

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA ALIMENTADOR DE BARRAS PARA UN TORNO DE CONTROL NUMERICO

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por Los Bachilleres:
Balderrama Gastelu, Rafael
Iglesias Barreiro, Carlos A.
para optar al Título
de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2001

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA ALIMENTADOR DE BARRAS PARA UN TORNO DE CONTROL NUMERICO

TUTOR ACADEMICO: Prof. Ing. Jose G. La Riva

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por Los Bachilleres:
Balderrama Gastelu, Rafael
Iglesias Barreiro, Carlos A.
para optar al Título
de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2001

©Rafael Balderrama, 2001
©Carlos Iglesias, 2001
Hecho el Depósito de Ley.
Nº 1ft4872001621167

A nuestras Familias

Carlos y Rafael

Agradecimientos:

- ❖ A Dios y a nuestros Padres
- ❖ Al Instituto de Ingeniería, por facilitarnos sus instalaciones para la construcción del equipo. Especialmente al Centro de Ingeniería Mecánica.
- ❖ Al profesor José Gregorio La Riva, por sus consejos y guía para la elaboración de este trabajo.
- ❖ A todas aquellas personas que han contribuido en la elaboración de este proyecto.

Balderrama G. Rafael, Iglesias B. Carlos.

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN ALIMENTADOR DE BARRAS
PARA UN TORNO DE CONTROL
NUMÉRICO.**

**Tutor Académico: Ing. José G. La Riva. Caracas, U.C.V., Facultad de Ingeniería.
Escuela de Mecánica.2001, n°pag.146**

Palabras clave: Alimentador, Barras, Control Numérico y Torno.

Resumen: Este trabajo especial de grado ha tenido como objetivo diseñar y construir un sistema alimentador de barras, el cual será acoplado a tornos de control numérico o convencionales, y permitirá trabajar con barras de hasta de 3 metros de longitud y un rango de diámetros comprendidos entre 12.7 a 76.2 milímetros; el sistema disminuye las vibraciones y reduce los tiempos de fabricación de piezas.

En el proyecto se empleo una metodología de diseño; donde se plantearon posibles soluciones y sus respectivas evaluaciones a través de una matriz morfológica, con la cual se obtuvo la solución que cumple con la mayoría de los requerimientos de diseño y de uso. Se estimaron las fuerzas actuantes en el sistema para proceder luego a la construcción de dicho equipo en el taller de mecánico del Instituto de Ingeniería.

El sistema una vez construido se instaló y probó, obteniéndose resultados satisfactorios durante su operación y manejo. El sistema puede ser automatizado de acuerdo a los requerimientos de fabricación en líneas de producción.

CONTENIDO

PORTADA.....	I
DEDICATORIA.....	II
AGRADECIMIENTOS.....	III
RESUMEN.....	IV
CONTENIDO.....	V
SIMBOLOGIA.....	X
INTRODUCCIÓN.....	XII
CAPITULO 1: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	
1.1 Motivación.....	2
1.2 Antecedentes.....	2
1.3 Planteamiento del problema.....	3
1.4 Objetivos.....	4
1.5 Objetivos específicos.....	4
1.6 Análisis del problema.....	4
1.6.1 Requerimientos.....	4
1.6.2 Restricciones.....	5
CAPITULO 2: MARCO TEORICO	
2.1. Manufactura.....	7
2.2. Tipos de producción: serie, lote y continua.....	7
2.3. Economía en manufactura, como se estiman y comparan los costos.....	8
2.3.1. Ratas del tiempo productivo.....	8
2.3.2 Búsqueda del costo más bajo para una operación.....	10
2.4. Seguridad en manufactura.....	10
2.5. Maquinado.....	11
2.6. Torneado.....	12
2.7. Control numérico.....	12
2.7.1 Características del C.N.C.....	12
2.7.2 Uso del C.N.C.	14
2.8. Torno de control numérico.....	14
2.9. Principio de diseño de máquinas herramientas.....	16
2.10. Mecánica de las máquinas herramientas.....	17

2.11. Aspectos económicos de las maquinas herramientas.....	18
2.12. Correderas.....	19
2.12.1. Lubricación.....	20
2.12.2. Protección.	19
2.12.3. Tipos básicos de correderas.....	21
2.13. Máquina de barra automática.....	22
2.14. Vibración y traqueteo.....	22
2.14.1. Movimiento oscilatorio periódico.....	22
2.14.2. La máquina como fuente de vibración forzada.....	24
2.14.2.1. Vibración debido a desbalance	26
2.14.2.2. Vibración debida a falta de alineamiento.....	26
2.14.2.3 Vibración debida a excentricidad.....	27
2.14.2.4 De elementos rodantes defectuosos.....	27
2.14.2.5 Falla de rodamientos – otras causas.....	28
2.14.3. Ecuación de Rayleigh.....	28
2.15. Cojinetes de rodillos.....	32
2.15.1. Tipos básicos de cojinete.....	33
2.16. Material de trabajo.....	34
2.17. Miembros estructurales.....	34
CAPITULO 3: METODOLOGÍA DEL DISEÑO	
3.1 Posibles soluciones.....	40
3.2 Evaluación y comparación.....	46
CAPITULO 4: DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCION	
4.1 Cálculos - análisis de vibraciones.....	50
4.1.1 Cálculo de deflexión de la barra a alimenta.....	51
4.1.2 Cálculo de velocidades criticas, método de Rayleigh.....	58
4.1.3 Cálculo de deflexión de la mesa.	59
4.1.4 Cálculo de la base.....	66
4.1.5 Cálculo de rodamiento.....	69
4.1.6 Cálculo del sistema de avance.	71
4.1.7 Cálculo de tornillos	74

4.1.7.1 Tornillos de ajuste entre la mesa y la base.....	74
4.1.7.2 Tornillos de sujeción de placas de sujeción de poleas.....	76
4.1.7.3 Tornillos de ajuste del apoyo en “v” móvil.....	77
4.1.8 Cálculo de uniones soldadas.	79
4.1.8.1 Uniones soldadas entre las columnas y la base.....	79
4.1.8.2 Uniones soldadas entre las guías de columnas y la mesa.....	81
4.1.9. Descripción de la pinza.....	82
4.2 Descripción del equipo.....	83
4.3 Pasos de instalación del alimentador.....	87
4.4 Principio de operación.....	88
CAPITULO 5: CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO	
5.1 Memoria descriptiva de construcción.....	91
5.2 Materiales y equipos utilizados en la construcción.....	94
5.2.1. Materiales.....	94
5.2.2. Instrumentos.....	95
5.2.3. Herramientas.....	95
5.2.4. Equipos.....	95
CAPITULO 6: RESULTADOS	
6.1 Ensayos y pruebas.....	97
6.2 Aplicaciones. Descripción de un proceso de fabricación.....	105
6.3 Evaluación de los costos de fabricación del equipo.....	106
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	107
BIBLIOGRAFIA.....	109
INDICE DE FIGURAS.....	111
ANEXOS.....	114
ANEXO #1: FLECHAS Y PENDIENTES DE VIGAS CANTILÉVER.....	115
ANEXO #2: DIMENSIONES BASICAS DE ROSCAS UNIFICADAS PARA TORNILLOS.....	120
ANEXO #3: DATOS DE CABLES METALICOS DE ACERO.....	122

ANEXO #4: CARACTERÍSTICAS Y PROPIEDADES DE ALGUNOS ACEROS
ROLADOS EN CALIENTE Y ESTIRADOS EN FRIO..... 123

ANEXO #5: CARCATERISITCA DE RODAMIENTOS TIPO UCP 200..... 124

ANEXO #6: TUBOS ESTRUCTURALES Y PERFILES ANGULARES..... 126

ANEXO #7: HOJA DINÁMICA DE MATHCAD..... 128

ANEXO #8: MANUAL OPERATIVO DEL ALIMENTADOR..... 129

ANEXO #9: PLANOS MECÁNICOS..... 130

SIMBOLOGIA

SIMBOLOGIA

δ	Deformación total, alargamiento, elongación
τ	Esfuerzo cortante
ρ	Radio de la curvatura
σ	Esfuerzo normal
ω	Velocidad angular, frecuencia circular
a	Coefficiente, coeficiente de dilatación térmica, constante de condición de extremo (para resortes), ángulo de una rosca
A	Área
C	Capacidad de carga básica, constante de junta atornillada, distancia entre ejes y centros, coeficiente de variación, condición de extremo de columna, constante, factor de corrección, coeficiente de calentamiento, calor específico, índice de resorte
D	Diámetro mayor, diámetro externo
E	Módulo de elasticidad
e	Distancia, excentricidad
F	Fuerza
μ	Coefficiente de fricción, frecuencia
G	Módulo de rigidez
g	Aceleración de la gravedad
h	Ancho, ancho cara de cordón de soldadura
I	Momento de inercia de masa, segundo momento de área
J	Segundo momento polar de área
L	Longitud, duración o vida, avance
m	Masa, pendiente
M	Momento (de fuerza)
n	Factor de seguridad, factor de carga, velocidad de rotación
N	Fuerza normal, número, velocidad de rotación
p	Paso, presión, probabilidad
P	Fuerza, carga unitaria
R	Radio, fuerza de reacción
t	tiempo, altura de cordón de soldadura
T	Temperatura, tolerancia, momento de rotación o de torsión
U	Energía de deformación
V	Velocidad (lineal), fuerza cortante
w	Carga unitaria
W	Peso, carga, factor de trabajo en frío
X	Coordenada
x	Coordenada
Y	Coordenada
y	Coordenada, deflexión
z	Coordenada,
Z	Coordenada, módulo de sección

INTRODUCCION

INTRODUCCIÓN

Para la ejecución de las operaciones de producción se requiere como recursos principales: la mano de obra y las maquinarias y herramientas. El uso extensivo de maquinaria se inicio con la revolución industrial. Fue en esa época cuando se comenzó a desarrollar y a usar ampliamente las maquinas cortadoras de metal, denominadas Maquinas Herramientas, es decir maquinas motorizadas para operar las herramientas de corte que anteriormente se manejaba de forma manual. Entre todas las máquinas de producción, las máquinas herramientas son las más versátiles. No solamente son empleadas para fabricar artículos de consumo, sino también para producir componentes para otras máquinas de producción. Tanto históricamente como en un sentido reproductivo, la máquina herramienta es la madre de todas la maquinaria. Como alternativa al control de máquinas herramientas por medios mecánicos, hidráulicos u otros convencionales, la Ingeniería aplicada al control numérico presenta considerables atractivos en aplicaciones de manufactura. El control numérico, aplicado a máquinas herramientas y a otros equipos, es versátil por cuanto se puede utilizar para una amplia variedad de procesos y en componentes de características que varían considerablemente. Es flexible porque mientras se puede emplear para altas cantidades de producción, es también de gran valor en la producción de lotes pequeños y medianos de componentes.

Un sistema es una combinación de cierto número de partes discretas que opera conjuntamente para cumplir con un propósito determinado. Al utilizar al hombre como parte de un sistema (pilotos, operadores, etc.) será necesario diseñar lo que se denomina la interfase hombre-maquina para la cual el es necesario conocer las posibilidades fisiológicas y psíquicas del ser humano.

Rodolfo Milani , define el diseño de la siguiente manera: *“el diseño es un proceso cuyo objetivo es transformar los recursos en sistemas o productos para satisfacción de necesidades de cualquier índole”*.¹

¹ Rodolfo Milani, “Diseño para nuestra realidad”, p.13

CAPITULO 1

CAPITULO 1: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 MOTIVACIÓN

La producción en serie, donde se utiliza un torno de control numérico, puede ser mejorada si se disminuye las pérdidas de material y se reduce los tiempos de montaje y de mecanizado. Nuestra inquietud surge a raíz del problema que representa el montaje y desmontaje de piezas en un torno de control numérico, puesto que observamos una situación en la cual este proceso no es automatizado. Por ejemplo: Sabemos que la materia prima viene en barras de 3 metros de longitud y en caso de que se precise fabricar piezas cuya longitud sea de 25 cm., se podrá obtener 11 piezas como máximo. (El cálculo indica 12 piezas; pero se sacrifica una por sujeción y corte). Sin embargo en el torno de control numérico utilizado (marca MORI SEIKI modelo SL 25M), no se puede colocar barras cuya longitud exceda de un metro; esto con el propósito de evitar problemas de vibración de la barra en voladizo. Por lo tanto se procede a cortar la barra en tochos de un metro. La desventaja de este procedimiento es que las pérdidas aumentan, así como el tiempo de mecanizado.

La propuesta del proyecto consiste en diseñar un sistema que permita la sujeción de toda la barra; evite las vibraciones; alimente automáticamente al torno de control numérico y que consecuentemente sean reducidos los tiempos de preparación.

1.2 ANTECEDENTES

Actualmente en el mercado mundial los sistemas de alimentación han sido implementados en una gran variedad de máquinas-herramientas, con el objeto de alcanzar menores tiempos de producción y alta flexibilidad entre diferentes piezas y lotes, obteniendo así una mejor combinación de costos, calidad y aproximación al concepto “justo a tiempo”. Como ejemplo de industrias que producen este producto podemos citar: ITALMATIC (tecnología europea) y METALUNIVERS (industria americana).

La mejora en la alimentación en el proceso de mecanizado tiene un efecto muy notable en la productividad y por lo tanto influye en el rendimiento de la inversión total; esto es consecuencia de la disminución de los tiempos de: montaje/desmontaje, mecanizado y preparación de las maquinas.

La economía del mecanizado consiste, hasta cierto punto, en conseguir la mejor utilización de los recursos de producción, una de las formas de hacer esto posible es disminuyendo el consumo de materia prima.

1.3 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

De acuerdo con las modernas técnicas de producción en serie, los equipos de control numérico realizan la mayoría de los procesos. Una forma de mejorar el rendimiento de la producción es estos equipos ha sido el desarrollo de sistemas de alimentación continua de la materia prima. En nuestro caso específico, el material de trabajo consiste en barras de longitud de 2 a 3 metros, a partir de las cuales se obtiene partes y piezas. Convencionalmente estas barras son cortadas en tochos (barras de menor longitud) para su manipulación y colocación en el plato de la máquina; los problemas de este sistema de trabajo son:

- Pérdida de material debido al corte, refrentado y sujeción de barras pequeñas.
- Aumento en el tiempo de mecanizado, debido a que el proceso de corte se realiza fuera del torno (en otra máquina herramienta) y la colocación, sujeción y desmontaje se realiza manualmente.

Los puntos anteriores pueden ser solventados utilizando un sistema de alimentación de barras, buscando reducir los tiempos de mecanizado, toda vez que la alimentación se realizará de forma automática. Las pérdidas de material se minimizan debido a que el corte de la pieza terminada se realiza en el mismo torno; la zona que se utiliza para sujetar la

pieza por medio de las mordazas no es desperdiciada. Todo esto garantiza un mejor aprovechamiento de la materia prima.

1.4 OBJETIVO. - Diseño y construcción de un sistema alimentador de barras para un torno de control numérico.

1.5 OBJETIVOS ESPECIFICOS:

- ✓ El sistema debe alimentar barras a un torno de control numérico. La gama de medidas de operación será de 12.7 a 76.2 milímetros de diámetro y una longitud de alimentación de 1 a 3 metros.
- ✓ El sistema debe disminuir el tiempo de montaje de piezas en tornos de control numérico.
- ✓ El sistema debe disminuir el número de cortes para el montaje de barras largas, por lo tanto se disminuyen las pérdidas de material.
- ✓ El sistema debe minimizar en el equipo los efectos de: deflexión, vibración y ruidos que se pueden producir al hacer girar la barra a las revoluciones requeridas por el proceso de mecanizado.
- ✓ Se debe evaluar los costos para la producción del sistema desarrollado.
- ✓ Comparar los tiempos obtenidos de mecanizado, entre un procedimiento sin alimentación automática y otro utilizando el equipo diseñado.

1.6 ANÁLISIS DEL PROBLEMA

1.6.1 REQUERIMIENTOS

El sistema a diseñar debe ocupar el espacio necesario como para no estorbar a las personas u operadores. Una de las principales premisas es que para la alimentación de las barras no se requiera un espacio adicional al ocupado por la maquina; es decir, que la colocación de una nueva barra se debe realizarse lateralmente.

Diseñar un sistema que permita disminuir las pérdidas de material, alimentando la materia prima (barras) de acuerdo al proceso de fabricación que se lleve a cabo en el torno de control numérico.

Disminuir las vibraciones generadas por las fuerzas vibratorias que se generan por desbalance o falta de centricidad en la materia prima, las cuales se transmiten al plato del torno.

El operador debe tener el control de avance y posición de la barra, inclusive ajustar la longitud de avance de la barra , garantizándose en todo momento la repetibilidad de este ajuste.

El costo de mantenimiento y reparación será el mínimo posible. El diseño se realizará utilizando materiales adecuados, que sean resistentes, de fácil fabricación y ensamble; minimizando los costos de fabricación.

1.6.2 RESTRICCIONES

Por ser un equipo que trabaja con torno de control numérico, no se considera inicialmente el uso de componentes electrónicos que permitan un intercambio de señales entre equipos, por la complejidad en el diseño de programas de la categoría de las computadoras que controlan los Tornos de Control Numérico.

Cabe destacar que este sistema se le puede acoplar a tornos convencionales.

CAPITULO 2

CAPITULO 2: MARCO TEORICO

2.1. MANUFACTURA.

El empleo de herramientas y técnicas para fabricar objetos y mejorar el entorno, es una característica que distingue al hombre de los animales. Otra es su capacidad para organizarse y otras para alcanzar un nivel de vida mejor para todos. Estos dos aspectos se combinan en un campo de actividades que llamamos “manufactura”.

La manufactura moderna incluye una siempre creciente variedad de procesos, el reto para ingenieros es seleccionar la combinación de procesos más económico para hacer un producto de alta calidad y un precio justo. Los productos van desde objetos de alto precio para naves espaciales, como por ejemplo motores a chorro que se fabrican en pequeños volúmenes, hasta los de uso cotidiano, como la navajas de afeitar que se fabrican por millones, en un mercado en extremo competidor. Para enfrentarse a este reto, el ingeniero necesita tener amplios conocimientos de las formas en que los materiales pueden procesarse, así como de los objetos que pueden obtenerse mediante estos procesos.

2.2. TIPOS DE PRODUCCIÓN

Existen tres tipos básicos de producción, diferenciados por la manera en que se realizan las operaciones y su control.

- ✓ En la ***producción por trabajo***, un producto lo fabrica un operador(o grupo de operadores) que trabajan y terminan un objeto antes de proseguir al siguiente trabajo, que puede ser diferente o del mismo tipo.
- ✓ En la ***producción por lote***, en cada uno de varios objetos idénticos se termina una operación a la vez antes de iniciar la siguiente.

- ✓ En la *producción en cadena*, cada uno de varios objetos idénticos se pasa a otro operario para la segunda operación en cuanto el primero termina, y así sucesivamente por varios operadores hasta terminar el objeto; el primer objeto queda terminado mientras los que le siguen están aún en proceso.

Debe observarse que un tipo de producción no está necesariamente asociado con ningún volumen de producción en particular, y se pueden emplear diferentes tipos de producción en distintas etapas de manufactura.

2.3. ECONOMIA EN MANUFACTURA, COMO SE ESTIMAN Y COMPARAN LOS COSTOS

Todos los costos que varían deben considerarse y por comodidad pueden dividirse en costos directos, indirectos y costos de capital. El costo directo que varía más de máquina a máquina es el costo de mano de obra, el cual por lo general se calcula multiplicando el tiempo requerido para una operación por un estándar de mano de obra. Por tanto, el tiempo para habilitar y realizar una operación debe estimarse para encontrar su costo directo. Otros costos directos como el de potencia y material no varían mucho para el mismo trabajo cuando se hace en una forma u otra y no se incluyen como regla. Los costos indirectos comúnmente se calculan multiplicando el tiempo de operación por un estándar de indirectos. Dicho estándar se obtiene dividiendo los costos directos totales aplicables a una unidad de producción (como un centro de máquinas o departamento) para un periodo de tiempo (por ejemplo un mes) entre el número total de horas de mano de obra directa en el mismo periodo. Los costos de capital se determinan por la distribución de los costos principales de máquinas y herramientas en una base según horas o entre las piezas producidas.

2.3.1. RATAS DEL TIEMPO PRODUCTIVO. El tiempo total requerido para realizar una operación puede dividirse en cuatro partes, que son:

1. *Tiempo de habilitación*. Este es el tiempo requerido para preparar la operación y

puede: incluir el tiempo para obtener las herramientas desde el cuarto de herramientas y para hacer la documentación lo mismo que arreglar las herramientas en la máquina.

2. *Tiempo del trabajador o de manipulación.* Este es el tiempo que el operador pierde cargando y descargando el trabajo, manipulando la máquina y las herramientas, y haciendo mediciones durante cada ciclo de la operación.
3. *Tiempo de maquinado.* Este es el tiempo durante cada ciclo de la operación que la máquina está trabajando o las herramientas están cortando.
4. *Tiempo muerto o perdido.* Este es el tiempo inevitablemente perdido por el operador por descompostura, esperas por las herramientas y materiales, etc.

Tiempos de habilitación del trabajador y tiempo muerto. Por lo general el tiempo de habilitación se realiza una vez para cada lote de partes. Por consiguiente, debe listarse por separado, de las otras partes del tiempo de operación.

Los tiempos de habilitación y trabajador se estiman de los rendimientos previos en operaciones similares. Todo trabajo en un tipo particular de máquina herramienta consta de un número limitado de elementos. Estos elementos pueden estandarizarse, medirse y registrarse. Esta es la esencia del estudio de tiempos, un gran campo en sí mismo. La cantidad real de tiempo muerto que se representará en una operación específica difícilmente puede predecirse. Algunas operaciones transcurrirán sin contratiempos; otras resultarán plagadas por problemas. La mejor estimación que puede hacerse se basa en la cantidad promedio, que comúnmente se pierde en la planta. Para una comparación de dos operaciones, la suposición es que ambas estarán sujetas al mismo tiempo muerto, de modo que, como regla, esa parte del costo no se incluye.

2.3.2 BÚSQUEDA DEL COSTO MÁS BAJO PARA UNA OPERACIÓN.

Generalmente, una operación puede hacerse en dos o más máquinas. Una requiere la inversión más pequeña; otra puede hacer el trabajo con más rapidez. Con frecuencia el problema es encontrar cuál alternativa promete el costo más bajo para hacer una cantidad definida de piezas. En ese caso, las cantidades de los costos directos, costos indirectos aplicables, y costos fijos en el capital se calculan en cada alternativa para la cantidad de partes requeridas.

Algunos de los costos fijos para una operación son para las máquinas y herramientas estándar que pueden utilizarse por completo también para otros trabajos. Esos costos se cargan a cada trabajo en proporción a la cantidad de uso de los activos fijos en el trabajo. Otros costos fijos se aplican para máquinas y herramientas especiales que no tienen otro uso que el de un trabajo; deben cargarse por entero a ese trabajo.

Los costos de intereses, seguros e impuestos se desprecian en esta presentación. Esto simplifica los cálculos y no causa diferencias apreciables en los costos relativos.

2.4. SEGURIDAD EN MANUFACTURA

La seguridad en un taller se puede dividir en tres categorías, instalación de protecciones en maquinas, instalación de equipos de seguridad y recomendación de practicas de trabajo seguras.

A) INSTALACIONES DE PROTECCIONES EN MAQUINAS. Las partes móviles de maquinarias deben contar con protecciones para evitar lecciones accidentales en manos u otras partes del cuerpos, o que dichas partes lecciones al personal.

B) EQUIPO DE SEGURIDAD. El riesgo de la lesiones se pueden reducir al mínimo si un taller está dotado de equipos de seguridad. Uno de los aspectos considerados es

el de tomar medidas para reducir al mínimo el nivel de ruido en ambientes de fabricas ya se por eliminación de las causas del ruido o encerrando el equipo que lo produce.

C) PRACTICAS SEGURAS DE TRABAJO. La seguridad en un taller no depende sólo de los medios de protección y equipo de seguridad, si no de la implantación de practicas seguras de trabajo.

Cada trabajador debe estar debidamente capacitado para las tareas que realiza, y debe conocer los lugares de peligro inherente. Debe usar el equipo de seguridad donde sea necesario y las guardas no deben quitase de las maquinaria. Todo equipo debe conservarse en buen estado.

2.5. MAQUINADO

El proceso de dar forma a un producto mediante la eliminación de material es común a todo producto manufacturado, donde sólo varían las técnicas para eliminar el material.

Todo maquinado se basa en una operación de corte, que es la separación de moléculas del material de las moléculas adyacentes mediante la aplicación de una fuerza. La base del corte es la aplicación de una fuerza concentrada en una pequeña área por medio de una herramienta o cuchilla, al mismo tiempo que se soporta el material inmediatamente adyacente.

