcleo, en el caso de temple de superficie.

§ Recocido.