Las operaciones de maquinado se pueden dividir en dos categorías: en una la pieza de trabajo se mueve mientras que la herramienta esta fija (torneado), y en la otra ocurre lo contrario. Es conveniente utilizar esta división de categorías al considerar los procesos existentes.

2.6. TORNEADO

Es un proceso mecánico realizado por una maquina herramienta, denominada torno, en el cual la pieza a trabajar gira y la herramienta permanece fija, oponiéndose al giro, la herramienta avanza linealmente y en una dirección paralela al eje de rotación, con la finalidad de obtener sólidos de revolución, roscas, orificios, etc.

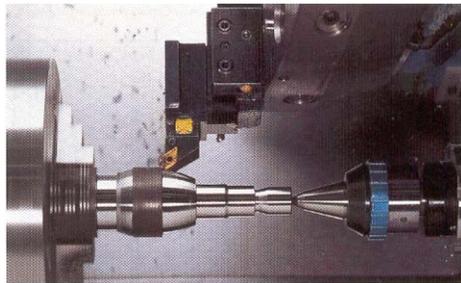


Fig 2.6.1 Fotografía de un proceso de torneado.

2.7. CONTROL NUMERICO

C.N.C. se refiere al control numérico de máquinas, generalmente Máquinas Herramientas. Normalmente este tipo de control se ejerce a través de un computador y la máquina está diseñada a fin de obedecer las instrucciones de un programa dado.

Esto se ejerce a través del siguiente proceso:

Dibujo del procesamiento
Programación.
Interface.
Máquinas Herramientas C.N.C.

2.7.1 CARACTERÍSTICAS DEL C.N.C

La MHCN posee las siguientes ventajas:

- ✓ Mayor precisión y mejor calidad de productos.

- ✓ Mayor uniformidad en los productos producidos.
- ✓ Un operario puede operar varias máquinas a la vez.
- ✓ Fácil procesamiento de productos de apariencia complicada.
- ✓ Flexibilidad para el cambio en el diseño y en modelos en un tiempo corto.
- ✓ Fácil control de calidad.
- ✓ Reducción en costos de inventario, traslado y de fabricación en los modelos y abrazaderas.
- ✓ Es posible satisfacer pedidos urgentes.
- ✓ No se requieren operadores con experiencia.
- ✓ Se reduce la fatiga del operador.
- ✓ Mayor seguridad en las labores.
- ✓ Aumento del tiempo de trabajo en corte por maquinaria.
- ✓ Fácil control de acuerdo con el programa de producción lo cual facilita la competencia en el mercado.
- ✓ Fácil administración de la producción e inventario lo cual permite la determinación de objetivos o políticas de la empresa.
- ✓ Permite simular el proceso de corte a fin de verificar que este sea correcto.

Sin embargo no todo es ventajas y entre las desventajas podemos citar:

- ✓ Alto costo de la maquinaria.
- ✓ Falta de opciones o alternativas en caso de fallas.
- ✓ Es necesario programar en forma correcta la selección de las herramientas de corte y la secuencia de operación para un eficiente funcionamiento.
- ✓ Los costos de mantenimiento aumenta, ya que el sistema de control es más complicado y surge la necesidad de entrenar al personal de servicio y operación.
- ✓ Es necesario mantener un gran volumen de producción a fin de lograr una mayor eficiencia de la capacidad instalada.

2.7.2 USO DEL C.N.C.

¿Cuándo emplear el C.N.C?

La decisión sobre el cuándo es necesario utilizar M.H.C.N., muchas veces se resuelve en base a un análisis de producción y rentabilidad.

Veamos ahora como se decide la alternativa de usar o no C.N.C. en términos de producción:

- ✓ Cuando se tienen altos volúmenes de producción.
- ✓ Cuando la frecuencia de producción de un mismo artículo no es muy alta.
- ✓ Cuando el grado de complejidad de los artículos producidos es alto.
- ✓ Cuando se realizan cambios en un artículo a fin de darle actualidad o brindar una variedad de modelos.
- ✓ Cuando es necesario un alto grado de precisión.

2.8. TORNO DE CONTROL NUMÉRICO

La sustitución de mecanismos controlados por posición en lugar de volantes del torno convencional toma en cuenta el control del posicionamiento del carro por computadora, y ofrece la posibilidad de generar una ilimitada variedad de perfiles que utilizan el control de posición continuo del carro. Esto se puede ampliar mediante la instalación de portaherramientas revolver controlados por computadora y un portaherramientas revolver controlado por computadora en correderas longitudinales y transversales que sustituyen el computador. Puesto que no hay necesidad de tomar medidas para un operador, la máquina se puede hacer cada vez más compleja.



Fig. 2.8.1 Torno de control numérico. Marca MORI SEIKI modelo SL 25M

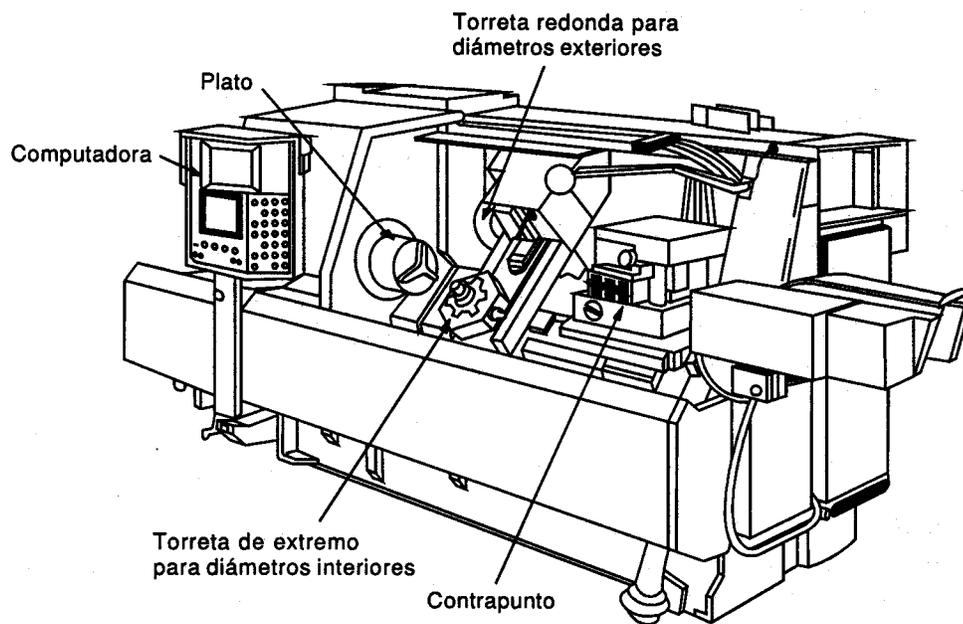


Fig. 2.8.2 Partes de un torno de control numérico.

2.9. PRINCIPIOS DEL DISEÑO DE MAQUINAS HERRAMIENTAS

Todas las máquinas herramienta sirven a un propósito común, cortar y formar materiales, y todas dependen de ciertos principios. Estos principios gobiernan los diseños que hacen posible que las máquinas herramientas:

- ✓ Produzcan resultados precisos en forma repetida
- ✓ Apliquen fuerzas y potencia como se requiera
- ✓ Realicen su trabajo en forma económica

Los principios y las aplicaciones que se citan aquí son generales a la mayoría de las máquinas herramienta.

Precisión. Las máquinas herramienta modernas son maravillas casi perfectas. Considérese un torno que produce piezas redondas dentro de una tolerancia de 0.05 mm (0.002 in). Este es el rendimiento esperado; sin embargo, significa que la máquina mantiene una relación entre una pieza de trabajo que está girando y una herramienta que se está deslizando dentro de 0.025 mm (0.001 in) en un lado y que lo haga una y otra vez. Esta dimensión es menos de la mitad del espesor de un cabello humano.

Los errores en el trabajo hecho por una máquina herramienta se originan por:

- (1) inexactitud en su construcción,
- (2) deflexión,
- (3) desgaste,
- (4) expansión térmica,
- (5) suciedad y
- (6) negligencia humana.

El buen diseño y operación de una máquina herramienta depende de la observancia de principios que mantienen errores pequeños. Las evidencias de estos principios se encuentran en los miembros estructurales, los cojinetes y guías para movimientos rotatorios

y rectos, los dispositivos de medición y en los estándares de construcción de todas las buenas máquinas herramientas.

2.10. MECANICA DE LAS MAQUINAS HERRAMIENTAS

Los esfuerzos que tienden a deformar la maquina herramienta o pieza de trabajo son causados por:

- ✓ Cargas estáticas, es decir: el peso de la maquina y sus partes.

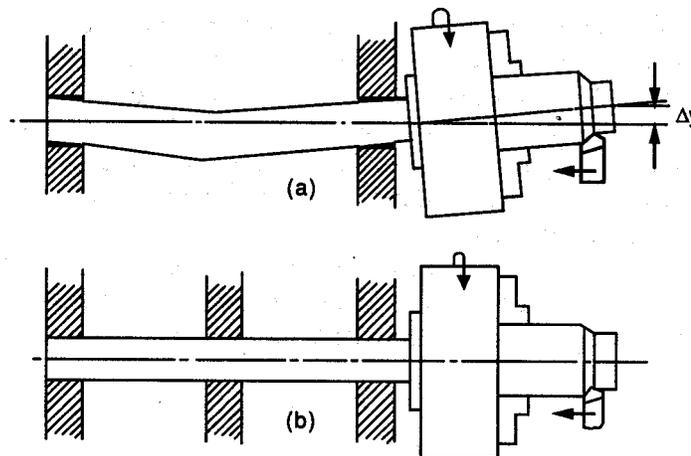


Fig. 2.10.1 Husillo de torno considerado como una viga. a) Deflexión (Δy) en la punta de la herramienta, causada por doblamiento del husillo con soporte inadecuado, b) la introducción de un cojinete intermedio reduce notablemente la flexión de husillos largos.

- ✓ Cargas dinámicas, es decir: fuerzas inducidas por fuerzas giratorias o basculantes.
- ✓ Fuerzas de corte.
- ✓ Esfuerzos térmicos causados por la energía liberada por el proceso de maquinado.

Existen dos divisiones generales de operaciones en maquinado:

a) Desbaste, por el cual la velocidad de eliminación del material y, en consecuencia, la fuerza de corte es alta, pero la precisión dimensional que se necesita es relativamente baja.

b) Acabado, por el cual al velocidad de eliminación del metal y, en consecuencia, la fuerza de corte es baja, pero la precisión dimensional que se necesita y el acabado de la superficie son relativamente altos.

2.11. ASPECTOS ECONOMICOS DE LAS MAQUINAS HERRAMIENTA

Los aspectos principales de diseño de una máquina herramienta que determina su economía son:

- ✓ los controles de operación,
- ✓ previsiones para seguridad,
- ✓ facilidades para cambiar herramientas,
- ✓ medios de mantenimiento de la exactitud y
- ✓ construcción de la unidad. Estas consideraciones explican las características importantes de muchas máquinas herramienta y se expondrán ahora.

Controles de la máquina herramienta. Esencialmente, los medios para controlar y ajustar una máquina herramienta deben hacer posible que el operador trabaje rápido con un mínimo de fatiga. Una forma es eliminar al operador parcialmente o por completo. Los medios de hacerlo se explican en conexión con las máquinas automáticas; sin embargo, la operación automática no se garantiza para muchos trabajos, y la mayoría de las máquinas herramienta requieren la atención completa de un operador. Aun así, la mayoría de las máquinas tienen alimentación de potencia y movimiento para ahorrar esfuerzos. El movimiento rápido, llamado *travesía rápida*, comúnmente se proporciona para ahorrar tiempo en los cortes.

Los controles de una máquina herramienta bien diseñada se arreglan de modo que el operador no tenga que moverse o esforzarse más de lo absolutamente necesario. Se eliminan todos los movimientos innecesarios; la necesidad de mover el cuerpo se minimiza; los movimientos necesarios se mantienen cortos y simples tanto como sea posible; ambas

manos se mantienen ocupadas y moviéndose; y se minimizan los movimientos de los ojos.

Los movimientos cortos son más rápidos y fáciles que los largos. Por tanto, los movimientos de los dedos son preferibles a los movimientos de mano y así sucesivamente. En consecuencia, los controles de la máquina deben requerir movimientos tan cortos como sea posible consistentes con la fuerza de palanca adecuada. Debe proporcionarse suficiente ventaja mecánica ya que los controles no deben ser difíciles y fatigosos de mover. Las manijas deben proporcionarse al agarre natural del operador.

2.12. CORREDERAS

Las correderas de una máquina herramienta ubican y guían elementos que se desplazan en relación mutua, por lo general cambian la posición de herramienta en relación con la pieza de trabajo.

Las características de la correderas son las siguientes:

- ✓ Precisión de Movimiento. Donde un carro debe desplazarse en línea recta, esta línea esta en dos planos mutuamente perpendiculares y no debe haber "viento cruzado", es decir, rotación del carro
- ✓ Medios de Ajuste. Para facilitar el ensamble, mantener la precisión y eliminar el "juego" entre elementos deslizantes una vez iniciado el desgaste, a veces se inserta un perfil o fleje metálico en un guía. Esta pieza se llama perfil de ajuste.

2.12.1 LUBRICACIÓN. Las correderas deben estar lubricadas por cualquiera de los siguientes sistemas:

- a) Intermitente mediante graseras o aceiteras, es un método apropiado cuando los movimientos son poco frecuentes y las velocidades son lentas.

b) Continuo, por ejemplo, por bombeo a través de una válvula medidora y tubería al punto de aplicación, la película de aceite introducida entre superficies por estos medios debe ser extremadamente delgada par evitar que la corredera “flote”. Si las superficies fueran ópticamente planas, el aceite se exprimiría, las superficies se “torcerían” como calibradores de bloque y se opondrían al movimiento. Por lo tanto ,en la practica, las superficies de deslizamiento se esmerilan o se trabajan con escariador. Ambos procesos producen diminutas depresiones superficiales que retienen bolsas de aceite, y una completa separación de las piezas no puede ocurrir en todos los puntos, se conserva así una ubicación positiva de los carros portaherramientas.

2.12.2 PROTECCIÓN.

Para conservar las correderas en buenas condiciones, deben satisfacerse las siguientes condiciones:

- ✓ Debe evitarse el ingreso de materias extrañas, por ejemplo, virutas. Cuando esto no sea posible, es conveniente tener una forma de corredera que no retenga viruta, por ejemplo, la “v” invertida.
- ✓ Debe retenerse aceite lubricante. Es importante la propiedad adherente del aceite para uso en una superficie deslizante vertical o inclinada, hay aceites que se han producido especialmente para este propósito.
- ✓ Se pueden evitar daños accidentales mediante protecciones, que pueden ser fuelles rígidos, deslizantes, de acordeón o del tipo persiana.

2.12.3 TIPOS BÁSICOS DE CORREDERAS

Los elementos geométricos básico de correderas son: planos, “v”, cola de milano y cilindro. Estos elementos se pueden usar por separado o combinados en diversas maneras según sea la aplicación.

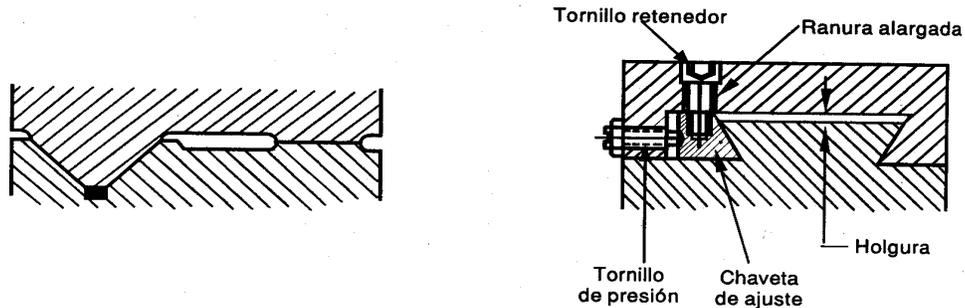


Fig. 2.12.3.1 Esquema de corredera en “v” y cola de milano.

El diseño que se muestra en la figura 2.12.3.1 proporciona un deslizamiento sencillo eficiente, libre de restricciones innecesarias, fácil de fabricarse y que permite repetidos esmerilados o escariado de las superficies de deslizamiento. Si se utilizan dos “v” se representan restricciones redundantes, y dificultades de manufactura aumentan considerablemente, debido a que se vuelve necesario un alto grado de precisión para obtener un ajuste perfecto entre los dos juegos de “v”.

Las guías de cola de milano se utilizan cuando debe evitarse un movimiento ascendente de la guía. El efecto de apretar el perfil de ajuste es jalar los elementos deslizantes hacia un contacto mas cercano, con lo cual se elimina el “levantamiento” y se reducen las tendencias a la vibración.

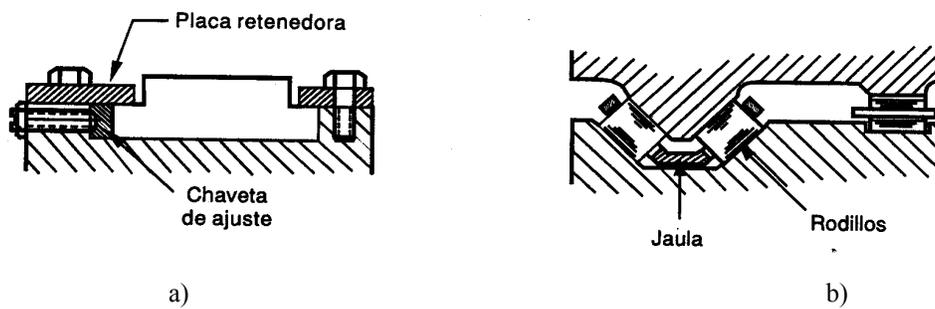


Fig. 2.12.3.2 Esquema de corredera de borde cuadrado y tipo “v” con rodillos.

La guía de borde cuadrado de la figura 2.12.3.2 a) esta equipada con ajuste en un lado y las dos placas de retención impiden el levantamiento de la guía.

Una extensión de la corredera “v” y plana se ilustra en la figura 2.12.3.2 b). Rodillos retenidos en jaulas de bronce están interpuestos entre elementos deslizantes. El movimiento de rodadura de este tipo de correderas proporciona la necesaria sensibilidad de respuesta y movimiento. Un detalle que debe observarse en relación con las jaulas de cojinetes es que su desplazamiento lineal es solo la mitad del desplazamiento de la guía.

2.13. MAQUINA DE BARRA AUTOMATICA.

Una maquina de barra es similar a un torno de mandril, excepto que se usa una boquilla en lugar de un mandril, la cual permite alimentar barras largas a través del cabezal de la posición de trabajo. Al final de cada ciclo de maquinado, una operación de corte retira la parte torneada. La barra se corre entonces hacia delante para presentar nuevo material para la próxima parte. El avance del material, así como los corrimientos y los avances de las herramientas de corte se realiza automáticamente. Debido al alto nivel de operación automática, frecuentemente se le da a esta maquina el nombre de maquina de barras automática. Una aplicación importante para este tipo de maquinas es la producción de tornillos y partes similares de artículos de ferretería.

2.14. VIBRACIÓN Y TRAQUETEEO.

2.14.1 MOVIMIENTO OSCILATORIO PERIÓDICO

La vibración o movimiento oscilatorio tiene lugar cuando el estado de equilibrio de un cuerpo es influenciado por una fuerza exterior. Para que tenga lugar la oscilación también ha de existir una fuerza de interrelación que trate de restaurar el estado de equilibrio.

Cuando un muelle cargado es expuesto a una fuerza exterior que interrumpe su estado de equilibrio, la resistencia del mismo conducirá a devolver al sistema su equilibrio y al mismo tiempo se verá contrarrestado por el peso de la masa añadida. El movimiento oscilatorio que surge sigue un patrón regular que varía con el tiempo, t , entre dos valores extremos.. La amplitud de la oscilación (A) es la máxima desviación de equilibrio. La frecuencia indica cómo varía la oscilación en tiempo, es decir, cuántos ciclos de oscilación, (T), o períodos hay por segundo.

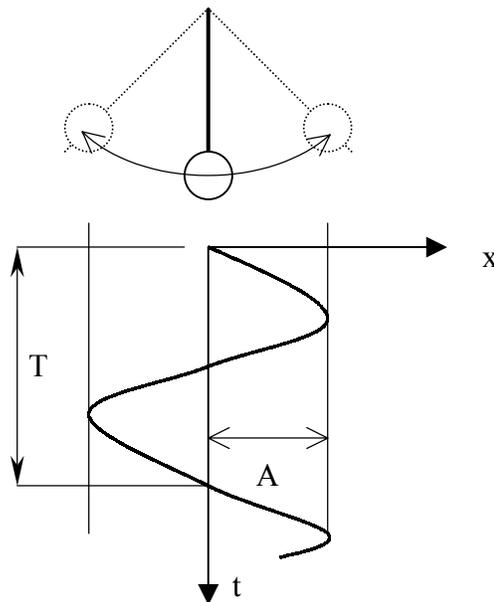


Fig. 2.14.1.1 Esquema de un péndulo oscilante

El péndulo de un antiguo mecanismo de reloj de pared es un ejemplo de la forma más simple de un movimiento oscilatorio periódico. El tiempo que lleva un movimiento pendular es totalmente independiente de la intensidad de la flexión, y se ve afectado sólo por la longitud del péndulo. Sin embargo, aunque esto puede parecer raro no lo es, puesto que la distancia aumenta con la intensidad en el golpe del péndulo. Pero con péndulo de longitud constante y un incremento en el golpe del péndulo, la velocidad aumentará al mismo tiempo y el tiempo que supone llevar a cabo el movimiento oscilatorio no se ve afectado. Este movimiento oscilatorio puede describirse matemáticamente donde la distancia desde el punto de equilibrio varía de acuerdo con la función senoide, y es directamente proporcional a la distancia que se encuentre de dicho punto. Esto se llama

oscilación armónica y el movimiento se genera cuando la resistencia está tratando de volver al sistema de oscilación, a su estado de equilibrio.

En la práctica, el movimiento oscilatorio disminuirá debido a la pérdida de energía que tiene lugar. Esto se describe como oscilación amortiguada. La rapidez con que disminuye un movimiento oscilatorio depende de la cantidad de energía perdida. Por ejemplo, sin una energía adicional del mecanismo del reloj, el péndulo del reloj de pared se detendría. La energía adicional para mantener la misma amplitud, por ejemplo, para poder tener un movimiento oscilatorio continuo, debe ser igual a la energía perdida con cada oscilación.

2.14.2 LA MÁQUINA COMO FUENTE DE VIBRACIÓN FORZADA

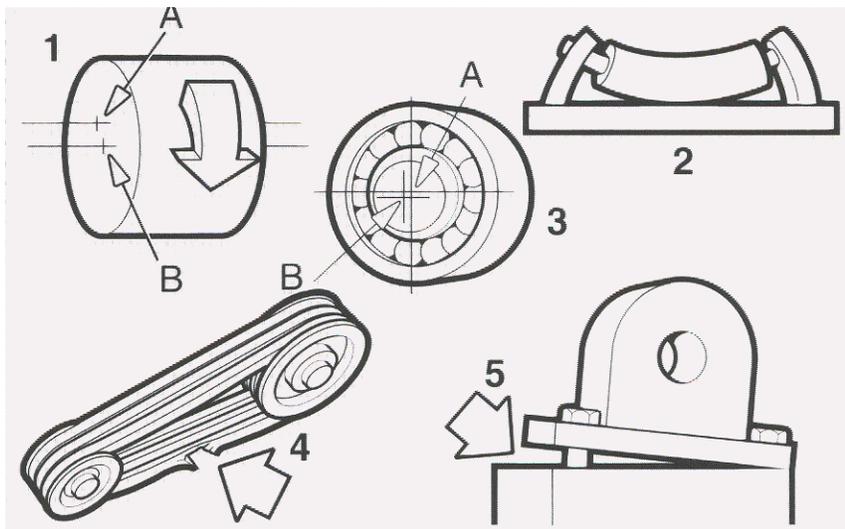


Fig2.14.2.1 Principales fuentes de vibración en máquinas.

La oscilación forzada con el mecanizado de metales tiene en parte su origen en las fuerzas de corte que se generan durante la operación y en parte en las fuerzas de interferencia dentro del equipo de la máquina. Todas las piezas móviles de la máquina transforman la energía en trabajo útil. Puesto que ninguna pieza de la máquina funciona exactamente, una determinada cantidad de energía será convertida en calor y en ciertos casos también contrarrestará las fuerzas. En máquinas inestables con amortiguación deficiente, las fuerzas pueden transferirse al filo de corte y dar lugar a oscilaciones forzadas. A pesar de que la contribución de las fuerzas de corte, durante el mecanizado en

máquinas modernas es normalmente mayor que cualquier vibración que pueda surgir en las distintas piezas de la máquina, pueden mencionarse algunas fuentes de energía:

1) Desequilibrio, es decir, cuando el centro de gravedad A de un cuerpo rotativo no coincide con el centro de rotación E.

2) Ejes doblados o con posicionamiento defectuoso.

3) Cuando se utilizan rodamientos de baja fricción como rodamientos de bolas y de rodillos, pueden dar lugar a desviaciones entre el centro de gravedad A y el centro de rotación B.

4) Otra causa que puede dar lugar a vibraciones son las roturas o desgastes de las correas de transmisión.

5) Las piezas sueltas en sistemas móviles siempre causarán daños. Por lo tanto, es de la mayor importancia realizar un mantenimiento regular y reponer las piezas gastadas. Si existen tornillos roscados deficientemente, esto puede dar lugar a vibraciones cuando existe una gran holgura entre las partes interactivas, debido por ejemplo al desgaste.

6) Sistemas hidráulicos

La razón principal para analizar y diagnosticar el estado de una máquina es determinar las medidas necesarias para corregir la condición de vibración – reducir el nivel de las fuerzas vibratorias no deseadas y no necesarias. De manera que, al estudiar los datos, el interés principal deberá ser la identificación de las amplitudes predominantes de la vibración, la determinación de las causas, y la corrección del problema que ellas representan.

2.14.2.1 VIBRACIÓN DEBIDA A DESBALANCE

El desbalance de la maquinaria es una de las causas más comunes de la vibración. En muchos casos, los datos arrojados por un estado de desbalance indican:

1. La frecuencia de vibración se manifiesta a 1x las rpm de la pieza desbalanceada.
2. La amplitud es proporcional a la cantidad de desbalance.
3. La amplitud de la vibración es normalmente mayor en el sentido de medición radial, horizontal o vertical (en las maquinas con ejes horizontales).

Nota: el desbalance de un rotor saliente a menudo tiene como resultado una gran amplitud de la vibración en sentido axial, al mismo tiempo que en sentido radial.

2.14.2.2 VIBRACIÓN DEBIDA A FALTA DE ALINEAMIENTO

En la mayoría de los casos los datos derivados de una condición de falta de alineamiento indican lo siguiente:

1. La frecuencia de vibración es de 1x rpm; también 2x y 3x rpm en los casos de una grave falta de alineamiento.
2. La amplitud de la vibración es proporcional a la falta de alineamiento.
3. La amplitud de la vibración puede ser alta también en sentido axial, además de radial.
4. El análisis de fase muestra lecturas de fase inestables.

La falta de alineamiento, aun con acoplamientos flexibles, produce fuerzas tanto radiales como axiales que, a su vez, producen vibraciones radiales y axiales.

Nota: Uno de los indicios más importantes de problemas debidos a falta de alineamiento y a ejes torcidos es la presencia de una elevada vibración en ambos sentidos, radial y axial. En general, cada vez que la amplitud de la vibración axial sea mayor que la mitad de la lectura

radial más alta, hay un buen motivo de sospechar la existencia de un problema de alineamiento o eje torcido.

Los tres tipos básicos de falta de alineamiento en el acoplamiento son: angular, en paralelo y una combinación de ambos.

Una falta de alineamiento angular sujeta principalmente los ejes de las maquinas accionadora y accionada a vibración axial igual a la velocidad de rotación (rpm) del eje.

La falta de alineamiento en paralelo produce principalmente vibración radial con una frecuencia igual al doble de la velocidad de rotación del eje.

2.14.2.3 VIBRACIÓN DEBIDA A EXCENTRICIDAD

La excentricidad es otra de las causas comunes de vibración en la maquinaria rotativa. Excentricidad en este caso no significa "ovalización", sino que la línea central del eje no es la misma que la línea central del rotor – el centro de rotación verdadero difiere de la línea central geométrica.

La excentricidad es en realidad una fuente común de desbalances, y se debe a un mayor peso de un lado del centro de rotación que del otro.

2.14.2.4 DE ELEMENTOS RODANTES DEFECTUOSOS

Defectos en las pistas, en las bolas o en los rodillos de rodamientos de elementos rodantes ocasionan vibración de alta frecuencia; y, lo que es mas, la frecuencia no es necesariamente un múltiplo integral de la velocidad de rotación del eje. La amplitud de la vibración dependerá de la gravedad de la falla del rodamiento.

Nota: la vibración generada por el rodamiento normalmente no es transmitida a otros puntos de la máquina. Por lo tanto, el rodamiento defectuoso es generalmente el que se encuentra más cerca del punto donde ocurre el mayor nivel de vibración de este tipo.

2.14.2.5 FALLA DE RODAMIENTOS – OTRAS CAUSAS

Los rodamientos no fallan prematuramente a menos que alguna otra fuerza actúe sobre ellos; y tales fuerzas son generalmente las mismas que ocasionan vibración.

Causas comunes de fallas en los rodamientos de elementos rodantes:

- ✓ Carga excesiva
- ✓ Falta de alineamiento
- ✓ Defectos de asientos del eje y/o de las perforaciones en el alojamiento
- ✓ Montaje defectuoso
- ✓ Ajuste incorrecto
- ✓ Lubricación inadecuada o incorrecta
- ✓ Sellado deficiente
- ✓ Falsa brinelación (Deformación bajo carga)
- ✓ Corriente eléctrica

2.14.3 ECUACIÓN DE RAYLEIGH

Es posible determinar la frecuencia circular natural de vibración ω en una flecha giratoria con varias masas como la mostrada en la figura 2.14.3.1 para el caso no giratorio en el cual la flecha se deflece y luego se libere para que vibre con libertad sin amortiguamiento en un modo hacia arriba y hacia abajo.

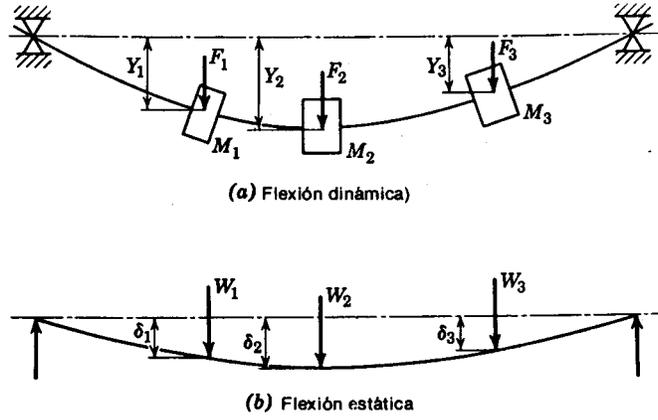


Fig. 2.14.3.1

En este caso se puede aplicar el método de la energía de Rayleigh. Suponiendo que el sistema vibratorio es conservador, la suma de la energía potencial y la energía cinética en cualquier fase de la vibración es constante. Dos de estas fases se analizan con facilidad. En la fase en que todas las masas están simultáneamente en los desplazamientos máximos Y , la energía almacenada elásticamente en la flecha es igual a la energía potencial

$\sum FY/2$ En esta fase, la energía cinética es igual a cero debido a que todas las partes del sistema están momentáneamente a velocidad cero. En consecuencia, la energía potencial es

$$EP = \frac{F_1 Y_1}{2} + \frac{F_2 Y_2}{2} + \dots + \frac{F_n Y_n}{2} \quad \text{Ec. 2.14.3.1}$$

Las fuerzas F son las necesarias para deflectar la flecha como un resorte a la forma mostrada en esta fase. La fuerza multiplicada por el desplazamiento determina la energía potencial. Sin embargo, ya que la fuerza es directamente proporcional al desplazamiento, la fuerza promedio que actúa durante el desplazamiento Y es $F/2$.

Durante la vibración, la flecha pasa por la fase no deflectada en que la energía potencial es cero, aunque la energía cinética es un máximo ya que las velocidades de las masas son máximas. Suponiendo que los movimientos de las masas son armónicos simples, las velocidades son $V = Y \cdot \omega_n$ y las energías cinéticas son $MV^2 / 2 = M(Y \cdot \omega_n)^2$

En consecuencia, la energía cinética del sistema es

$$EC = \frac{\omega_n^2}{2} \cdot [M_1 Y_1^2 + M_2 Y_2^2 + \dots + M_n Y_n^2]$$

$$EC = \frac{\omega_n^2}{2g} \cdot [W_1 Y_1^2 + W_2 Y_2^2 + \dots + W_n Y_n^2]$$

Ec. 2.14.3.2

Igualando los términos del lado derecho de las ecuaciones 2.14.3.1 y 2.14.3.2 se puede determinar la frecuencia circular natural ω_n . Sin embargo, no se conocen las fuerzas F y los desplazamientos Y , aunque se pueden determinar considerando la forma deflectada estáticamente de la flecha cuando está bajo la influencia de los pesos de las masas como se muestra en la figura 2.14.3.1 *b*. Suponiendo que los desplazamientos Y del caso vibratorio son proporcionales a las deflexiones ζ del caso estático, entonces

$$\frac{Y_1}{\zeta_1} = \frac{Y_2}{\zeta_2} = \dots = \frac{Y_n}{\zeta_n}$$

Ec. 2.14.3.3

Ya que las fuerzas que deflecan un resorte son proporcionales a las de-flexiones, entonces,

$$\frac{F_1}{W_1} = \frac{Y_1}{\zeta_1} \quad \frac{F_2}{W_2} = \frac{Y_2}{\zeta_2} \quad \frac{F_n}{W_n} = \frac{Y_n}{\zeta_n}$$

Ec. 2.14.3.4

Igualando las expresiones de la energía potencial con la energía cinética dadas por las ecuaciones 2.14.3.1 y 2.14.3.2 y usando las ecuaciones 2.14.3.3 y 2.14.3.4 para eliminar F y Y , la ecuación resultante que da la frecuencia natural circular queda como

$$\omega_n^2 = g \frac{[W_1 \zeta_1 + W_2 \zeta_2 + \dots + W_n \zeta_n]}{[W_1 \zeta_1^2 + W_2 \zeta_2^2 + \dots + W_n \zeta_n^2]}$$

$$\omega_n^2 = g \frac{\sum W \zeta}{\sum W \zeta^2}$$

Ec.2.14.3.5

y se puede determinar la velocidad crítica de $n_c = 60 \cdot \omega_n / 2 \cdot \pi$

La ecuación de Rayleigh (ecuación 2.14.3.5) es una expresión simple y sumamente útil para determinar la frecuencia natural fundamental de muchas configuraciones de rotores. La determinación de la deflexión estática es el esfuerzo que necesita de la mayor parte cuando se desarrollan cálculos como se ilustra en los ejemplos siguientes

Para incluir la masa de la flecha en los cálculos, se puede dividir la flecha en varias longitudes, cada una de las cuales se trata como una masa adicional.

La ecuación 2.14.3.5 no representa una evaluación estrictamente exacta de la frecuencia natural debido a que la curva de las deflexiones estáticas no es exactamente proporcional a la curva de deflexión dinámica como se supuso. Sin embargo, el resultado que se obtiene por la ecuación solamente es mayor en uno o dos por ciento que la frecuencia natural fundamental verdadera. Considerando que otros factores tales como los efectos giroscópicos durante la oscilación, los retenes de los discos en la flecha y las cuñas alteran ligeramente la velocidad crítica, la ecuación 2.14.3.5 da una respuesta aceptable. La deflexión de los soportes puede representar una influencia mayor en las velocidades críticas, por lo que se debe agregar a las deflexiones de la flecha en la ecuación 2.14.3.5.

La frecuencia natural dada por la ecuación 2.14.3.5 es la fundamental, o más baja, del sistema de masas. En la figura 2.14.3.1 se muestra deflectada la flecha en una sola media onda. Es posible que la flecha vibre en modos tales que la forma deflectada consista en varias medias ondas como se muestra en la figura 2.14.3.2. Hay tantos modos como masas. La figura 2.14.3.2 muestra tres modos para tres masas, aunque hay un número infinito de modos si se incluye la masa de la flecha. Sin embargo, la frecuencia natural aumenta conforme aumenta el número de medias ondas.

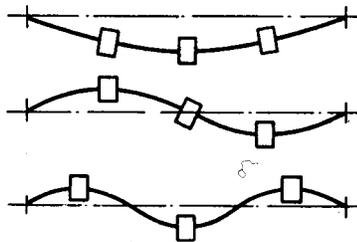


Fig. 2.14.3.2 Modos de vibración de un eje

2.15. COJINETES DE RODILLOS

La gran ventaja de los cojinetes de rodillos radica en la sustitución de fricción de rodadura por fricción por deslizamiento. El coeficiente de fricción para cojinetes a rodillos es $\mu = 0.001 - 0.0015$, aunque los cojinetes de rodillos de agujas son un poco menos eficientes y $\mu = 0.004$. Otras ventajas de los cojinetes de rodillos son el reducido momento de torsión para arranque desde el reposo, confiabilidad, facilidad de lubricación, fácil sustitución y bajos costos de mantenimiento -aunque para obtener estas ventajas un correcto diseño y ensamble son esenciales.

Selección de un cojinete

Las consideraciones básicas en la selección de cojinetes son las siguientes:

1. Dirección de carga en relación con el eje del cojinete: se puede pedir que el cojinete satisfaga un empuje axial, carga radial o una combinación de ambos.
2. Magnitud y tipo de carga: los cojinetes de bolas resisten cargas considerables, pero para condiciones rigurosas y cargas de choque los cojinetes de rodillos con su contacto de línea deben preferirse.
3. Rigidez de eje: se pueden utilizar cojinetes rígidos para ejes rígidos debidamente alineados, pero los ejes expuestos a flexión o desalineación necesitan cojinetes auto-alineables.
4. Velocidad y rotación: la velocidad y la carga están relacionadas entre sí; para una duración determinada, la velocidad debe reducirse conforme la carga aumenta, y viceversa.

2.15.1 TIPOS BÁSICOS DE COJINETE

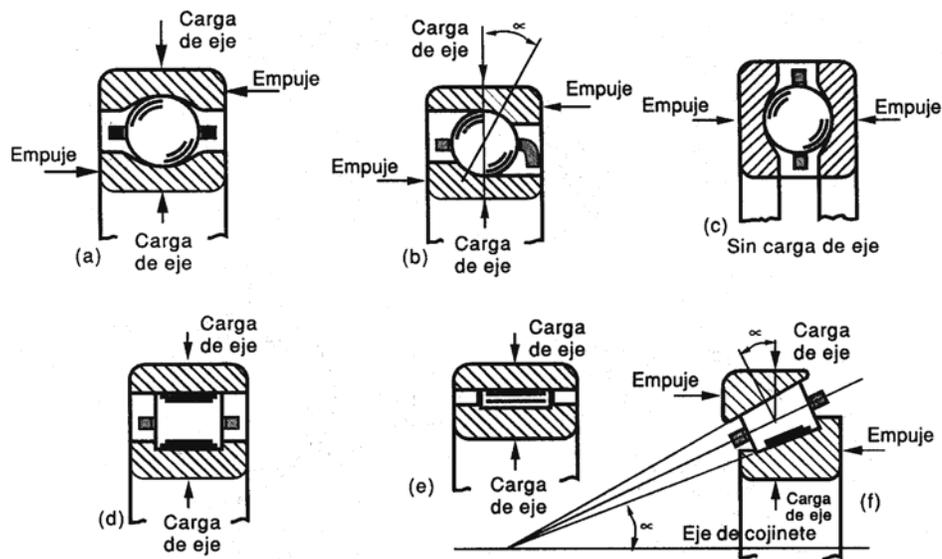


Fig. 2.15.1 Tipos básicos de cojinetes de rodillos. A) cojinete de bolas de una hilera, b) cojinete de contacto angular, c) cojinete de empuje de una hilera, d) cojinete de rodillos cilíndricos, e) cojinete de rodillos de aguja, f) cojinete de rodillos cónicos.

1. Cojinetes de bolas radial de una hilera. Este tipo de cojinetes acepta empuje puro en cualquier dirección, carga radial pura o una combinación de ambas; la máxima carga de empuje es menor que la máxima carga radial. En común con otros cojinetes de rodillos, la carga permisible disminuye al aumentar la velocidad, y su duración se ve reducida por altas temperaturas de operación.
2. Cojinetes de contacto angular, una hilera. Estos cojinetes aceptan mayor carga de empuje que el anterior, pero sólo en una dirección; en consecuencia, se utilizan en pares. El ángulo de contacto se puede seleccionar según la magnitud del empuje que el cojinete deba soportar.
3. Cojinetes de empuje de una hilera. La carga aplicada debe ser sólo empuje puro, ya que la carga de un eje afecta la concentricidad de los anillos. Las bolas están expuestas a fuerza centrífuga y se deben evitar altas velocidades.

4. Cojinetes de rodillos cilíndricos, Estos cojinetes se utilizan donde se encuentra una alta carga radial o de choque. La pista interior se puede mover axialmente en relación con la pista exterior, y esta característica se utiliza en husillos de máquinas-herramienta para permitir expansión debido a efectos de temperatura sin pérdida de ubicación radial.
5. Cojinetes de rodillos de aguja. Para una medida dada de diámetro interior, se toma menos espacio en cojinetes de rodillos de agujas que en los de tipo cilíndrico estándar, aunque los rodillos de agujas son menos eficientes. Los cojinetes se utilizan para las más bajas velocidades y como cojinetes para movimientos oscilantes.
6. Cojinetes de rodillos cónicos. Este tipo de cojinete tiene un amplio campo de utilidad, en especial en conexión con husillos de máquinas-herramienta, ejes de engranajes, etc., donde se combinan altas fuerzas axiales y radiales.

2.16. MATERIAL DE TRABAJO

Como materia prima definimos la forma y material que se desea alimentar al torno a través del alimentador. Esta compuesto por barras de sección circular con diámetros entre 12.7 mm hasta 72.4 mm, y longitudes de barras hasta de 3 metros. El material puede ser cualquiera que permita ser trabajado en el torno, de acuerdo a los requerimientos de producción. Opcionalmente se pudiera alimentar barras de sección transversal distinta la circular.

2.17. MIEMBROS ESTRUCTURALES.

Una característica evidente de todos los miembros principales de una máquina herramienta es la rigidez. Las mismas características de secciones amplias y bien reforzadas se encuentran en otras unidades. Las partes componentes de las máquinas herramienta estándares hechas en lote con más frecuencia se cuelan, pero algunas, y en particular en las

unidades especiales, se construyen por placas y secciones de acero soldadas juntas.

Un propósito de rigidez en el diseño de una máquina herramienta es mantener pequeñas las deflexiones y mantener alineamientos verdaderos. Los principios de la mecánica muestran que la deflexión de un miembro de máquina es inversamente proporcional a su espesor en la dirección de la carga aplicada. Por esta razón, una sección de máquina herramienta tiene espesor en la dirección de la fuerza principal y tiene refuerzos pesados y anchos para soportar otras fuerzas y momentos. Las costillas y las paredes deben ubicarse y proporcionarse apropiadamente.

Las partes componentes de las máquinas herramienta se diseñan no sólo para ser rígidas, sino para tener la máxima rigidez con el mínimo peso posible. Una razón obvia es que una máquina tiene que moverse, cuando menos desde donde se fabrica.

Para un caso simple, cualquier objeto con un solo grado de libertad tiene una frecuencia natural en ciclos por segundos de:

$$W = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

El factor m es la masa de la estructura y k es proporcional a la rigidez del objeto. Por tanto, mientras más rígido sea el miembro y menor sea su masa, más alta será su frecuencia natural.

Es deseable una alta frecuencia natural porque se excita menos por los disturbios usuales. Como ya se ha indicado el corte de metal es inherentemente cíclico y vibratorio. Tiende a inducir vibraciones en las máquinas herramienta para causar traqueteo. Las vibraciones también pueden establecerse por otras acciones, como la corrida de engranes y disturbios externos. Mientras más alejada esté la frecuencia natural de un miembro de máquina de la frecuencia de excitación, menor será la intensidad de la vibración inducida en el miembro. Para mejores efectos, la frecuencia natural debe ser más alta que la frecuencia inducida. Por consiguiente, si un miembro de máquina debe ser menos susceptible a la vibración, su estructura debe ser tan rígida y ligera en peso como sea

posible. Esto explica por qué los miembros de las máquinas herramienta se diseñan como la bancada mostrada en la figura 2.17.1 con delgadas secciones profundas, acostillado transversal adecuado y muchos espacios huecos.



Fig 2.17.1. Bancada de un torno

La rigidez puede aumentarse y elevarse su frecuencia natural haciendo un miembro más corto, soportándolo plenamente o haciéndolo de material rígido. En lo que respecta al material utilizado, tradicionalmente el hierro fundido gris ha sido el material usado para la mayoría de los miembros de máquinas herramienta. Sin embargo, el acero es más fuerte y rígido y puede fabricarse en secciones más delgadas y profundas por el mismo peso.

La capacidad de amortiguación es importante en una máquina herramienta porque absorbe la energía y reduce la amplitud de las vibraciones. El hierro fundido tiene buenas cualidades de amortiguación; las interacciones de sus constituyentes absorben la energía vibracional. El acero puede cargarse a esfuerzos más altos para tener capacidad igual o mejor de amortiguación, pero puede sostener los esfuerzos necesarios.

Puede obtenerse mucha más capacidad de amortiguación (hasta más de 10 veces) mediante juntas apretadas, grandes superficies entre las secciones componentes firmemente empernadas o soldadas unidas por los bordes, que por la estructura interna del material.

Cuando dichas superficies en las juntas se frotan una con otra, absorben energía vibracional. Como ejemplo, una viga fabricada de dos barras, una encima de la otra, fijas con apriete en los extremos mostró 64 veces más capacidad de amortiguación que una viga sólida del mismo tamaño.

Cojinetes y guías de correderas. El movimiento en línea recta en una trayectoria verdadera se obtiene en la mayoría de las máquinas herramienta por guías de correderas precisamente acabadas en un miembro que se desliza a lo largo de las correderas de otro miembro. Una guía puede ser plana o tener forma de V; la última actúa como una guía en dos direcciones. Las herramientas de maquinado corren a bajas velocidades y carecen de películas hidrodinámicas de aceite. Como resultado, las correderas están sujetas a desgaste a una condición de pegado-deslizado que hace difícil el control exacto. En muchas máquinas se colocan guías de bolas antifricción y rodillos y cojinetes hidrostáticos (para alta rigidez bajo cargas pesadas), en particular para control numérico. Dichas guías son costosas.

Juegos en las máquinas herramienta. Debido al juego que debe existir entre los miembros deslizantes, en las máquinas herramienta tiene lugar una deflexión adicional a la elástica.

Con correderas lo suficientemente libres para alimentar y ajustar un miembro, los movimientos de deflexión bajo las cargas normales pueden ascender a una fracción de una milésima a varias milésimas de milímetro. Los movimientos comparables en la forma de vibraciones y traqueteo puede esperarse que ocurran por fuerzas variables aplicadas.

Aunque las guías en la base o bancada de una máquina herramienta se hacen rectas y paralelas, llegarán a alterarse si la estructura se coloca en una cimentación dispareja y se permite que se comben.

Flechas. Los miembros que hacen girar las piezas de trabajo o los cortadores en las máquinas herramienta se llaman *flechas*. Tienen que ser robustas y bien soportadas en

cojinetes verdaderos para evitar deflexión y desviaciones tanto como sea posible. En años recientes la tendencia ha sido alejarse de los cojinetes deslizantes del tipo manguito excepto en servicio pesado donde se requiere el más alto grado de exactitud. Por tanto, las flechas grandes para rueda de rectificado ruedan en su mayoría en cojinetes deslizantes, aunque por lo general son de alguna forma del tipo de zapata oscilante más bien que cojinetes simples de manguito. En la actualidad la mayoría de las flechas de máquinas herramienta corren en cojinetes antifricción.

Distorsión térmica. Muchos miembros de las máquinas herramienta se calientan durante la operación y la elevación de temperatura no es uniforme como regla. Esto significa que algunos miembros lleven más expansión que otros y cambien los ajustes y las alineaciones.

Las fuentes de calor que causan distorsión pueden originarse en el medio ambiente, el proceso de fabricación o corte y en los elementos de la máquina, como cojinetes, motores, etc. Un remedio obvio es acondicionar el aire del cuarto, o enfriar el refrigerante y el aceite e inundar el área de trabajo. Las máquinas para operaciones de precisión pueden hacerse funcionar antes del tiempo de iniciar operaciones en una planta y mantenerse corriendo durante los periodos de descanso y comidas. Una fuente de calor, como un motor, puede moverse del interior al exterior de una máquina. El buen diseño de máquinas toma en cuenta la distorsión térmica, en tal forma para proporcionar una disipación adecuada del calor, los elementos de calefacción para mantener las temperaturas de trabajo y el uso de aleaciones de baja expansión. Estándares de construcción. La exactitud de una máquina herramienta no puede representarse por uno o unos cuantos números pero depende de muchas mediciones.

CAPITULO 3

CAPITULO 3: METODOLOGÍA DEL DISEÑO.

Una vez descrito el problema y determinadas las características y limitaciones que el sistema a diseñar debe tener, se procede a la concepción del mismo, o sea a generar la mayor cantidad de alternativas posibles de solución para el sistema. Esta es la fase de diseño creativa porque se tiene una libertad muy grande de acción. Aunque no se entra en el diseño y cálculo de los detalles, es necesario tener siempre presente la factibilidad de las soluciones propuestas. A continuación se presentan una serie de ideas y posibles soluciones.

3.1 POSIBLES SOLUCIONES

SOLUCION A.-

Sistema Hidrodinámico

Tubo con una serie de agujeros rectificados, para distintos diámetros de barra.

Pistón empujado por aceite, uno adecuado para cada diámetro.

Bomba de aceite.

Recarga manual.

Bancada con altura ajustable.

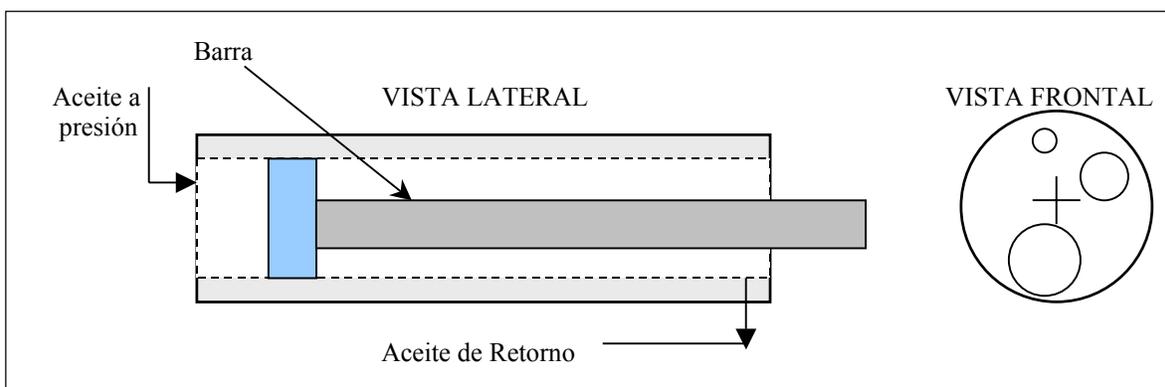


Fig. 3.1.1 Esquema solución A

Uno de los inconvenientes que presenta en esta solución es el diseño del sistema hidráulico y otro es la realización de perforaciones longitudinales en la barra maciza, tanto por la ubicación de los orificios como por el excelente acabado con el cual deben de quedar las paredes internas de estas perforaciones donde se desplaza el pistón.

SOLUCION B.-

Sistema de Lunetas regulables mecánicamente

Elementos rodantes (Rodamientos)

Bancada de altura ajustable.

Ajustable a diferentes diámetros de barras.

Desplazamiento de barra a través de un desplazador.

Accionamiento manual o a través de motores eléctricos.

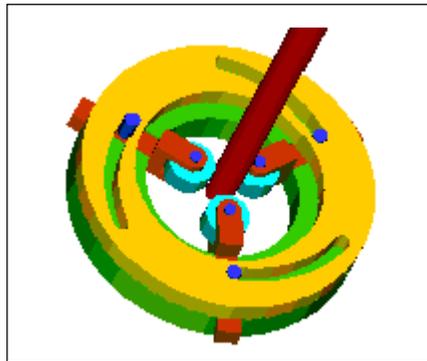


Fig. 3.1.2 Esquema solución B



Fig. 3.1.3 Fotos del prototipo solución B

Se construyo un prototipo para probar el sistema, pero a dibujarlo las dimensiones finales de este se pudo constatar que era demasiado grande. Para sujetar la barra se precisaban por lo menos dos de estos apliques que trabajan sincronizadamente.

Otro problema presenta el sistema de avance, debido a lo dificultoso que es ubicar y hacer funcionar este dentro de los apliques de sujeción.

La posibilidad de hacer desplazar con la barra el sistema de sujeción resuelve el problema del avance, pero esto es dificultoso debido al peso y tamaño del aplique, además que no garantiza sujeción en la dirección axial.

SOLUCION C.-

Sistema por levitación magnética.

Circuitos electromagnéticos.(electroimanes)

Tubos guía.

Bancada de altura ajustable.

Bobinas eléctricas.

Desplazamiento de barra a través de un desplazador.

Elementos de control electrónico.

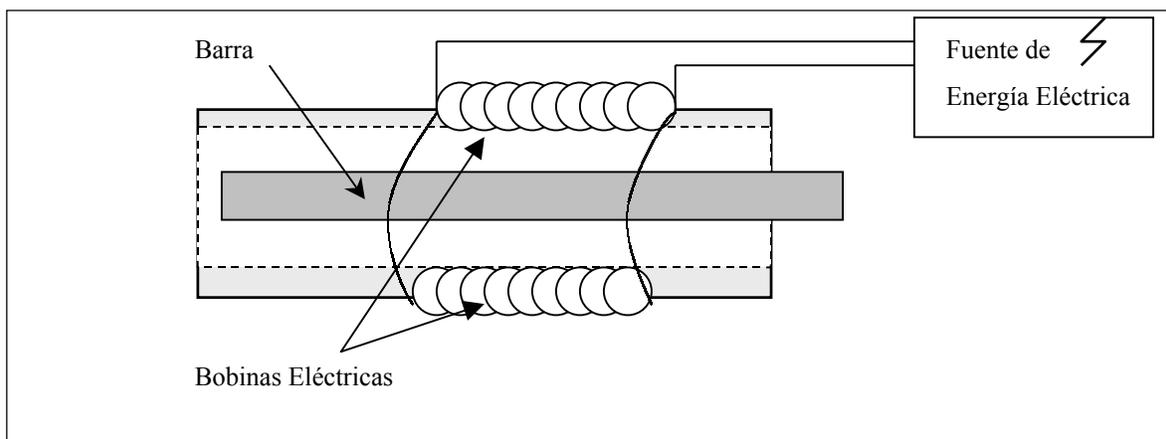


Fig. 3.1.4 Esquema solución C

El principal problema de este sistema es que solo puede trabajar con barras elaboradas con material ferro-magnético, descatando a los plásticos y todos aquellos materiales no metálicos.

Otro problema es generar un campo magnético estable capas de sustentar la barra en rotación,

SOLUCION D.-

Sistema de pinzas ajustables

Accionamiento mecánico a través de resortes.

La barra se guía dentro de un tubo.

Utiliza un desplazador.

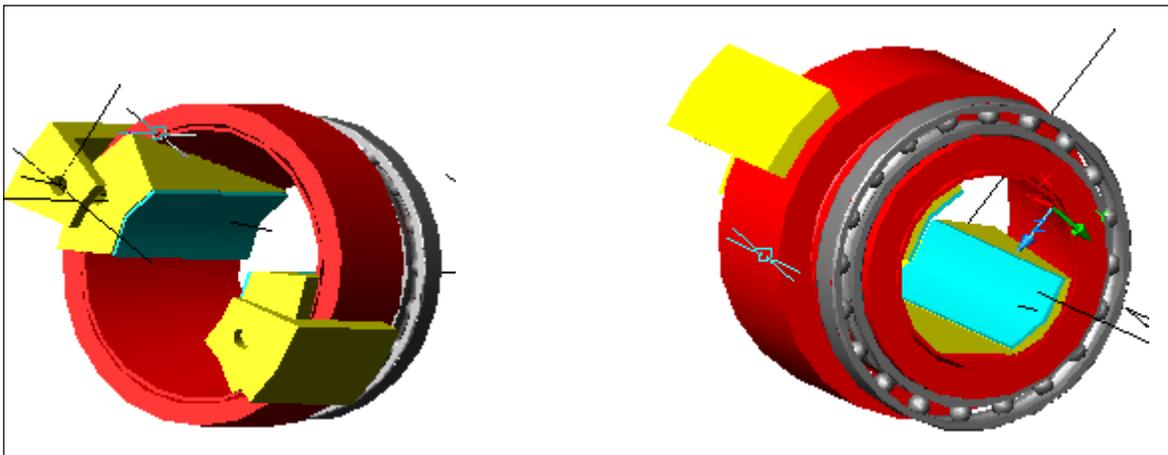


Fig. 3.1.5 Esquema solución D

Uno de los principales inconvenientes de este sistema es su proceso de construcción, porque se requiere mucha precisión a la hora de fabricar y ensamblar los elementos que lo conforman.

SOLUCION E.-

Sistema de tres filas de rodillos

Alimentación lateral de barras

Ajuste al diámetro de trabajo a través de apertura y cierre de la separación entre las filas de rodillos

La barra se guía entre los rodillos, siempre esta en contacto con los mismos.

Avance de la barra a través de un desplazador.

Operación manual o automática (si se utiliza un motor eléctrico).

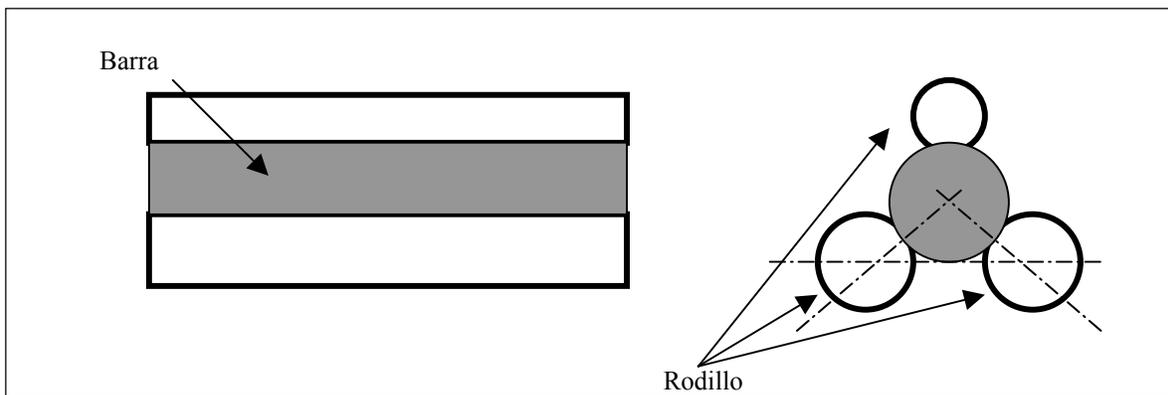


Fig. 3.1.6.1 Esquema solución E



(a)



(b)

Fig. 3.1.6.2 Prototipo de madera sin escala a) Lateral, b) frontal

En este sistema el numero de partes aumenta considerablemente, se realizo el diseño en tres dimensiones por computadora para estudiar su factibilidad. El dimensionamiento de los rodillos resulto complejo, porque se considero realizar el menor numero de cambios en

el sistema para la alimentación de las barras de diferentes diámetros, el sistema de avance presento problemas para su ubicación.

Las barras a trabajar presentan muchas veces deformaciones radiales, lo cual complica el efecto vibratorio del sistema, se pudo intuir que el sistema no mitigaría las vibraciones generadas y en el caso más desfavorable las amplificaría.

Se considero esta una de las soluciones más costosas.

SOLUCION F.-

Sistema de pinza y apoyo móvil.

Alimentación lateral de barras.

Pinza regulable según el diámetro de la barra mediante apliques de goma

Chumacera móvil sobre rieles.

Bancada ajustable.

Trabaja con diversos diámetros de barras circulares e incluso barras hexagonales opcionalmente.

El avance se realiza manualmente por medio de manivelas, opcionalmente se puede utilizar un motor eléctrico.



Fig 3.1.7 Prototipo solución F

La desventaja más importante es el hecho de fabricar los apliques de goma adecuados para los diferentes diámetros requeridos por las barras que se usaran en el alimentador, aunque en el diseño se considera un aplique de goma que pueda contener un cierto rango de diámetros.

3.2 EVALUACIÓN Y COMPARACIÓN

La evaluación y comparación del de las alternativas se realizara con el apoyo de una matriz de decisiones o matriz ponderada.

Antes de realizar cualquier comparación entre las alternativas mencionadas es necesario establecer los parámetros y la escala con que se realizara dicha evaluación y comparación.

ESCALA DE EVALUACIÓN

1. Deficiente.
2. Aceptable
3. Bueno
4. Muy bueno
5. Excelente

PARÁMETROS DE EVALUACIÓN

- 1) Espacio ocupado.
- 2) Tiempo de fabricación de la maquina.
- 3) Costo de fabricación de la maquina.
- 4) Alineación y sujeción de la barra.
- 5) Disminución de las vibraciones y el ruido.

- 6) Rango de trabajo con varios diámetros de barras, materiales y opcionalmente geometría de la sección de la barra (circulares, hexagonales y cuadradas), realizando el mínimo cambio de partes en la máquina.
- 7) Partes o piezas susceptibles a desgaste.
- 8) Versatilidad en su manejo.
- 9) Mantenimiento.
- 10) Seguridad en su operación.

MATRIZ DE EVALUACION

PARAMETROS DE EVALUACION	PONDERACION (%)	SOLUCIONES					
		A	B	C	D	E	F
1	10	2	4	2	2	5	5
2	10	1	3	1	2	1	4
3	10	2	4	1	2	1	4
4	15	5	3	3	3	3	4
5	10	3	3	3	3	3	3
6	15	4	3	1	2	3	5
7	10	4	2	5	4	3	3
8	10	3	4	2	2	2	4
9	5	2	4	4	3	3	3
10	5	5	3	4	2	3	3
PUNTAJE TOTAL	100	64	65	48	50	54	79

De acuerdo la matriz morfológica, existe dos sistemas que resultan ganadores, la solución F y la solución B. Para poder discriminar mejor el sistema que será el que se desarrolle, hacemos un análisis más profundo de cada una de las opciones:

- ✓ La solución B, presenta la desventaja que se requiere un tiempo de fabricación mayor que la solución F, debido a que requiere de piezas cuya elaboración es mas complicada. Los ajustes y tolerancias para su ensamblaje demandan mayor precisión.
- ✓ La solución B, inicialmente, fue una de las ideas que se estudio con cierta profundidad, luego de tener un prototipo a escala, el cual se construyo utilizando aluminio; garantiza ante todo una gran centricidad de la barra al estar sujeta entre tres puntos que se cierran en equitativamente, sin embargo la desventaja se presenta debido a su gran peso y volumen ocupado.
- ✓ La solución F, resulta la más conveniente a desarrollar, se pueden colocar elementos absorbedores de vibración al utilizar apliques de goma o plástico en contacto directo con la barra.
- ✓ La solución B únicamente permite trabajar con barras circulares.
- ✓ La solución B, no presenta problemas con partes expuestas a roce directo con la barra, excepto en las partes del mecanismo interno.

CAPITULO 4

CAPITULO 4: DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCION.

En este capitulo se detallan todas las características del equipo y los cálculos relacionados con las partes que lo componen.

La base del equipo debe proporcionar estabilidad y rigidez al sistema, debe permitir una buena sujeción al piso. Se consideró para el diseño la utilización de una plancha de acero como base en la cual se sujeta todo el equipo al piso, sobre ellas se unirán las columnas por soldadura, estas columnas son tubos estructurales.

Sobre la base se coloca la mesa, donde se encuentran todas aquellas partes móviles y de sujeción de la barra que se alimenta al torno. La característica mas importante es que su deflexión sea mínima, por lo tanto no muy pesada y que pueda manipularse con facilidad para lograr un ajuste adecuado del equipo. Las guías de los carritos móviles se encuentran directamente unidas a la mesa, el ajuste debe ser preciso para evitar juegos excesivos entre los carritos y las guías que perjudiquen aumentando las vibraciones.

La pinza de sujeción será una pieza cónica que permita el ajuste de la goma contra la barra a través de una pieza se apriete, la rosca debe tener una longitud adecuada para evitar un desajuste en operación, aunque esta pieza no transmite potencia y la idea es que se comporte como un apoyo sobre el cual la barra puede girar con el mínimo de fricción, evitando que tienda a salirse de su centro de rotación, se colocara un rodamiento.

El numero de apoyos sobre los que se encuentre la barra disminuirán la deflexión de la misma, disminuyendo también el efecto vibratorio (fuera de las velocidades criticas). Pero debe tenerse en cuenta que la alimentación de la barra es lateral, por lo tanto los apoyos intermedios serán del tipo en “V”, con superficies de deslizamiento.

4.1 CALCULOS-ANALISIS DE VIBRACIONES

4.1.1 CALCULO DE DEFLEXIÓN DE LA BARRA A ALIMENTAR

CASO I.-

Estudiaremos la deflexión que se produce en las barras de 3 metros de longitud por su propio peso para los diámetros comprendidos entre 12.7 mm y 76.2 mm.

El esquema general de operación corresponde a una barra sujeta en el mandril del torno, esta será del tipo empotramiento.

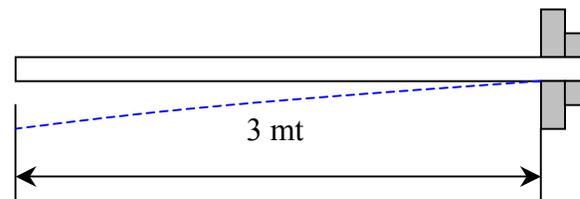


Fig.4.1.1.1 Esquema de deflexión de barra empotrada.

----- Deflexión de la barra

Este caso lo modelamos como un empotramiento simple, (ver anexo #1) la formula para la deflexión máxima en el extremos libre de la barra es:

$$y_{\max} = \frac{w \cdot L^4}{8 \cdot E \cdot I} \quad \text{Ec. 1}$$

Si consideramos que las barras hechas de acero son mas pesadas, entonces:

$$E = 207 \times 10^9 \frac{N}{m^2}$$

Y sabiendo que el peso se considera como una carga distribuida a lo largo de la barra y es proporcional al diámetro de la misma, relación obtenida a través de la densidad y el volumen, tenemos:

$$w = f(D, L)$$

$$w = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \rho \quad \text{Ec. 2}$$

La inercia para secciones circulares:

$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \quad \text{Ec. 3}$$

La deflexión es mayor en barras de menor diámetro.

DEFLEXION EN BARRAS CIRCULARES			
D(mm)	w(N/m)	I(m ⁴)	Ymax(mm)
12.7	9.94	1.28E-09	380.74
25.4	39.78	2.04E-08	95.23
38.1	89.50	1.03E-07	42.32
50.8	159.11	3.27E-07	23.81
63.5	248.60	7.98E-07	15.24
76.2	357.99	1.65E-06	10.58

Tabla 4.1.1.1 Deflexión en barras circulares, caso I. Fuente: R.Balderrama/C. Iglesias

CASO II.-

Para resolver el problema de la deflexión, se consideró colocar un apoyo en el extremo libre de la barra:

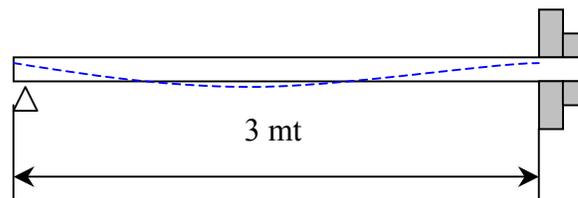


Fig. 4.1.1.2 Esquema de deflexión de barra empotrada con un apoyo.

----- Deflexión de la barra

Este caso lo modelamos como un empotramiento con un apoyo, (ver anexo #1, ecuación 1) la fórmula para la deflexión máxima de la barra es:

$$y_{\max} = \frac{w \cdot L^4}{185 \cdot E \cdot I} \quad \text{Ec. 4}$$

y ocurre a una distancia $x = 0.4215L$ del extremo empotrado. Recalculando las deflexiones para las diferentes barras:

DEFLEXION EN BARRAS CIRCULARES			
D(mm)	w(N/m)	I(m ⁴)	Ymax(mm)
12.7	9.94	1.28E-09	16.46
25.4	39.78	2.04E-08	4.12
38.1	89.50	1.03E-07	1.83
50.8	159.11	3.27E-07	1.03
63.5	248.60	7.98E-07	0.66
76.2	357.99	1.65E-06	0.46

Tabla 4.1.1.2 Deflexión en barras circulares, caso II. Fuente: R.Balderrama/C. Iglesias

Se observa que la flecha de la barra disminuye respecto al caso anterior.

CASO III.-

Para garantizar aún una menor deflexión, colocaremos un tercer apoyo, el cual estará ubicado de en la mitad de la barra

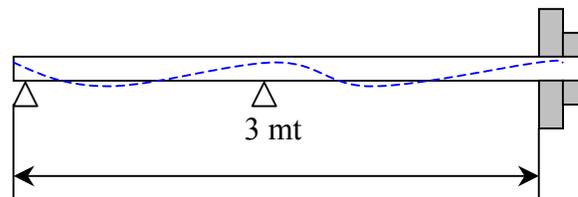


Fig. 4.1.1.3 Esquema de deflexión de barra empotrada con dos apoyos.

----- Deflexión de la barra

El modelo de la barra forma una estructura hiperestática, utilizaremos el método de superposición para el cálculo de las reacciones:

$$\text{Grado}_{\text{hiperestático}} = \text{Número}_{\text{reacciones}} - \text{Número}_{\text{Ec. Equilibrio}}$$

$$G.H. = 4 - 2 = 2$$

Ec. 5

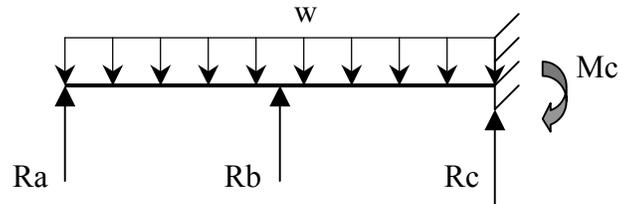


Fig 4.1.1.4 Esquema de fuerzas actuantes sobre la barra.

Ecuaciones de equilibrio estático:

$$\sum Mc = 0$$

$$Mc + Rb \cdot \frac{L}{2} + Ra \cdot L - \frac{w \cdot L^2}{2} = 0 \quad \text{Ec. 6}$$

$$\sum Fv = 0$$

$$Ra + Rb + Rc = w \cdot L \quad \text{Ec. 7}$$

Seleccionamos la estructura primaria y la sometemos a las cargas externas y a las reacciones redundantes, como si fueran externas, pero en forma individual.

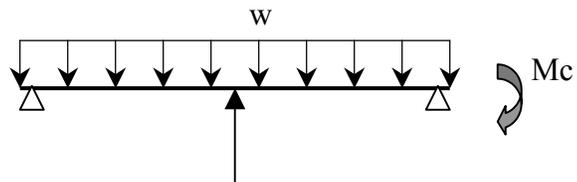


Fig 4.1.1.5 Esquema de la estructura primaria.

Dibujamos las deformadas:

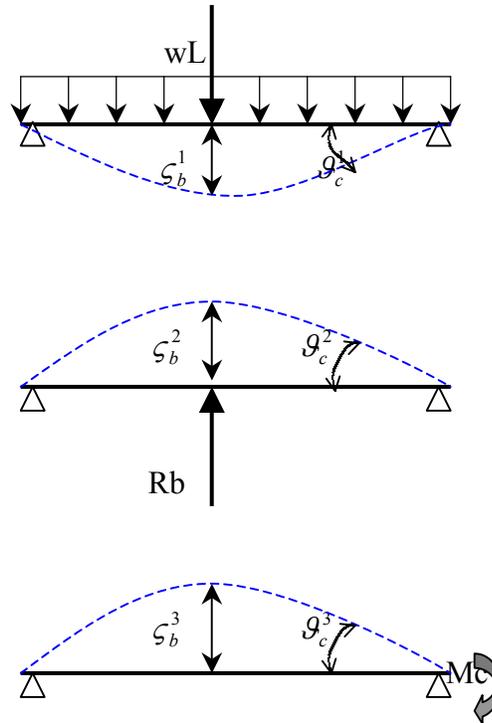


Fig 4.1.1.6 Esquema de las deformadas producidas por las fuerzas

Calculamos para cada caso de carga las deformaciones en las secciones donde están aplicadas las reacciones redundantes y establecemos las ecuaciones de compatibilidad.

$$\begin{aligned} -\zeta_b^1 + \zeta_b^2 + \zeta_b^3 &= 0 \\ \vartheta_c^1 - \vartheta_c^2 - \vartheta_c^3 &= 0 \end{aligned} \quad \text{Ec. 8 y 9}$$

De las tablas del anexo #1, ecuaciones (1), (2) y (7) sustituimos:

$$\frac{-5 \cdot w \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} + \frac{Rb \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I} + \frac{Mc \cdot L^2}{16 \cdot E \cdot I} = 0 \quad \text{Ec. 10}$$

$$\frac{w \cdot L^3}{24 \cdot E \cdot I} - \frac{Rb \cdot L^2}{16 \cdot E \cdot I} - \frac{Mc \cdot L}{3 \cdot E \cdot I} = 0 \quad \text{Ec. 11}$$

Resolvemos el sistema de ecuaciones en forma matricial:

$$\begin{bmatrix} L & \frac{L}{2} & 0 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & \frac{L}{48} & 0 & \frac{1}{16} \\ 0 & \frac{-L}{16} & 0 & \frac{-1}{3} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Ra \\ Rb \\ Rc \\ Mc \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{w \cdot L^2}{2} \\ w \cdot L \\ \frac{5 \cdot w \cdot L^2}{384} \\ \frac{-w \cdot L^2}{24} \end{bmatrix} \quad \text{Ec. 12}$$

Con la ayuda de una hoja dinámica de MATHCAD (ver anexo #7), resolvemos el sistema para diferentes valores de carga por unidad de peso (w), despejando el valor de las reacciones

Si la barra es de 76.2 mm de diámetro, $w = 357.99 \text{ N/m}$, entonces:

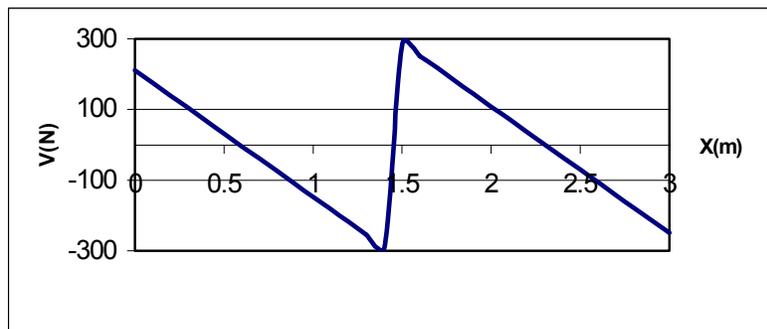
$$Ra = 210.96 \text{ N}$$

$$Rb = 613.7 \text{ N}$$

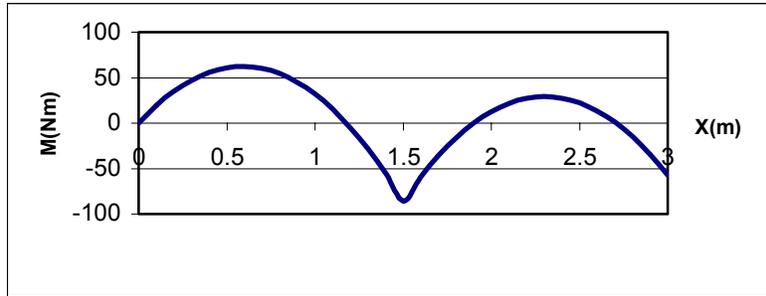
$$Rc = 249.31 \text{ N}$$

$$Mc = 57.53 \text{ N} \cdot \text{m}$$

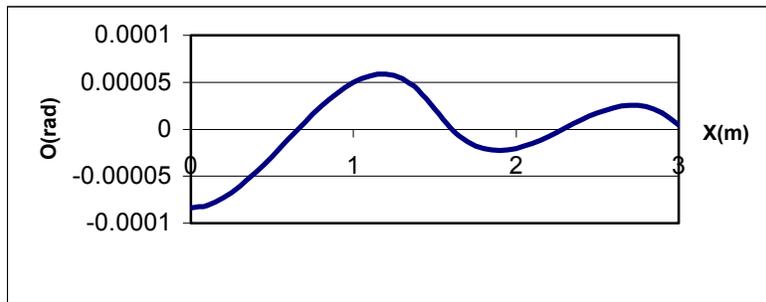
Graficamos la curva de fuerza cortante, momento flector, ángulo de la curva elástica y flecha de la barra:



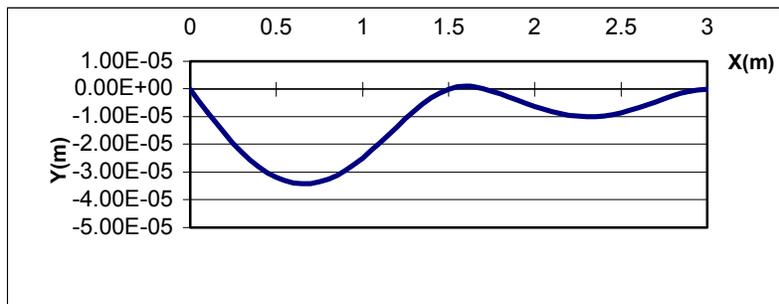
Grafica (a).



Grafica (b).



Grafica (c).



Grafica (d).

Fig 4.1.1.7 Graficas de: (a) fuerza cortante, (b) Momento flector, (c) Angulo y (d) Flecha de la barra.

La máxima deflexión se encuentra en $X = 0.6595$ m y es de 0.000034176 m.

Realizando el mismo análisis para las demás barras, tenemos:

DEFLEXION EN BARRAS CIRCULARES			
D(mm)	w(N/m)	I(m ⁴)	Ymax(mm)
12.7	9.94	1.28E-09	1.22980
25.4	39.78	2.04E-08	0.30761
38.1	89.50	1.03E-07	0.13671
50.8	159.11	3.27E-07	0.07690
63.5	248.60	7.98E-07	0.04921
76.2	357.99	1.65E-06	0.03417

Tabla 4.1.1.3 Deflexión en barras circulares, caso III. Fuente: R. Balderrama/C. Iglesias

4.1.2 CALCULO DE VELOCIDADES CRITICAS, METODO DE RAYLEIGH.

Para determinar la velocidad crítica de una barra colocada sobre apoyos, utilizamos el método de Rayleigh, sabiendo que obtendremos un valor aproximado de la velocidad crítica y que dicho valor puede tener un pequeño margen de error.

Para el análisis asumiremos que la barra trabaja como un conjunto de varias masas sobre un eje de masa despreciable, para ello dividiremos la barra en pequeños trozos de masa conocida (m_i) y deflexión estática conocida.

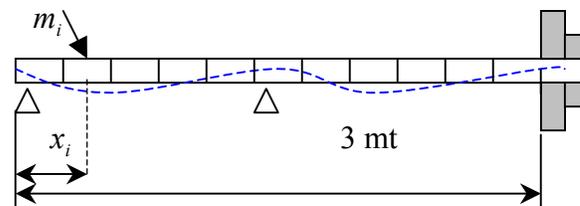


Fig. 4.1.2.1 Esquema de la barra considerada como un conjunto de varias masas

Para la barra de 76.2 mm de diámetro, de acero, cuya curva de deflexión se calculó anteriormente, podemos obtener lo siguiente:

$$\omega_n^2 = g \cdot \frac{\sum W_i \cdot \zeta_i}{\sum W_i \cdot \zeta_i^2}$$

$$\omega_n^2 = 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot \frac{0.000013005 \cdot Kg \cdot m}{0.000000031106 \cdot Kg \cdot m^2}$$

$$\omega_n = \sqrt{410142.89} \quad \text{Ec. 13}$$

$$\omega_n = 640.42 \cdot s^{-1}$$

$$n_c = \frac{60 \cdot \omega_n}{2 \cdot \pi} = \frac{60 \times 640.42}{2 \cdot \pi}$$

$$n_c = 6115.59 \cdot RPM$$

Este valor nos indica la velocidad de rotación en la cual la barra entra en resonancia, se debe trabajar en un valor mayor o menor.

Para las demás barras se realiza el mismo análisis, obteniendo los valores calculados para:

VELOCIDAD CRITICA EN BARRAS CIRCULARES		
D(mm)	w(N/m)	nc(RPM)
12.7	9.94	1040.35
25.4	39.78	2078.84
38.1	89.50	3120.58
50.8	159.11	4162.58
63.5	248.60	5200.47
76.2	357.99	6115.51

Tabla 4.1.2.1 Velocidades críticas en barras circulares. Fuente: R.Balderrama/C. Iglesias

En la tabla anterior podemos observar que al aumentar el diámetro de la barra aumenta la velocidad crítica.

4.1.3 CALCULO DE DEFLEXIÓN DE LA MESA.

La mesa de acuerdo al diseño preliminar, debe estar diseñada para que la flecha por pandeo sea menor a 0.0001 mm por mm de longitud de la viga, según lo recomendado para este tipo de maquinas.[13]

La mesa debe permitir un una buena sujeción contra la base además de garantizar la posibilidad de ajustarse a la altura que se requiera en el torno.

La mesa del torno soporta las cargas tanto estáticas como dinámicas de la barra en movimiento, para el análisis supondremos que la barra al ser trabajada no entra en resonancia o por lo menos no se aconseja trabajar a velocidades en las cuales se alcance una velocidad critica, por lo tanto se consideran únicamente cargas estáticas con un factor de seguridad.

Al conocerse la disposición de los apoyos en la barra, las reacciones que se producen por su peso y la posición inicial de trabajo (barra de 3 mt de largo), dibujamos el diagrama de cuerpo libre para esta disposición:

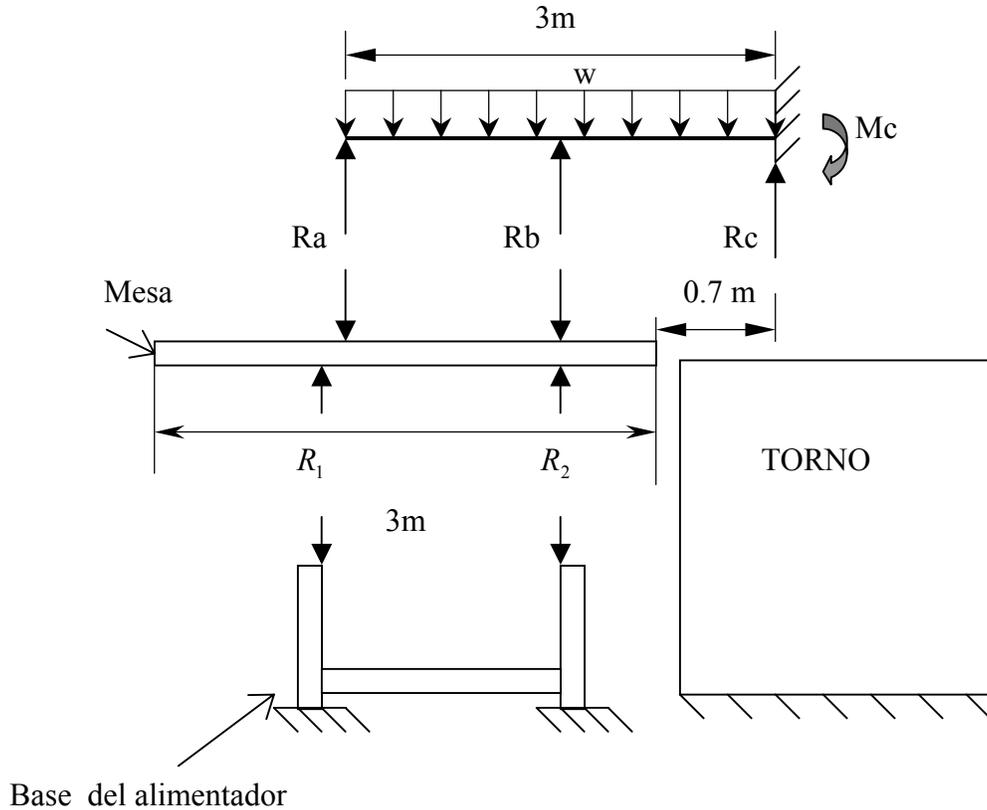


Fig. 4.1.3.1 Esquema de fuerzas sobre la base y la mesa del alimentador.

En la figura 4.1.3.1 podemos observar que las reacciones R_c y M_c son soportadas por el torno. Las reacciones R_a y R_b son transmitidas a la mesa del alimentador y la cual al estar soportada por la base presenta las reacciones R_1 y R_2 . Consideramos la base del alimentador lo suficientemente rígida como para evitar la deflexión de la mesa en los planos verticales, en los puntos de unión entre ambas partes no existe posibilidad de giro ni rotación, por lo tanto la mesa se considerará como una viga con doble empotramiento; las cargas mas desfavorables (barra de acero de 76.2 mm de diámetro) se utilizan para el cálculo.

$$R_a = 210.96N$$

$$R_b = 613.7N$$

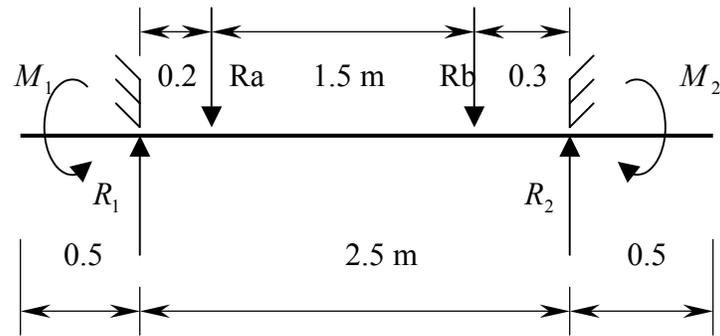


Fig. 4.1.3.2 Diagram de cuerpo libre de la mesa.

Aplicando el método de superposición, calculamos el valor de las reacciones:

$$\sum M_1 = 0$$

$$M_1 - Ra \cdot 0.2 - Rb \cdot 1.7 - M_2 + R_2 \cdot 2 = 0 \quad \text{Ec. 14}$$

$$\sum Fv = 0$$

$$Ra + Rb - R_1 - R_2 = 0 \quad \text{Ec. 15}$$

Dibujando esquemáticamente la deformación producida por las cargas aplicadas:

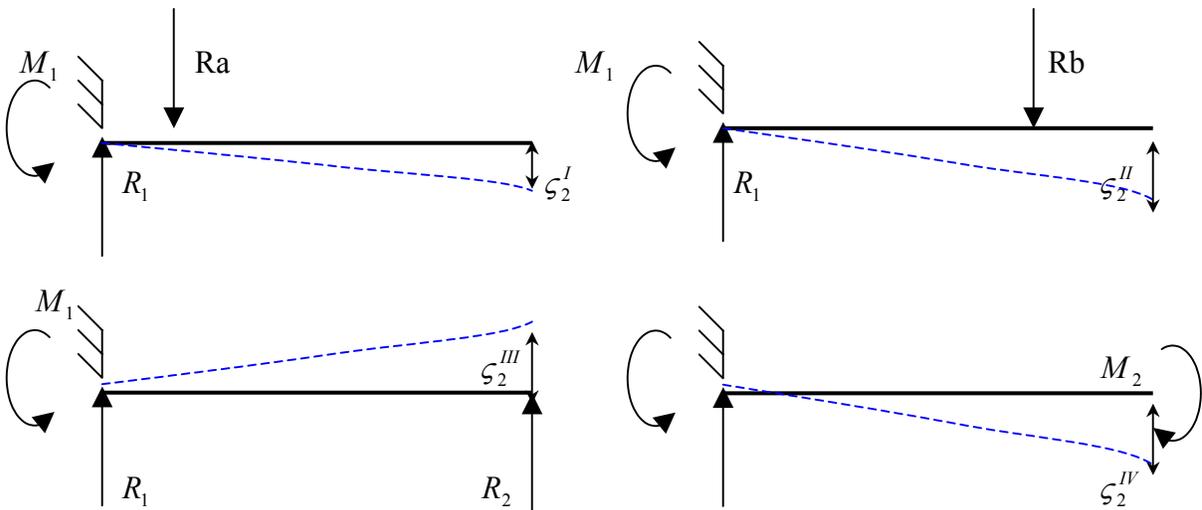


Fig.4.1.3.3Esquema de deformación de la mesa.

Estableciendo las ecuaciones de compatibilidad en el punto 2:

$$\begin{aligned} -\zeta_2' - \zeta_2'' + \zeta_2''' - \zeta_2^{IV} &= 0 \\ -\vartheta_2' - \vartheta_2'' + \vartheta_2''' - \theta_2^{IV} &= 0 \end{aligned} \quad \text{Ec. 16 y 17}$$

De las tablas del anexo #1, sustituimos las ecuaciones (4), (5) y (6):

$$-\frac{Ra \cdot 0.2^2}{6 \cdot E \cdot I} \cdot (3 \cdot 2 - 0.2) - \frac{Rb \cdot 1.7^2}{6 \cdot E \cdot I} (3 \cdot 2 - 1.7) + \frac{R_2 \cdot 2^3}{3 \cdot E \cdot I} - \frac{M_2 \cdot 2^2}{2 \cdot E \cdot I} = 0 \quad \text{Ec. 18}$$

$$-\frac{Ra \cdot 0.2^2}{2 \cdot E \cdot I} - \frac{Rb \cdot 1.7^2}{2 \cdot E \cdot I} + \frac{R_2 \cdot 2^2}{2 \cdot E \cdot I} - \frac{M_2 \cdot 2}{E \cdot I} = 0 \quad \text{Ec. 19}$$

Resolvemos el sistema de ecuaciones en forma matricial:

$$\begin{bmatrix} 0 & 2 & 1 & -1 \\ 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{8}{3} & 0 & -2 \\ 0 & 2 & 0 & -2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ M_1 \\ M_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Ra \cdot 0.2 + Rb \cdot 1.7 \\ -Ra - Rb \\ \frac{Ra \cdot 0.2^2 \cdot 5.8}{6} + \frac{Rb \cdot 1.7^{2.4.3}}{6} \\ \frac{Ra \cdot 0.2^2}{2} + \frac{Rb \cdot 1.7^2}{2} \end{bmatrix} \quad \text{Ec. 20}$$

Con la ayuda de una hoja dinámica de MATHCAD (ver anexo #7), resolvemos el sistema, despejando el valor de las reacciones:

$$\begin{aligned} R_1 &= 242.33N \\ R_2 &= 582.32N \\ M_1 &= 57.65N \cdot m \\ M_2 &= 136.82N \cdot m \end{aligned}$$

Para calcular la deflexión de la mesa, modelamos los elementos que la componen como una viga continua, formada por las guías y los perfiles angulares, además de una serie de costillas intermedias, para efectos de cálculo no se consideraron las costillas, sin embargo, estas ayudan a aumentar la rigidez.

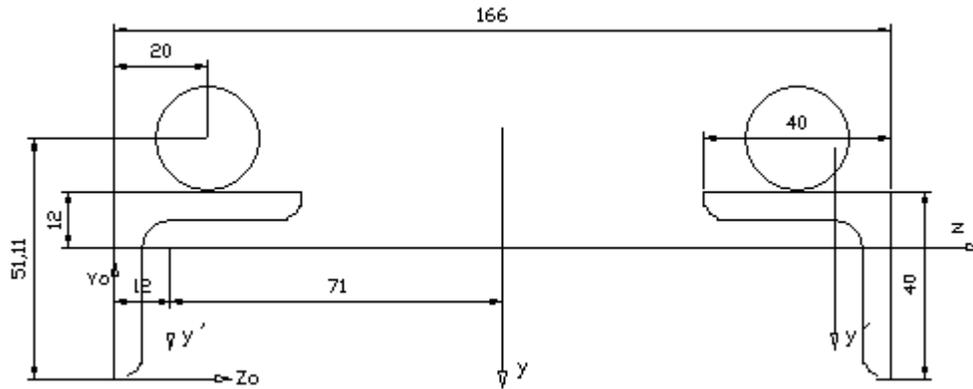


Fig 4.1.3.4 Sección transversal tipo de la mesa, sin costillas.

Ubicación del centroide del conjunto armado, respecto a los ejes Y_0 , Z_0 :

$$A_{\text{perfil}} = 448 \text{ mm}^2$$

$$A_{\text{barra}} = 387.77 \text{ mm}^2$$

$$I_{\text{perfil}, Y, Z} = 63100 \text{ mm}^4$$

$$I_{\text{barra}} = 11965.92 \text{ mm}^4$$

$$z_c = \frac{\sum A_i \cdot y_i}{\sum A_i}$$

$$z_c = \frac{448 \times 28 + 387.77 \times 51.11}{448 + 387.77}$$

$$z_c = 38.72 \text{ mm}$$

Ec.21

$$y_c = \frac{166}{2}$$

$$y_c = 83 \text{ mm}$$

Calculo de la inercia respecto al eje Y_c , aplicando el teorema de Esteiner:

$$I_c = I_c' + A \cdot d_{cc}^2$$

Ec.22

$$I_c = 2 \times [63100 + 448 \cdot (38.72 - 28)^2 + 11965.92 + 387.77 \cdot (51.11 - 38.72)^2]$$

$$I_c = 372153.50 \cdot \text{mm}^4$$

Para el cálculo de la deflexión aplicamos el método de doble integración. Escribimos primero la ecuación singular de momento flector:

$$M(x) = -M_1 \cdot \langle x \rangle^0 + R_1 \cdot \langle x \rangle - Ra \cdot \langle x - 0.2 \rangle - Rb \cdot \langle x - 1.7 \rangle + M_2 \cdot \langle x - 2 \rangle^0 \quad \text{Ec. 23}$$

Siendo:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{M}{E \cdot I} \quad \text{Ec. 24}$$

Las condiciones de borde son:

$$\begin{aligned} y(x=0) &= 0 & y'(x=0) &= 0 \\ y(x=2) &= 0 & y'(x=2) &= 0 \end{aligned}$$

Integrando la ecuación 24

$$\begin{aligned} E \cdot I \cdot y'(x) &= -M_1 \cdot \langle x \rangle^1 + \frac{R_1 \cdot \langle x \rangle^2}{2} - \frac{Ra \cdot \langle x - 0.2 \rangle^2}{2} - \frac{Rb \cdot \langle x - 1.7 \rangle^2}{2} + M_2 \cdot \langle x - 2 \rangle^1 + C_1 \\ E \cdot I \cdot y(x) &= -\frac{M_1 \cdot \langle x \rangle^2}{2} + \frac{R_1 \cdot \langle x \rangle^3}{6} - \frac{Ra \cdot \langle x - 0.2 \rangle^3}{6} - \frac{Rb \cdot \langle x - 1.7 \rangle^3}{6} + \frac{M_2 \cdot \langle x - 2 \rangle^2}{2} + C_1 \cdot x + C_2 \end{aligned}$$

Evaluando en las condiciones de borde despejamos el valor de las constantes de integración:

$$\begin{aligned} C_1 &= 0 \\ C_2 &= 0 \end{aligned}$$

Finalmente la ecuación de la curva elástica es:

$$y(x) = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \left(-\frac{M_1 \cdot \langle x \rangle^2}{2} + \frac{R_1 \cdot \langle x \rangle^3}{6} - \frac{Ra \cdot \langle x - 0.2 \rangle^3}{6} - \frac{Rb \cdot \langle x - 1.7 \rangle^3}{6} + \frac{M_2 \cdot \langle x - 2 \rangle^2}{2} \right) \quad \text{Ec.25}$$

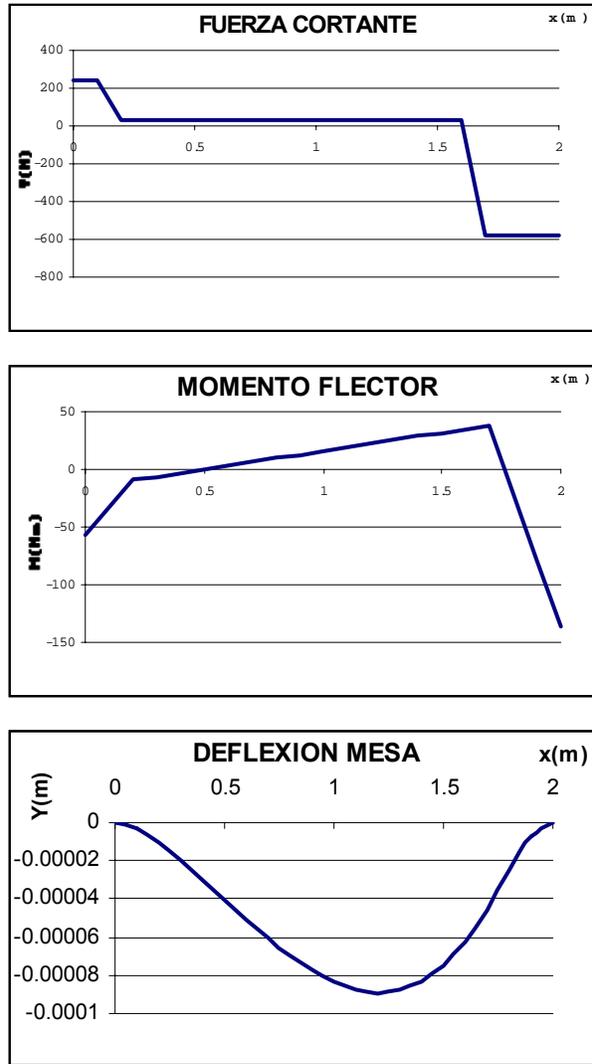


Fig.4.1.3.5 Graficas de Fuerza cortante, momento flector y deflexión de la mesa.

Fuente: R.Balderrama/C. Iglesias

La máxima deflexión se presenta en el punto $X=1.2079$ m:

$$Y_{\max} = -8.925539 \times 10^{-5} \cdot m$$

$$Y_{\max} = -0.08925539 \cdot mm$$

El valor resulta satisfactorio ya que es menor al recomendado:

$$Y_{perm} = 0.0001 \frac{mm}{mm_{longitud}} * 2000mm = 0.2 \cdot mm$$

$$Y_{\max} < Y_{perm}$$

Para verificar la viga contra falla por esfuerzos, calculamos el máximo esfuerzo normal:

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \frac{M_{\max} \cdot c}{I_z} \\ \sigma_{\max} &= \frac{136.81 Nm \times 0.03872 m}{3.7215 \times 10^{-7} \cdot m^4} \\ \sigma_{\max} &= 14234135.10 \cdot \frac{N}{m^2} = 14.23 \cdot MPa\end{aligned}\quad \text{Ec.26}$$

Para el material de la viga sección L, el esfuerzo máximo permisible:

$$\begin{aligned}\sigma_{\max}^{perm} &= 0.66 \cdot \sigma_{ced} = 0.66 \cdot 250 \cdot MPa = 165 \cdot MPa \\ \sigma_{\max} &< \sigma_{\max}^{perm}\end{aligned}\quad \text{Ec.27}$$

4.1.4 CALCULO DE LA BASE.

La base del equipo esta constituida por 2 columnas unidas a través de dos vigas horizontales, para el calculo de las columnas supondremos que o existen las vigas horizontales, por lo tanto será la condición más crítica.

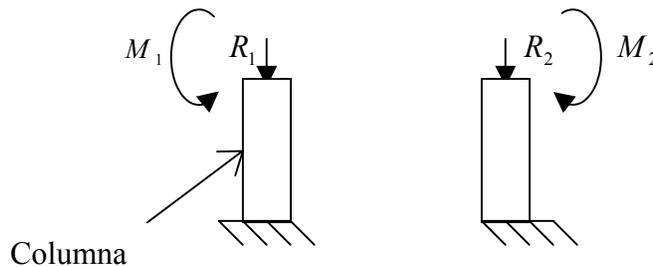


Fig.4.1.4.1 Esquema de las columnas de la base

Donde el valor de reacciones es conocido:

$$\begin{aligned}R_1 &= 242.33 N \\ R_2 &= 582.32 N \\ M_1 &= 57.65 N \cdot m \\ M_2 &= 136.82 N \cdot m\end{aligned}$$

La columna que soporta las mayores cargas será calculada y dimensionada. Asumimos el modelo de la columna con empotramiento en ambos extremos, el factor de longitud efectiva recomendado es:

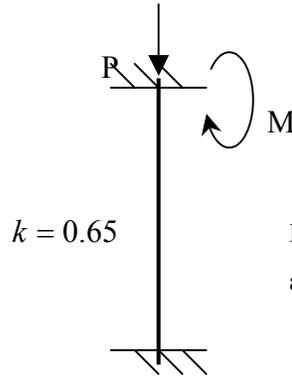


Fig.4.1.4.2 Esquema de las fuerzas actuantes en la columna.

De acuerdo al método propuesto por la AISC (American Institute of Steel Construction), calculamos la esbeltez característica:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 \cdot E}{\sigma_{ced}}} \quad \text{Ec.28}$$

Consideramos un acero estructural ASTM A-500:

$$\sigma_{ced} = 3515 \frac{Kg}{cm^2} = 351.5 MPa$$

Entonces:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 \cdot 207 \times 10^9}{351.5 \times 10^6}} = 107.81$$

El sistema requiere que la columna tenga una altura máxima de 0.83 m. y que además sea ancha para dar estabilidad al sistema. Seleccionamos el perfil de estructural de sección rectangular de 40 x 80 (Ver anexo #6) :

$$r_x = 2.84 cm = 0.0284 m$$

$$r_y = 1.66 cm = 0.0166 m$$

$$\frac{k \cdot l}{r_x} = \frac{0.65 \cdot 0.83}{0.0284} = 18.99$$

$$\frac{k \cdot l}{r_y} = \frac{0.65 \cdot 0.83}{0.0166} = 32.5$$

de ambos valores tomamos el mayor como el más desfavorable y verificamos que es menor que el valor de la esbeltez característica, por lo tanto podemos considerar la columna como corta. Calculamos el esfuerzo de trabajo:

$$F.S. = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \cdot \left(\frac{k \cdot l / r}{C_c} \right) - \frac{1}{8} \left(\frac{k \cdot l / r}{C_c} \right)^3$$

$$F.S. = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \cdot \left(\frac{32.5}{107.81} \right) - \frac{1}{8} \left(\frac{32.5}{107.81} \right)^3 = 1.77$$

$$\sigma_w = \frac{\sigma_{ced}}{F.S.} \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{k \cdot l / r}{C_c} \right)^2 \right] \quad \text{Ec. 29}$$

$$\sigma_w = \frac{351.5 \text{ Mpa}}{1.77} \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{32.5}{107.81} \right)^2 \right] = 188.89 \text{ Mpa}$$

Calculamos el esfuerzo aplicado debido a las cargas:

$$\sigma_{aplicado} = \frac{P}{A} + \frac{M \cdot x}{I_y}$$

$$\sigma_{aplicado} = \frac{582.32 \text{ N}}{5.02 \times 10^{-4} \text{ m}^2} + \frac{136.82 \text{ Nm} \cdot 0.02 \text{ m}}{13.84 \times 10^{-8} \text{ m}^4} = 20.93 \text{ Mpa} \quad \text{Ec. 30}$$

$$\sigma_{aplicado} < \sigma_w$$

Para aumentar la rigidez, y lograr mayor estabilidad, la columna se compone de dos vigas de sección rectangular, espaciadas entre si 40 mm, lo cual permitirá una mejor sujeción contra la mesa y la base.

4.1.5 CALCULO DE RODAMIENTO

Según el catalogo SKF, la capacidad de carga dinámica:

$$C = P \cdot (L_{10})^{1/k} \quad \text{Ec. 31}$$

donde P se calcula como:

$$P = X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa \quad \text{Ec.32}$$

Fr: componente de fuerza radial

Fa: componente de fuerza axial

V: factor de rotación V=1 si la pista interna gira, V=1.2 si la pista externa gira

X: coeficiente de carga radial del rodamiento

Y: coeficiente de carga axial del rodamiento

L_{10} : duración en millones de revoluciones

L_h : duración de diseño para el rodamiento en horas

$$L_{10} = \frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6} \quad \text{Ec.33}$$

Para el diseño tenemos que la velocidad máxima de corte para metales en un torno es de 300 m/min, por lo tanto la velocidad de rotación de la barra es proporcional al diámetro de la misma.

$$\begin{aligned} V_{corte}^{\max} &= 300 \cdot m / \min \\ n_{rodamiento}^{\max} &= \frac{V_{corte}^{\max}}{d_{barra}} \\ n_{rodamiento}^{\max} &= \frac{300 \times 1000}{12.7 \times \pi} = 7519.13 \cdot rpm \\ n_{rodamiento}^{\max} &= 7519.13 \cdot rpm \end{aligned} \quad \text{Ec. 34}$$

Si la vida de diseño es $L_h = 10000$ horas, de acuerdo al tipo de equipo a diseñar y los requerimientos de funcionamiento del equipo:

$$L_{10} = \frac{10000 \times 60 \times 7519.13}{10^6} = 4511.47$$

$$L_{10} = 4511.47$$

Cuando el torno esta funcionando, el alimentador cumple la función de solo permitir una rotación de la barra sobre su propio eje, por lo tanto la carga es únicamente radial, Esta carga radial es igual al peso de la barra de mayor diámetro (38.1 mm, 107 Kg) entre tres apoyos.

$$P = X \cdot V \cdot Fr$$

$$Fr = \frac{107}{3} \text{ Kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 = 349.89 \text{ N}$$

$$Fr = 349.89 \text{ N}$$

$$V = 1$$

$$P = 1 \times 1 \times 349.89 \text{ N}$$

$$P = 349.89 \cdot \text{N}$$

Luego la capacidad dinámica requerida será:

$$C = P \cdot (L_{10})^{1/k}$$

$$k = 3$$

$$C = 349.89 \cdot (4511.47)^{1/3}$$

$$C = 5781.46 \cdot \text{N}$$

De acuerdo al catalogo de rodamientos (ver anexo #5), con el valor de la capacidad dinámica y la geometría se selecciona el rodamiento, cuyas características se muestran en la tabla de los anexos y cumple con lo siguiente:

$$C_{rodamiento} = 23000 \cdot N \} C_{requerido} = 5781.46 \cdot N$$

Para facilitar la construcción se selecciono una chumacera tipo UCP 208, dimensiones principales del rodamiento (ver anexo #5).

4.1.6 CALCULO DEL SISTEMA DE AVANCE.

Para desplazar la barra hacia el torno se utiliza un sistema de poleas y guaya, que es accionada por manivelas. El avance requerido depende del numero de vueltas que se den a la manivela.

$$L_{avance} = d_m \cdot \pi \cdot n \quad \text{Ec. 35}$$

donde: “dm” es el diámetro medio de la polea con la guaya enrollada
y “n” es el número de vueltas que gira la polea.

$$d_m = 52mm$$

$$L_{avance} = 52 \times \pi \times n = 163.36 \cdot n \cdot [mm]$$

Si la manivela gira una vuelta completa, la barra se desplaza 163.36 mm.

La fuerza necesaria para vencer las fuerzas de roce, dependen de la carga, si consideramos un factor de fricción igual para todas las superficies de deslizamiento:

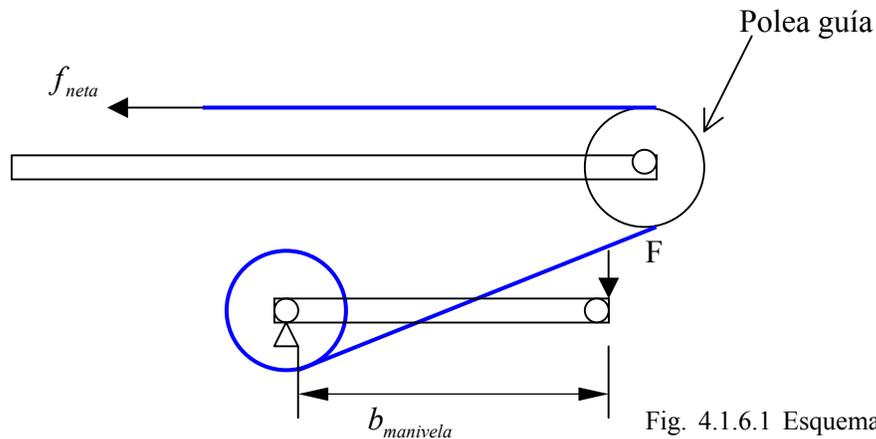


Fig. 4.1.6.1 Esquema de fuerzas en el sistema de avance.

PUNTO A	Carrito pinza móvil sobre guías	$R_a = 210.96 \text{ N}$
PUNTO B	Carrito apoyo móvil sobre guías	$R_b = 613.70 \text{ N}$
PUNTO C	Barra sobre plato del torno	$R_c = 249.31 \text{ N}$

El coeficiente de roce estimado es $\mu = 0.6$

La fuerza de roce neta será:

$$\begin{aligned}
 f_{neta} &= f_{ra} + f_{rb} + f_{rc} \\
 f_{neta} &= 210.96 \text{ N} \times 0.6 + 613.70 \text{ N} \times 0.6 + 249.31 \text{ N} \times 0.6 \quad \text{Ec.36} \\
 f_{neta} &= 1073.97 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Si la barra desplaza con una velocidad de 2 cm/seg, y la eficiencia mecánica del sistema es de un 80 % debido al roce de la guaya con las poleas y las poleas con los ejes, la potencia requerida se calcula como:

$$\begin{aligned}
 Pot &= \frac{F \cdot V}{\eta_{mec}} \\
 Pot &= \frac{1073.97 \text{ N} \times 0.02 \frac{m}{s}}{0.80} = 26.84 \text{ W} = 0.036 \text{ HP} \quad \text{Ec. 37}
 \end{aligned}$$

La fuerza F que se debe aplicar en la manivela depende del brazo de la misma.

$$\begin{aligned}
 F \cdot b_{manivela} &= f_{neta} \cdot \frac{d_m}{2} \\
 F &= \frac{1073.97 \text{ N} \times 0.026 \text{ m}}{0.15 \text{ m}} = 186.15 \text{ N} \quad \text{Ec. 38}
 \end{aligned}$$

El cálculo de la guaya contra falla estática depende del material y el área.

$$\begin{aligned}
 A_m &= 0.38 \cdot d^2 \\
 A_m &= 0.38 \cdot (0.003m)^2 = 3.42 \times 10^{-6} m^2 \\
 \sigma_w &= \frac{F}{A_m} && \text{Ec. 39} \\
 \sigma_w &= \frac{1073.97N}{3.42 \times 10^{-6} m^2} = 314.02MPa
 \end{aligned}$$

Seleccionamos un cable de acero con un esfuerzo de resistencia de 551.58 Mpa.
Para la selección del cable se considero lo siguiente:

- ✓ Carga útil
- ✓ Cargas de manejo
- ✓ Cargas de choque
- ✓ Fricción en poleas y cojinetes

El factor de seguridad asumido será:

$$F.S. = \frac{F_u}{F} = \frac{1378.95MPa \times 3.42 \times 10^{-6} m^2}{1073.97N} = 4.39 \quad \text{Ec. 40}$$

Para el cálculo contra fatiga, calculamos la presión de apoyo “p”

$$p = \frac{2F}{dD} \quad \text{Ec. 41}$$

donde F: la fuerza de tensión

d: diámetro del alambre

D: diámetro de la polea (52 mm)

$$p = \frac{2 \times 1073.97}{0.003 \times 0.052} = 13.76MPa$$

Si el número de flexiones de la guaya alrededor de las poleas hasta la falla se estimada 0.5 millones (ver anexo #3), entonces la fuerza por flexión y fatiga es:

$$F_f = \frac{(p/Su)SudD}{2} \quad \text{Ec. 42}$$

$$F_f = \frac{1.5 \times 1378.95 \text{ Mpa} \times 0.003 \text{ m} \times 0.052 \text{ m}}{2} = 161337.15 \text{ N}$$

$$F.S. = \frac{F_f}{F} = \frac{161337.15 \text{ N}}{1073.97 \text{ N}} = 150.2 \quad \text{Ec. 43}$$

La falla contra fatiga no es crítica. El esfuerzo ultimo del alambre se estimo de 200 Ksi.

4.1.7 CALCULO DE TORNILLOS

4.1.7.1 TORNILLO DE AJUSTE ENTRE LA MESA Y LA BASE

De acuerdo a la forma constructiva de las columnas que soportan la mesa, se colocaron 4 tornillos por cada columna para garantizar el apriete entre los perfiles y los tubos estructurales.

El tornillo central no será calculado porque solo sirve de guía para el ajuste de la altura.

Para el tornillo sujeto a corte y esfuerzos de tracción seleccionamos un tornillo grado 8.8

$$\sigma_{perm}^{max} = 600 \text{ MPa}$$

Si $F = n \cdot F_1$ donde n es el factor de seguridad y se asume que $n = 4$.

$$F = 4 \times 582.32 \text{ N} = 2329.28 \text{ N}$$

Siendo el esfuerzo cortante $\tau = \frac{3 \cdot V}{2 \cdot A} = \frac{3 \cdot F}{2 \cdot A_{tension}}$ Ec. 44

Inicialmente el esfuerzo de tracción se consideró igual a cero $\sigma = 0$

Por la Ec. De Von Misses

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{3} \cdot \frac{3 \cdot F}{2 \cdot A_{tension}} \quad \text{Ec. 45}$$

Igualando este esfuerzo al máximo permisible por el material:

$$\sigma_{perm}^{\max} = \sigma_{eq} \quad \text{Ec. 46}$$

Despejamos el Área de tensión requerida por el tornillo:

$$A_{tension} = \frac{\sqrt{3} \cdot 3 \cdot F}{2 \cdot \sigma_{perm}^{\max}} = \frac{\sqrt{3} \times 3 \times 2329.28N}{2 \times 600MPa} = 1.0081 \times 10^{-5} m^2 = 10.08 mm^2$$

De la tabla en el anexo #2, el tornillo seleccionado tiene un área de tensión mayor a la calculada, será de rosca basta UNC:

3/8 “ x 1”

La junta esta compuesta por cuatro tornillos por lo tanto el F.S. aumenta. La tensión inicial de apriete será:

$$F_i = 0.9 \cdot A_t \cdot \sigma_{perm}^{\max} \quad \text{Ec. 47}$$

$$F_i = 0.9 \times 4.99 \times 10^{-5} m^2 \times 600MPa = 26999 N$$

El par de torsión de apriete será:

$$T = 0.2 \cdot F_i \cdot d \quad \text{Ec. 48}$$

$$T = 0.2 \times 26999 N \times 0.009525 m = 51.43 NM$$

4.1.7.2 TORNILLO DE SUJECIÓN DE PLACAS DE SUJECIÓN DE POLEAS

La condición de carga sobre la polea indica que existen dos fuerzas, la de fricción que se transmite por la guaya y la que se aplica en la manivela:

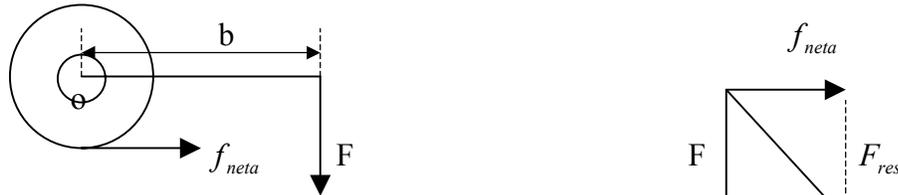
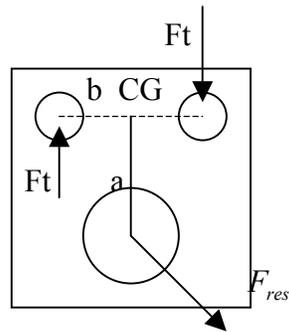


Fig. 4.1.7.2.1 Diagrama de cuerpo libre sobre la polea.

Las placas atornilladas que sujetan las poleas tienen dos tornillos de sujeción,



$$F_{res} = \sqrt{f_{neta}^2 + F^2}$$

$$F_{res} = \sqrt{1073.97^2 + 186.15^2} = 1089.98N$$

Ec. 49

Fig. 4.1.7.2.2 Diagrama de cuerpo libre sobre la plaqueta de sujeción.

La sumatoria de momentos respecto al centro de gravedad, nos permite calcular las fuerzas tangenciales a las que están sometidos los tornillos:

$$\sum M_{CG} = 0 = f_{neta} \cdot a - 2 \cdot Ft \cdot b$$

$$Ft = \frac{f_{neta} \cdot 48.75mm}{2 \cdot 21.5mm} = 1217.58N$$

Los tornillos están sometidos a un esfuerzo cortante, si son tornillos grado 8.8, despejamos el Área de tensión requerida:

$$A_{tension} = \frac{\sqrt{3} \cdot 3 \cdot (F + Ft)}{2 \cdot \sigma_{perm}^{max}} = \frac{\sqrt{3} \times 3 \times (186.15 + 1217.58)N}{2 \times 600MPa} = 6.078 \times 10^{-6} m^2 = 6.07mm^2$$

De la tabla en el anexo #2, el tornillo seleccionado tiene un área de tensión mayor a la calculada, será de rosca basta UNC:

3/8 “ x 1”

La junta esta compuesta por cuatro tornillos por lo tanto el F.S. aumenta. La tensión inicial de apriete será:

$$F_i = 0.9 \cdot A_t \cdot \sigma_{perm}^{max}$$

$$F_i = 0.9 \times 4.99 \times 10^{-5} m^2 \times 600 MPa = 26999 N$$

El par de torsión de apriete será:

$$T = 0.2 \cdot F_i \cdot d$$

$$T = 0.2 \times 26999 N \times 0.009525 m = 51.43 NM$$

4.1.7.3 TORNILLO DE AJUSTE DEL APOYO EN “V” MOVIL

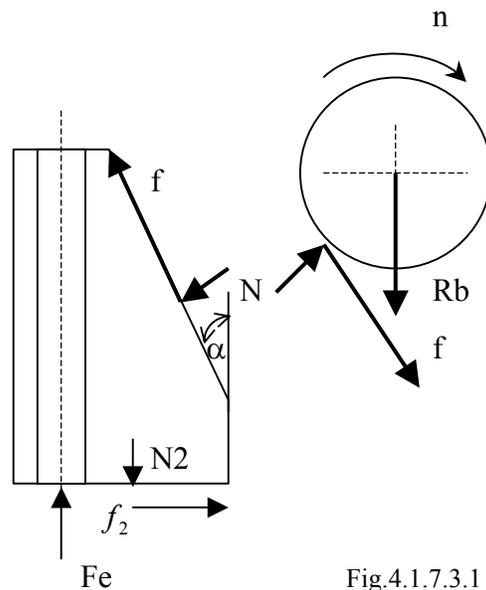


Fig.4.1.7.3.1 Detalle del apoyo en el punto b

Para calcular la fuerza que debe ejercer el tornillo contra la guía para garantizar que el apoyo no deslice, asumimos que el coeficiente de roce entre la guía y el apoyo es de 0.6, por lo tanto:

$$N = \frac{Rb}{2} = \frac{613.7N}{2} = 306.85N$$

$$N_x = N \cdot \cos \alpha = 300.14N$$

$$N_y = N \cdot \text{sen} \alpha = 63.79N$$

La fuerza de roce depende de la velocidad a la que gira la barra y de la superficie de contacto, acero-bronce, asumimos un coeficiente de 0.4:

$$f = N \cdot \mu_c$$

$$f = 306.85N \cdot 0.4 = 122.74N$$

La fuerza normal entre el apoyo y la guía debe garantizar una fuerza de roce lo suficientemente grande como para evitar el deslizamiento, escribiendo las ecuaciones de equilibrio estático:

$$\sum F_v = 0$$

$$Fe + f \cos \alpha - N_y - N_2 = 0$$

$$\sum F_h = 0$$

$$f_2 - N_x - f \text{sen} \alpha = 0$$

$$N_2 \cdot \mu = f_2$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones:

$$Fe = N_y + \frac{N_x + f \text{sen} \alpha}{0.6} - f \cos \alpha$$

$$Fe = 63.79 + \frac{300.14 + 25.51}{0.6} - 120.06 = 486.49N$$

$$f_2 = 325.65N$$

Fe es la fuerza que debe ejercer el tornillo para evitar el deslizamiento, si el tornillo es de acero grado 8.8 con una resistencia máxima permitida de 600 Mpa y esta sometido a una fuerza cortante debido a f_2 , entonces despejamos el área de tensión requerida:

$$A_{tension} = \frac{\sqrt{3} \cdot 3 \cdot (f_2)}{2 \cdot \sigma_{perm}^{max}} = \frac{\sqrt{3} \times 3 \times (325.65)N}{2 \times 600MPa} = 1.41 \times 10^{-6} m^2 = 1.41 mm^2$$

De la tabla en el anexo #2, el tornillo seleccionado tiene un área de tensión mayor a la calculada, será de rosca basta UNC:

Tornillo prisionero con cabeza hueca hexagonal 3/8 " x 2"

4.1.8 CALCULO DE UNIONES SOLDADAS.

4.1.8.1 UNIONES SOLDADAS ENTRE LAS COLUMNAS Y LA BASE

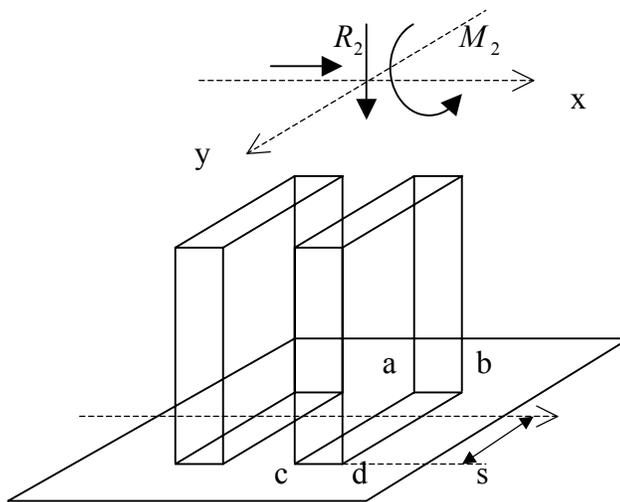


Fig.4.1.8.1.1 Esquema de la unión soldada entre la base y las columnas.

La longitud del cordón requerido para soldar las columnas contra las bases, se determina a partir del análisis de esfuerzos. Para facilitar el cálculo, analizaremos una sola sección (a,b,c,d), con la mitad de las cargas totales. El momento de inercia sobre el eje X, consiste en la contribución realizada por las soldaduras en las direcciones X e Y.

$$\begin{aligned}
 I_x &= 2I_{ab} + 2I_{ac} \\
 I_{ab} &= Lts^2 = 0.04m \times t \times 0.04^2 = 6.4 \times 10^{-5} \cdot t \\
 I_{ac} &= \frac{L^3 t}{12} = \frac{0.08^3 t}{12} = 4.26 \times 10^{-5} \cdot t \\
 I_x &= 2.13 \times 10^{-4} \cdot t
 \end{aligned}
 \tag{Ec. 50}$$

El momento M produce un esfuerzo de tensión por flexión en la junta, el análisis de esfuerzos en uniones soldadas se acostumbra suponer que tal esfuerzo actúa en forma perpendicular al área de garganta.

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{\frac{M_2}{2} \cdot \frac{d_{ac}}{2}}{2.13 \times 10^{-4} \cdot t} = \frac{\frac{136.82 Nm}{2} \times 0.04m}{2.13 \times 10^{-4} \cdot t} = \frac{12826.87}{t} Pa
 \tag{Ec. 51}$$

Aplicando el teorema de máximo esfuerzo cortante con un factor de seguridad de 3, de acuerdo al tipo de junta, material base y de aporte, despejamos el valor de “t”:

$$\begin{aligned}
 \frac{12826.87}{t} &= \frac{480 MPa \times 0.58}{3} \\
 t &= 1.3822 \times 10^{-4} m = 0.1382 mm \\
 h &= \frac{t}{0.707} = 0.19 mm
 \end{aligned}$$

No es común utilizar como longitud de cateto de la soldadura menos de 3mm, por lo tanto el cordón puede ser intermitente, u obviar el cordón cd. En este cálculo no se considero el esfuerzo de aplastamiento sin embargo este esfuerzo en la sección ab disminuiría el valor del esfuerzo resultante. Para garantizar mayor sujeción se colocaron refuerzos en los lados de las columnas, ver detalle fig.4.2.2 (b).

4.1.8.2 UNIONES SOLDADAS ENTRE LAS GUIAS DE COLUMNAS Y LA MESA

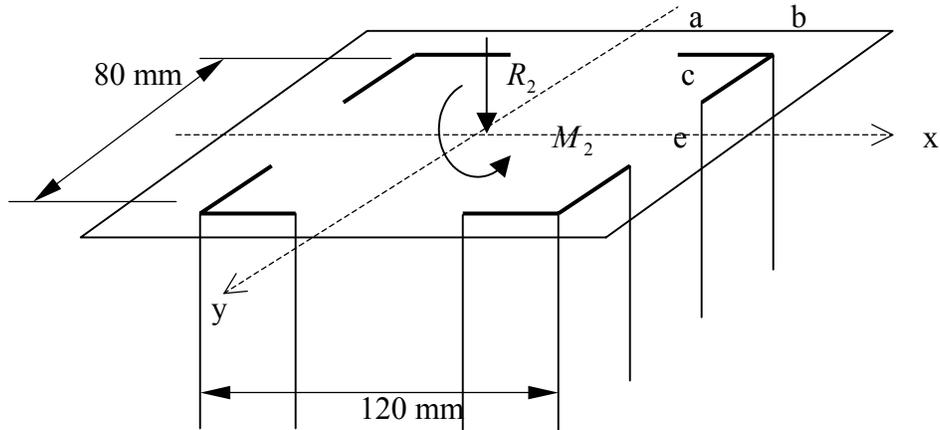


Fig.4.1.7.2.1 Esquema de la unión soldada entre los perfiles guía y la placa superior.

El momento de inercia sobre el eje X, consiste en la contribución realizada por las soldaduras en las direcciones X e Y.

$$\begin{aligned}
 I_x &= 4I_{ab} + 4I_{bc} \\
 I_{ab} &= Lts^2 = 0.03m \times t \times 0.04^2 = 4.8 \times 10^{-5} \cdot t \\
 I_{bc} &= \frac{L^3 t}{12} + Ltv^2 = \frac{0.03^3 t}{12} + 0.03 \cdot t \cdot (0.04 - 0.015)^2 = 1.87 \times 10^{-5} \cdot t \\
 I_x &= 2.67 \times 10^{-4} \cdot t \cdot m^4
 \end{aligned}
 \tag{Ec. 52}$$

El momento M produce un esfuerzo de tensión por flexión en la junta. Aunque no es riguroso, el análisis de esfuerzos en uniones soldadas se acostumbra suponer que tal esfuerzo actúa en forma perpendicular al área de garganta.

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{M_2 \cdot d_{be}}{2.67 \times 10^{-4} \cdot t} = \frac{136.83 Nm \times 0.04m}{2.67 \times 10^{-4} \cdot t} = \frac{20498.18}{t} Pa
 \tag{Ec. 53}$$

Aplicando el teorema de máximo esfuerzo cortante con un factor de seguridad de 3, despejamos el valor de “t”:

$$\frac{20498.18Pa}{t} = \frac{480MPa \times 0.58}{3}$$

$$t = 2.2088 \times 10^{-4} m = 0.2208mm$$

$$h = \frac{t}{0.707} = 0.31mm$$

No es común utilizar como longitud de cateto de la soldadura menos de 3mm, por lo tanto el cordón puede ser intermitente. (Ver figura 4.2.2 b)

4.1.9. DESCRIPCIÓN DE LA PINZA

La pinza de sujeción posterior esta compuesta por tres elementos, la pieza cónica, la goma y la tuerca de apriete. La goma debe deformarse lo suficiente como para garantizar el apriete de la barra.

Entre las diferentes pruebas realizadas con gomas y poliuretanos, podemos concluir que el poliuretano por tener una mayor rigidez, permite una mejor sujeción de las barras pesadas, pero deben fabricarse por un proceso de fundición, en el cual la pieza cónica puede utilizarse de molde, una vez obtenida la pieza debe tronzarse con el fin de disminuir su longitud y garantizar un mayor apriete. (Ver figura 4.1.9.1 y 4.2.4)

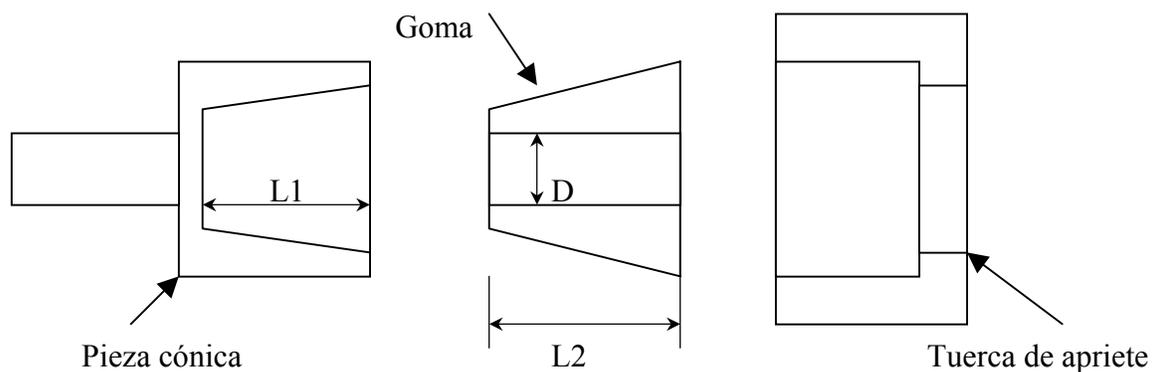


Fig.4.1.9.1 Partes que componen la pinza de sujeción.

La longitud L2 debe ser mayor que L1 para garantizar el ajuste por aplastamiento de la goma, así mismo el ángulo del cono de la pieza debe ser ligeramente menor que el de la goma.

4.2 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO

De acuerdo a los requerimientos que tiene el diseño y lo que la matriz de evaluación indica como la solución mas factible, además habiendo realizado los cálculos , procedimos a realizar la construcción formal de equipo.

El equipo a construir cuenta con una serie de partes y piezas que se fabrican en el taller de máquinas herramientas, utilizando procesos de: torneado, fresado, corte, soldadura, etc.



Fig.4.2.1 Sistema Alimentador de barras

El sistema está compuesto por cinco partes fundamentales:

1. Sistema de soporte: consiste en una base amplia en la cual se encuentran columnas soldadas a la base a través de las cuales se sujeta el equipo a la fundación (anclaje) . Sobre estas columnas de sección rectangular se coloca un pequeño sistema de elevación y descenso compuesto por un conjunto de tornillos y tuercas, con el objetivo de realizar ajustes de la maquina a la altura del túnel del torno, obteniendo la centricidad , alineación y nivelación del alimentador y el torno.



(a)



(b)

Fig.4.2.2 a) Sistema de ajuste de altura y nivelación, b) Base

2. Sistema de guías (mesas): esta conformada por dos barras de sección transversal circular que hacen de guías para el carro que porta la chumacera y a su vez la pinza móvil; Estas guías se encuentran apoyadas sobre dos perfiles L unidos a ellos por tornillos. Los perfiles se encuentran unidos entre si por medio de costillas soldadas, mediante las cuales se consigue aumentar la rigidez de la máquina y se disminuye el pandeo.

En la mesa se encuentra ubicada también el sistema de avance, el cual está compuesto por cuatro poleas de las cuales dos son poleas guía y las restantes son de tracción para avance y retroceso en donde se enrolla una pequeña guaya de acero.



Fig.4.2.3 Sistema de poleas de tracción.

3. Sistema de pinza móvil: esta compuesto por un carrito el cual posee un par de ranuras circulares por las cuales pasan las guías. En la parte superior de el se encuentra atornillada una chumacera que contiene a la pinza. Esta pinza se compone de tres elementos: a)El elemento de apriete, b) El aplique de goma y c)La pieza cónica. Ver figura

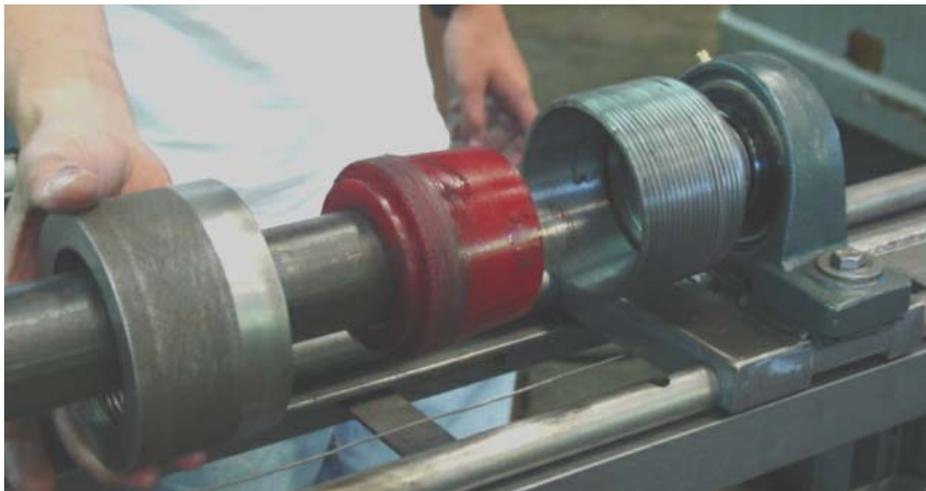


Fig. 4.2.4 Conjunto desarmado de pinza móvil.

4. Sistema de apoyo móvil: Se compone fundamentalmente por un pequeño carrito y dos apoyos regulables que tienen un plano inclinado en el extremo que toca la barra, evitando así el pandeo de la barra y realizando el centrado de la misma.



Fig. 4.2.5 Sistema de apoyo móvil.

5. Sistema de protección: Son dos guardas que se ubican sobre el alimentador donde hay riesgos de sufrir accidentes. La principal función de estas es evitar que en caso de falla la barra pueda salir por efectos de la rotación y producir un latigazo, causando daños al operador.
- 6.



Fig. 4.2.6 Sistema de protección.

4.3 PASOS DE INSTALACIÓN DEL ALIMENTADOR

1. Anclaje: este se realiza en la base de la maquina mediante unos pernos los cuales se deben fijar al piso con ramplus de expansión, tomando en cuenta la previa alineación con el torno al cual será instalar dicho alimentador.
2. Alineación y nivelación: la alineación se consigue mediante un rayo láser que debe apuntar al centro de una mirilla (diana) con la cual se tendrá referencia y la nivelación se realiza por medio de un nivel de gota a lo largo de la mesa.
3. Regulación de la altura de la mesa: esta se regula de acuerdo a la altura del túnel del torno en donde se desea instalar, por medio de dos tuercas centrales que al moverlas sobre una barra roscada producen el ascenso y el descenso vertical de dicha mesa. Al finalizar este ajuste y asumiendo que la maquina esta alineada y nivelada se procede al ajustar final proporcionado por los tornillos laterales, que impiden el desajuste.

4.4 PRINCIPIO DE OPERACIÓN

Para explicar el funcionamiento del conjunto, dividimos en etapas o fases cada procedimiento.

FASE I. Preparación del torno de control numérico, selección del materia a trabaja y el tipo de herramienta a utilizar.

FASE II. Se coloca en uno de los extremos de la barra seleccionada para trabajar un aplique de goma, para garantizar que se produzca la sujeción dentro de la pinza móvil del alimentador; dicho aplique es seleccionado de acuerdo al diámetro de la barra.

FASE III. Apertura las guardas de seguridad, luego se sitúa la barra sobre el alimentador y se sujeta esta por medio de una pinza móvil la cual se ajusta con un elemento de apriete que posee rosca, este elemento al enroscarse en dicha pinza provoca que el aplique de goma se comprima y aplaste y esto trae como consecuencia que la barra se sujete firmemente al conjunto de la pinza móvil.

FASE IV. Inicio del proceso. Las garras del plato del torno deben de estar abiertas y en espera de la barra.

FASE V. El alimentador empuja la barra hasta la posición deseada, mediante el accionamiento de una manivela por el operario. Se puede usar un tope en el porta herramienta para limitar el avance de la barra.

FASE VI. El torno cierra las garras, se ajusta de acuerdo al diámetro y longitud de la barra el apoyo intermedio ubicado en el alimentador, cerramos las guardas de seguridad y comienza el proceso de torneado.

FASE VII. Finaliza el proceso de mecanizado de la pieza, se detiene el torno, inmediatamente se retira la pieza terminada y luego se abren las garras del plato para repetir nuevamente la FASE V.

CAPITULO 5

CAPITULO 5: CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO

La esencia de la construcción es unir un conjunto de piezas de diferentes formas y tamaños con la finalidad de darle vida a una maquina, según exigencias del usuario y del diseño.

5.1 MEMORIA DESCRIPTIVA DE CONSTRUCCIÓN

En esta memoria se describen todas las etapas y los procesos por los cuales paso el diseño seleccionado para ser construido en el taller metalmecánica. Para la construcción del equipo se dividió el proceso en cuatro fases, estas son:

FASE I. Base (Bancada): De acuerdo a los requerimientos de rigidez, bajo peso y aprovechamiento del espacio, la base del equipo es una estructura realizada con planchas y perfiles estructurales de acero, (ver anexo - perfiles de sección rectangular, del catálogos de proveedores).

La unión entre las partes se realizó por medio de soldadura de arco eléctrico con protección de gas inerte (MIG) gas utilizado CO_2 . Se utilizó este proceso debido a su versatilidad y disponibilidad además por que representa un ahorro en tiempo de construcción.

La preparación de juntas para las soldaduras consiste únicamente en una limpieza adecuada y una buena sujeción de la pieza a soldar para evitar deformaciones excesivas por dilatación térmica.

Las perforaciones deben realizarse antes del montaje de las partes. Todos los cantos que tengan ángulos de 90° o resulten peligrosos deben redondearse sin afectar la función de la parte.

Para realizar el corte de las piezas y llevarlas a medida se utilizo una tronzadora y una guillotina.

N°	Operación	Descripción	Tiempo Aprox ¹ [min.]
1	Corte con Tronzadora	Corte de los perfiles (rectos).	10
2	Corte con Guillotina	Realizados a las placas de la base.	5
3	Taladrado	De placas y perfiles.	10
4	Soldadura MIG.	Soldadura de los perfiles Contra las placas y entre ellos.	20

Tabla 5.1.1 Detalle de operaciones de construcción Fase I. Fuente: R. Balderrama/C. Iglesias

FASE II.- MESA: La mesa del equipo lleva las guías del carrito y soporte móvil, esta se sujeta a un par de perfiles angulares L por medio de tornillos. A los perfiles L se les realiza una serie de perforaciones por las cuales van a pasar los tornillos que fijan las guías. A lo largo de los perfiles se encuentran ubicadas ocho costillas unidas a ellos por medio de soldadura.

Bajo los perfiles L se encuentran ubicadas dos placas rectangulares, a cada una de ellas se encuentra soldada una barra roscada de acero inoxidable y cuatro perfiles L con ranuras que forman una jaula.

En los extremos de la meza se encuentran fijados por medio de soldadura y tornillos los soportes de las poleas del sistema de avance. Se pinta la máquina mediante una pistola por aspersion de pintura, para evitar la corrosión.

N°	Operación	Descripción	Tiempo Aprox ¹ [min.]
1	Fresado	Agujeros en las barras y Ranuras en los perfiles L	120
3	Taladrado	De los perfiles L	60
4	Corte con Tronzadora	Perfiles L	5
5	Corte con Guillotina	Plaquita que unen los perfiles L	5
7	Soldadura MIG.	Los perfiles ranurados y las plaquita.	5

Tabla 5.1.2 Detalle de operaciones de construcción Fase II. Fuente: R. Balderrama/C. Iglesias

¹ Estos tiempos consideran la preparación y terminado final de las piezas

FASE III.- SISTEMA DE SUJECIÓN Y AVANCE DE LA BARRA: Estando la guía debidamente colocada y nivelada en la mesa, se procede a construir los carritos móviles. El acero utilizado es SAE 1020 adecuado para garantizar resistencias a los esfuerzos y desgastes por fricción.

Los carritos se fabrican por medio de un proceso de taladrado y fresado mediante los cuales se consigue las ranuras circulares.

La chumacera que se encuentra sobre el carrito se seleccionó basándose en la carga y tamaño de la pinza móvil.

Sobre el soporte móvil en V, donde ocurre el contacto con la barra, están sujetas las dos plaquitas de bronce, por medio de tornillos.

Los apliques de goma se fabrican por fundición de poliuretano utilizando moldes de distintos diámetros internos, luego estos se mecanizan garantizando medidas de apriete con relación a la barra.

Las poleas, y pinza móvil se fabrica por medio de proceso de torneado.

N°	Operación	Descripción	Tiempo Aprox ¹ [min.]
1	Fresado	Soporte móvil	60
2	Torneado	Poleas y pinza móvil	180
3	Taladrado	Poleas, carros	5
4	Roscado	Carros	60

Tabla 5.1.3 Detalles de operaciones de construcción Fase III. Fuente: R. Balderrama/C. Iglesias

FASE IV.- SISTEMA DE SEGURIDAD: está construido con pletinas de acero y malla acerada. Su condición curva se ajusta a la forma y tamaño de la pinza móvil, se utilizo una calandradora para obtener la curvatura deseada. Se unen finalmente sus partes junto a las bisagras y seguros por soldadura. Se pinto de rojo para llamar la atención e indicar peligro.

5.2 MATERIALES Y EQUIPOS UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN

5.2.1.MATERIALES

- Barra roscada de acero inoxidable de diámetro 15.875mm y longitud 700mm.
- Seis tuercas de acero inoxidable para la barra roscada.
- Dos planchas de acero (300x300x6mm).
- Dos placas de acero (110x140x6mm).
- Dos placas de acero (80x120x6mm).
- Un tubo estructural de sección rectangular ASTM-A-500 de (80x40mm) y una longitud de 9000mm.
- Un perfil L, acero ASTM-A-36 de 40x6mm de longitud 6000mm.
- Un perfil L, acero ASTM-A-36 de 30x3mm de longitud 3800mm.
- Pletina de acero ASTM 1020 de 76x570x6mm.
- Pletina de acero ASTM 1020 de 25x450x2mm.
- Cuatro pletinas 50.8x25.4x170mm.
- Dos Pletinas 19.05x25.5x80mm.
- Dos barras de acero ASTM 1020 de diámetro 22.225mm y longitud 3120mm.
- Una barra de acero ASTM 1020 de diámetro 25.4mm y longitud 300mm.
- Una barra de acero ASTM 1020 de diámetro 50mm y longitud 50mm.
- Una barra de acero ASTM 1020 de diámetro 76mm y longitud 110mm.
- Una barra de acero ASTM 1020 de diámetro 12mm y longitud 650mm.
- Una barra de acero ASTM 10 20 de diámetro 10.1 mm y longitud 150mm.
- Un tubo mecánico de acero ASTM 1020 con un diámetro externo 112mm, un diámetro interno 63mm y longitud 80mm.
- Tornillos grado 8 UNC tipo alem diámetro ¼”y longitud 1” con su respectiva tuerca y arandela de presión, Cantidad (16).
- Tornillos grado 8 UNC de cabeza hexagonal, diámetro 3/8” y longitud 1” con su respectiva tuerca y arandela, Cantidad (14).
- Tornillos grado 8 UNC tipo alem diámetro 3/8” y longitud 1”, cantidad (2).
- Una guaya acerada de diámetro 2mm y longitud 5000mm.

- Una chumacera UCP.209.26 1 5/8"
- Cuatro regatones de 100x40mm.
- Cuatro bisagras.
- Malla acerada de 120x100 mm.
- Goma o Poliuretano para la construcción de los apliques.
- Pintura Martillada Gris.
- Pintura esmalte roja.

5.2.2. INSTRUMENTOS

Cinta métrica, Vernier y Escuadra de 90°

5.2.3. HERRAMIENTAS

Cuchillas de acero rápido HSS

Fresas bailarinas de diferentes diámetros.

Brocas (mechas), diferentes diámetros.

Machos de roscar, diferentes diámetros.

Martillo, Alicates, Segueta, Limas.

5.2.4. EQUIPOS

- Torno.
- Fresadora.
- Guillotina (Cizalladora)
- Dobladora.
- Cierra de cinta.
- Maquina de soldar MIG.
- Esmeril.
- Tronzadora.
- Calandradora.

CAPITULO 6

CAPITULO 6: RESULTADOS

6.1 ENSAYOS Y PRUEBAS

REGISTRO DE PRUEBAS REALIZADAS AL ALIMENTADOR DE BARRAS

Con la finalidad de evaluar el comportamiento del equipo alimentador se realizaron una serie de pruebas; las cuales consisten en hacer funcionar el sistema con varias barras y observar su comportamiento a medida que se varían algunos parámetros tanto del torno (velocidades de corte, avances, r.p.m.) como de la geometría de la barra (longitud, diámetros, sección transversal). Para poder calificar el comportamiento del equipo se elaboro una escala de evaluación, para ello se consulto con personal calificado que trabaja en el medio, así como encuestas a gente con experiencia.

Escala de apreciación de las vibraciones y del comportamiento en las barras durante la operación del equipo con el torno:

Apreciación:	Calificación:
Excesiva vibración	1
Mediana vibración	2
Baja vibración	3
Sistema estable	4



Fig. 6.1.1 Ejemplos de barras que pueden ser usadas en el alimentador

A continuación se muestran una serie de pruebas realizadas en el torno de control numérico modelo:

COLCHESTER- MASTER 2500

Rango de trabajo:

- r.p.m. desde 50 asta 2500,
- Diámetro máximo del túnel del torno 60 [mm].

Ubicado en el Instituto de Ingeniería, en Santeneja-Hoyo de la Puerta, Baruta, Estado Miranda.

PRUEBA #: 1

Material: Tubo Mecánico de Acero 1045

Longitud: 3000 [mm].

Diámetro Externo: 51 [mm].

Diámetro Interno: 35 [mm].

Espesor de Pared: 8 [mm].

r.p.m	Velocidad de corte [m/min]	Calificación
75	12,01	3
90	14,41	3
100	16,02	3
600	96,13	4
750	120,16	4
800	128,17	4
1000	160,22	3
1200	192,26	3
1500	240,33	3
2000	320,44	3
2500	400,54	3

Tabla 6.1.1 Evaluación de operación. Fuente: R. Balderrama/C. Iglesias

Observaciones: El rango donde mejor se comporta la barra con relación a las vibraciones fue en el rango de 600 a 800 r.p.m, donde se refleja una velocidad de corte promedio de 115 [m/min]. Se debe usar correctamente el apoyo intermedio móvil porque este es el que ayuda a evitar la deflexión que puede surgir en la barra por efecto las fuerzas que actúan sobre ella.

PRUEBA #: 2

Material: Barra de Acero 1020

Longitud: 1500 [mm].

Diámetro Externo: 19.05[mm].

r.p.m	Velocidad de corte [m/min]	Calificación
54	3,30	3
75	4,59	3
90	5,51	3
100	6,12	3
600	36,75	3
750	45,94	3
800	49,00	3
1000	61,26	3
1200	73,51	3
1500	91,89	4
1800	110,27	4
2000	122,52	4
2500	153,15	4

Tabla 6.1.2 Evaluación de operación. Fuente: R. Balderrama/C. Iglesias

PRUEBA #: 3

Material: Barra de Acero Inoxidable

Longitud: 3000 [mm].

Diámetro Externo: 11.2[mm].

r.p.m	Velocidad de corte [m/min]	Calificación
54	1,90	4
75	2,63	4
90	3,16	4
100	3,51	3
600	21,11	3
750	26,38	4
800	28,14	4
1000	35,18	4
1200	42,22	4
1500	52,77	4
1800	63,33	4
2000	70,37	4
2500	87,96	4

Tabla 6.1.3 Evaluación de operación. Fuente: R. Balderrama/C. Iglesias

PRUEBA #: 4

Material: Barra de Acero Inoxidable de sección transversal hexagonal

Longitud: 1500 [mm].

Diámetro Externo: 25.4[mm]; (circunferencia que circunscribe a la sección hexagonal)

r.p.m	Velocidad de corte [m/min]	Calificación
54	4,30	3
75	5,98	3
90	7,18	3
100	7,90	3
600	47,87	4
750	59,84	4
800	63,83	4
1000	79,79	4
1200	95,75	3
1500	119,69	3
1800	143,63	3
2000	159,53	3
2500	199,49	3

Tabla 6.1.4 Evaluación de operación. Fuente: R. Balderrama/C. Iglesias

Observaciones: Una observación importante que se debe destacar y a su vez tomar en cuenta es que para trabajar con barras de sección transversal hexagonales y cuadradas la máxima longitud admisible por el equipo es de 1500 [mm], debido a que no se puede usar el apoyo móvil. El comportamiento de la barra y el equipo fue aceptable entre las 750 y 1000 r.p.m.

6.2 APLICACIONES. DESCRIPCIÓN DE UN PROCESO DE FABRICACION

Se presenta a continuación un proceso real de fabricación en donde se nota claramente las ventajas de utilizar un alimentador de barras en un torno de control numérico:

Se fabricaron 5000 piezas para el Instituto Nacional de Metrología de Venezuela en un torno de control numérico (Ver figura 2.8.1); la longitud final de cada pieza fue de 58 [mm] y un diámetro externo de 44 [mm]. El material con el que se elaboraron estas piezas es acero AISI 1020 y viene en barras de sección circular de diámetro 44.45 [mm] y una longitud de 3000 [mm].

Dichas barras se debían cortar en trozos de 1000 [mm] de longitud para poder manipularse en el torno. De cada barra de 1000 [mm], tomando en cuenta material consumido en el tonzado y el refrentado (aproximadamente de 3 [mm]) se obtienen 14 piezas y un tocho de 140 [mm] aproximadamente que era desechado.

Si consideramos que para producir 5000 piezas se necesita un total de 357.14 metros de barra circular (tochos de 1 metros), para un total de 119 barras de 3000 [mm] c/u. más un tocho de 1 metro. Esto trae como consecuencia que se obtengan un total en desperdicio de 357 tochos de 140[mm] de longitud que suman un total de 49.98 metros de material perdido.

Usando el alimentador de barras se ahorra material que se perdía en el corte y en la sujeción de las piezas. Si consideramos el caso anterior, ya no tendríamos que cortar la barra de 3000 [mm] en tochos de 1000 [mm] lo cual traería un aumento en el número de piezas fabricadas, obteniéndose 47 piezas de toda la barra y sobraría un tocho de 133 mm aproximadamente. Para fabricar toda la serie se requerirían 106 barras de 3 metros y un tocho de 1.5 metros. Resultando una perdida de 14.09 metros.

En el esquema siguiente se presenta una comparación entre ambos procesos de fabricación.

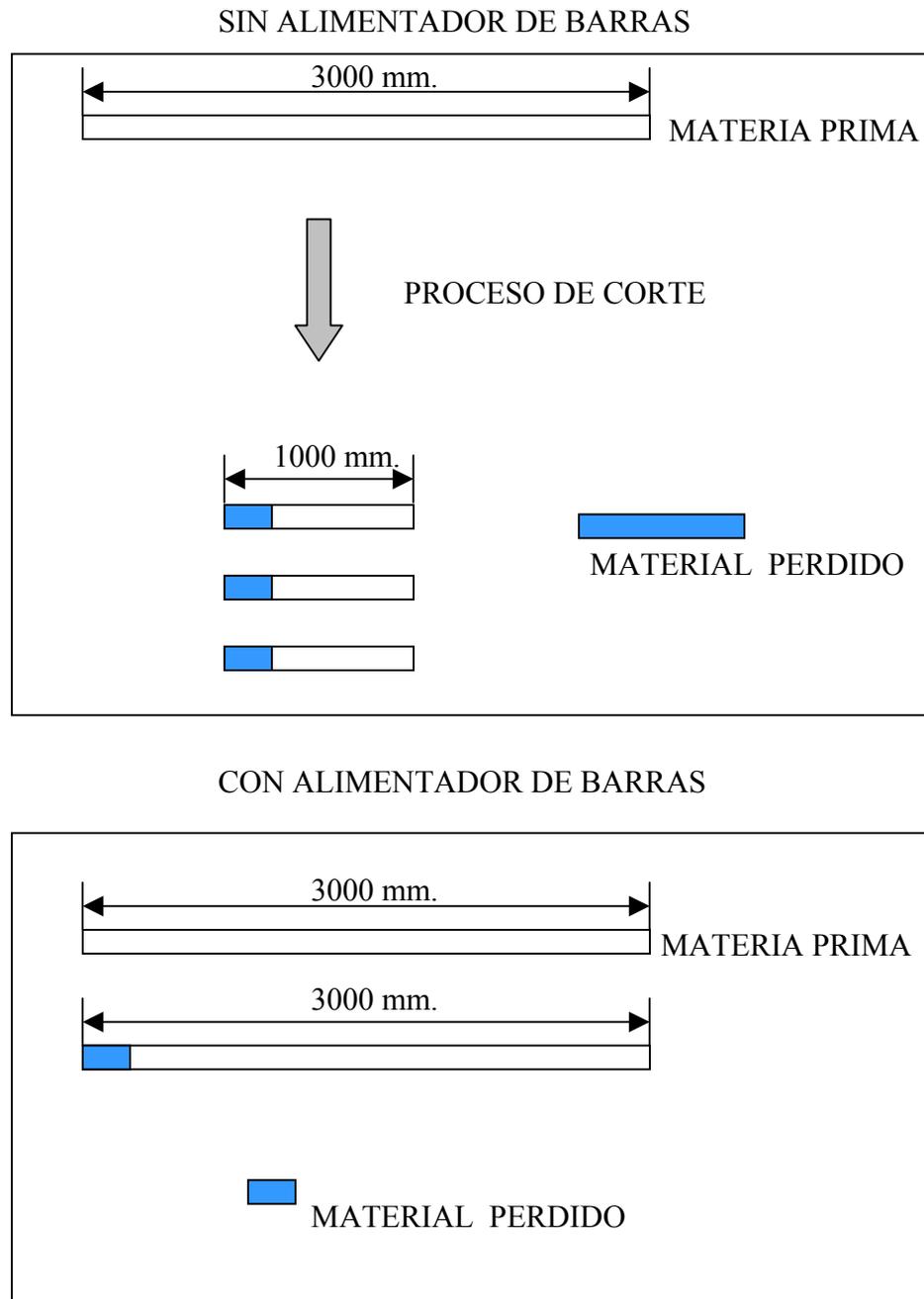


Fig. 6.2.1 Esquema comparativo

	SIN ALIMENTADOR DE BARRAS	CON ALIMENTADOR DE BARRAS
• Cantidad de barras utilizadas.	119 barras de 3000[mm]	106 barras de 3000[mm]
• Numero de cortes por cada barra de 3000[mm].	2 cortes. Para obtener tres barras de 1000[mm]	0 cortes
• Material desperdiciado por cada barra de 3000[mm].	140x3=420[mm]	133[mm]
• Piezas obtenidas por cada barra de 3000[mm].	42 piezas	47 piezas

Tabla 6.2.1 Comparación entre un proceso con y sin alimentación. Fuente: R. Balderrama/C. Iglesias

Cuadro comparativo de tiempos productivos aplicados a un proceso de torneado sin y con la utilización del alimentador de barras.

TIEMPOS PRODUCTIVOS	SIN ALIMENTADOR DE BARRAS	CON ALIMENTADOR DE BARRAS
• Tiempo de habilitación.	12 hrs.	0
• Tiempo del trabajador o de manipulación.	18 hrs.	6 hrs.
• Tiempo de maquinado.	209 hrs.	209 hrs.
• Tiempo muerto o perdido.	Igual	Igual

Tabla 6.2.2 Comparación entre un proceso con y sin alimentación. Fuente: R. Balderrama/C. Iglesias

Observaciones importantes con respecto a este cuadro comparativo:

- En el *Tiempo de habilitación* se incluyó el tiempo que se tarda en cortar una barra para poder ser manipulada dentro del torno de control numérico.
- Con respecto al *Tiempo del trabajador o de manipulación*, se considero menor para el proceso con el alimentador de barras, debido a lo fácil que es hacer avanzar la barra con el equipo de alimentación.

- Se observa claramente que los tiempos productivos con un alimentador de barra son mucho menores que sin el alimentador, trayendo como consecuencias ganancias importantes en el proceso de fabricación de piezas en serie.

El siguiente cuadro refleja el costo de los diferentes procesos de fabricación en un taller metalmecánica, estos valores son aproximadamente los cotizados por el mercado a nivel nacional.

Operación	Costo [Bs.]	
Torneado	12000	hora.hombre
Fresado	15000	hora.hombre
Sierra	5000	hora.hombre
Dobladora	2000	p/golpe
Soldadura MIG	8000	hora
Cizalladora	2000	p/golpe
Taladrado	3000	hora
Material Abrasivo	5000	hora
Mano de Obra Técnica	5000	hora

Tabla 6.2.1 Costo por operación. Fuente: Intituto de Tecnología, Centro de Ingeniería Mecánica.

El siguiente cuadro muestra costos aproximados para el proceso de fabricación de las piezas.

#	DESCRIPCION	PRECIO UNIT	SIN EL ALIMENTADOR		CON EL ALIMENTADOR	
			cantidad	Bs.	cantidad	Bs.
1	Barras de 3000 mm	Bs/barra 36,787.47	barras 119	4,377,708.93	barras 106	3,899,471.82
2	Corte en cierra	Bs/corte 100.00	cortes 238	23,800.00	cortes 0	0.00
3	Maquinado en torno de piezas	Bs/pieza 500.00	piezas 5000.00	2,500,000.00	piezas 5000	2,500,000.00
4	Manipulacion	Bs/hr-hombre 5,000.00	hr-hombre 239.00	1,195,000.00	hr-hombre 215.00	1,075,000.00
TOTAL				8,096,508.93	TOTAL	7,474,471.82

Tabla 6.2.2 Detalles de costo de fabricación aproximados. Fuente: R. Balderrama/C. Iglesias

Como se aprecia en el cuadro, el uso del alimentador pudo representar un ahorro en materiales, tiempo, disminución de las vibraciones por lo tanto mayor vida de la herramienta y las maquinas.

6.3 EVALUACION DE LOS COSTOS DE FABRICACIÓN DEL EQUIPO

Para la evaluación de los costos de este proyecto, se procedió a buscar toda la información posible en cada una de las áreas de manufactura, luego dependiendo de los requerimientos y características de los componentes del equipo, se seleccionaron los materiales tomando como parámetros de elección: resistencias, costos, calidad y otros. A continuación se presenta una lista donde se desglosa los diferentes componentes y materiales que conforman el alimentador de barras así como el costo de cada insumos.

DESCRIPCIÓN	COSTO [Bs.] +IVA
Acero calibrado ASTM 1020 (barras y pletinas)	77.697,21
Tubos estructurales Secc. Rectangular 80x40mm y Ángulos L	49.730,00
Chumacera UCP 209-26	10.877,00
Gomas de poliuretano y Regatones	14.093,53
Barra roscada, tuercas y arandelas de acero inoxidable	30.310,00
Tornillos, tuercas y arandelas; Grado 8 UNC	16.297,66
Guaya acerada	10.000,00
Pintura	17.790,00
• TOTAL MATERIALES:	226795,40
• MANO DE OBRA CALIFICADA: (7 Días- 8 hora.día)	280.000,00
• MAQUINADO (torno, fresa, taladro, etc):	150.000,00
• TOTAL	656.795,40

Tabla 6.3.1 Detalle de costo de fabricación del equipo. Fuente: R. Balderrama/C. Iglesias

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- ✓ El equipo fue diseñado y construido cumpliendo con los requerimientos y restricciones.
- ✓ El sistema disminuye los tiempos de manipulación y por lo tanto el tiempo de fabricación de partes en el torno.
- ✓ El sistema disminuye el costo de fabricación de piezas por ahorro de material debido a cortes innecesarios.
- ✓ Los efectos de vibración debido a la deflexión de barras largas se disminuyen.
- ✓ El equipo construido se obtuvo al menor costo posible con el fin de ser atractivo a la industria nacional, cumpliendo con los requerimientos de calidad y versatilidad.
- ✓ El equipo es portátil y puede operar con un torno convencional

RECOMENDACIONES

- ✓ Para aprovechar el espacio ocupado por el alimentador, puede ubicarse un pequeño almacén lateral de barras para mecanizar, el cual puede ser automático.
- ✓ La utilización de un motor eléctrico y controles adecuados para el sistema de avance de la barra, mejoraría la versatilidad del equipo. Esto se puede lograr realizando pequeños cambios en el equipo.
- ✓ Es recomendable usar materia prima en buen estado, es decir barras sin excesivo doblés o deformaciones.
- ✓ Revisar periódicamente la lubricación del rodamiento en la chumacera, y el desgaste que sufren los apliques de bronce.
- ✓ Realizar trabajos enfocados a la automatización de equipos convencionales.

BIBLIOGRAFIA

BIBLIOGRAFIA

Libros

- [1]. BLACK, S., 1999, "Principios de Ingeniería de Manufactura", CECSA, México.
- [2]. BROWN, F., 1985, "Principios de redacción", ABCD, Caracas.(Venezuela)
- [3]. BRUCE,G., 1996, "Diseño básico de Estructuras de Acero", Prentice Hall, México.
- [4]. Diccionario Enciclopédico Salvat, 1985, Salvat Editores S.A., Barcelona. (España)
- [5]. ECO, U., 1982, "Cómo se hace una tesis", Gedisa, Buenos Aires.
- [6]. GENTA,G., 1995, "Vibration of Structures and Machines", Springer-Verlag.
- [7]. GROOVER, M.,1997, "Fundamentos de Manufactura Moderna", Prentice-Hall, México.
- [8]. JUVINALL,R.1991,"Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica",Ed. Limusa, México.
- [9]. KIBBER,R.,1985,"Manual de Máquinas Herramientas",Limusa,México.
- [10].MABIE,H.,1999, "Mecanismos y Dinámica de Maquinaria",Editorial Limusa, México.
- [11].MARTINEZ, A., 1985, "Criterios fundamentales para resolver problemas de Resistencia de Materiales", Ediciones Equinoccio, Caracas.(Venezuela)
- [12].MENDEZ,A., 1997, "Balanceo Dinámico de Máquinas Rotativas",U.C.V. Facultad de Ingeniería, Caracas.(Venezuela)
- [13].MOTT,R.,1992,"Diseño de Elementos de Máquinas",da Ed.,Ed. Prentice Hall, México.
- [14].SANDVICK COROMAT, 1994, "El Mecanizado Moderno", Tofters Tryckeri, Suecia.
- [15].SHIGLEY, J. y Mischke C., 1990, "Diseño en Ingeniería Mecánica" McGraw Hill, México.
- [16].TIMOSHENKO, S.,1986,"Mecanica de Materiales", 2da Ed.,Editorial Iberoamericana, México.

INDICE DE FIGURAS

INDICE DE FIGURAS

Figura 2.6.1- Fotografía de un proceso de torneado..... 12

Figura 2.8.1- Torno de Control Numérico..... 15

Figura 2.8.2- Torno de Control Numérico.. 15

Figura 2.10.1- Husillo de un torno considerado como una viga..... 17

Figura 2.12.3.1- Esquema de corredera en “V” y cola de Milano..... 21

Figura 2.12.3.2- Esquema de corredera de borde cuadrado y tipo “V” con rodillos..... 21

Figura 2.14.1.1.-Esquema de un péndulo oscilante..... 23

Figura 2.14.2.1- Principales fuentes de vibración en maquinas..... 24

Figura 2.14.3.1- Flexión estática y dinámica de un eje..... 29

Figura 2.14.3.2- Modos de vibración de un eje..... 31

Figura 2.15.1- Tipos básicos de cojinetes de rodillas..... 33

Figura 2.17.1- Bancada de un torno..... 36

Figura 3.1.1- Esquema Solución A..... 40

Figura 3.1.2- Esquema Solución B..... 41

Figura 3.1.3- Foto del prototipo Solución B..... 41

Figura 3.1.4- Esquema Solución C..... 42

Figura 3.1.5- Esquema Solución D..... 43

Figura 3.1.6.1- Esquema Solución E..... 44

Figura 3.1.6.2- Prototipo de madera sin escala. 44

Figura 3.1.7- Prototipo Solución F..... 45

Figura 4.1.1.1- Esquema de deflexión de barra empotrada..... 51

Figura 4.1.1.2- Esquema de deflexión de barra empotrada con un apoyo..... 52

Figura 4.1.1.3- Esquema de deflexión de barra empotrada con dos apoyos..... 53

Figura 4.1.1.4- Esquema de fuerzas actuantes sobre la barra..... 54

Figura 4.1.1.5- Esquema de la estructura primaria..... 54

Figura 4.1.1.6 Esquema de las deformadas producidas por las fuerzas..... 55

Figura 4.1.1.7- Graficas..... 56

Figura 4.1.2.1 Esquema de la barra considerada como un conjunto de varias masas..... 58

Figura 4.1.3.1 Esquema de fuerzas sobre la base y la mesa del alimentador..... 60

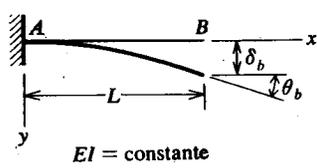
Figura 4.1.3.2 Diagrama de cuerpo libre de la mesa..... 61

Figura 4.1.3.3 Esquema de deformación de la mesa.....	61
Figura 4.1.3.4 Sección transversal tipo de la mesa, sin costillas.....	63
Figura 4.1.3.5 Graficas de Fuerza cortante, momento flector y deflexión de la mesa.....	65
Figura 4.1.4.1 Esquema de las columnas de la base.....	66
Figura 4.1.4.2 Esquema de las fuerzas actuantes en la columna.....	67
Figura 4.1.6.1 Esquema de fuerzas en el sistema de avance.....	71
Figura 4.1.7.2.1 Diagrama de cuerpo libre sobre la polea.....	76
Figura 4.1.7.2.2 Diagrama de cuerpo libre sobre la plaquita de sujeción.....	76
Figura 4.1.7.3.1- Detalle de apoyo en el punto b.....	77
Figura 4.1.8.1.1 Esquema de la unión soldada entre la base y las columnas.....	79
Figura 4.1.7.2.1 Esquema de la unión soldad entre los perfiles guía y la placa superior...	81
Figura 4.1.9.1 Partes que componen la pinza de sujeción.....	82
Figura 4.2.1- Sistema alimentador de barras.....	83
Figura 4.2.2- Sistema de ajuste de alturas y base.....	84
Figura 4.2.3- Sistema de polea de tracción.....	85
Figura 4.2.4- Conjunto desarmado de pinza móvil.	85
Figura 4.2.5- Sistema de apoyo móvil.	86
Figura 4.2.6- Sistema de protección.	86
Figura 6.1.1- Ejemplos de barras que pueden ser usadas en el alimentador.....	96
Figura 6.2.1- Esquema comparativo.....	103

ANEXOS

ANEXO #1

FLECHAS Y PENDIENTES DE VIGAS CANTILÉVER



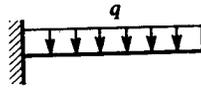
v = flecha (o deflexión en la dirección y)

$v' = \frac{dv}{dx}$ = pendiente de la curva elástica

$\delta_b = v(L)$ = flecha en el extremo derecho de la viga.

$\theta_b = v'(L)$ = pendiente (o ángulo) en el extremo derecho de la viga.

1.

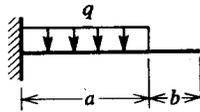


$$v = \frac{qx^2}{24EI} (6L^2 - 4Lx + x^2)$$

$$v' = \frac{qx}{6EI} (3L^2 - 3Lx + x^2)$$

$$\delta_b = \frac{qL^4}{8EI} \quad \theta_b = \frac{qL^3}{6EI} \quad \checkmark$$

2.



$$v = \frac{qx^2}{24EI} (6a^2 - 4ax + x^2) \quad 0 \leq x \leq a$$

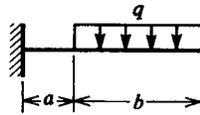
$$v' = \frac{qx}{6EI} (3a^2 - 3ax + x^2) \quad 0 \leq x \leq a$$

$$v = \frac{qa^3}{24EI} (4x - a) \quad v' = \frac{qa^3}{6EI} \quad a \leq x \leq L$$

$$\text{En } x = a: \quad v = \frac{qa^4}{8EI} \quad v' = \frac{qa^3}{6EI}$$

$$\delta_b = \frac{qa^3}{24EI} (4L - a) \quad \theta_b = \frac{qa^3}{6EI}$$

3.



$$v = \frac{qx^2}{12EI} (3bL + 3ab - 2bx) \quad 0 \leq x \leq a$$

$$v' = \frac{qbx}{2EI} (L + a - x) \quad 0 \leq x \leq a$$

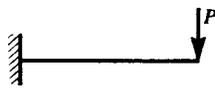
$$v = \frac{q}{24EI} (x^4 - 4Lx^3 + 6L^2x^2 - 4a^3x + a^4) \quad a \leq x \leq L$$

$$v' = \frac{q}{6EI} (x^3 - 3Lx^2 + 3L^2x - a^3) \quad a \leq x \leq L$$

$$\text{En } x = a: \quad v = \frac{qa^2b}{12EI} (3L + a) \quad v' = \frac{qabL}{2EI}$$

$$\delta_b = \frac{q}{24EI} (3L^4 - 4a^3L + a^4) \quad \theta_b = \frac{q}{6EI} (L^3 - a^3)$$

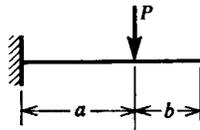
4.



$$v = \frac{Px^2}{6EI} (3L - x) \quad v' = \frac{Px}{2EI} (2L - x)$$

$$\delta_b = \frac{PL^3}{3EI} \quad \theta_b = \frac{PL^2}{2EI}$$

5.



$$v = \frac{Px^2}{6EI} (3a - x) \quad v' = \frac{Px}{2EI} (2a - x) \quad 0 \leq x \leq a$$

$$v = \frac{Pa^2}{6EI} (3x - a) \quad v' = \frac{Pa^2}{2EI} \quad a \leq x \leq L$$

$$\text{En } x = a: \quad v = \frac{Pa^3}{3EI} \quad v' = \frac{Pa^2}{2EI}$$

$$\delta_b = \frac{Pa^2}{6EI} (3L - a) \quad \theta_b = \frac{Pa^2}{2EI}$$

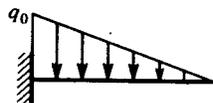
6.



$$v = \frac{M_0 x^2}{2EI} \quad v' = \frac{M_0 x}{EI}$$

$$\delta_b = \frac{M_0 L^2}{2EI} \quad \theta_b = \frac{M_0 L}{EI}$$

7.

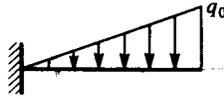


$$v = \frac{q_0 x^2}{120LEI} (10L^3 - 10L^2x + 5Lx^2 - x^3)$$

$$v' = \frac{q_0 x}{24LEI} (4L^3 - 6L^2x + 4Lx^2 - x^3)$$

$$\delta_b = \frac{q_0 L^4}{30EI} \quad \theta_b = \frac{q_0 L^3}{24EI}$$

8.



$$v = \frac{q_0 x^2}{120EI} (20L^3 - 10L^2x + x^3)$$

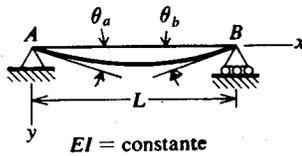
$$v' = \frac{q_0 x}{24EI} (8L^3 - 6L^2x + x^3)$$

$$\delta_b = \frac{11q_0 L^4}{120EI} \quad \theta_b = \frac{q_0 L^3}{8EI}$$

Tabla D-2 Flechas y pendientes de vigas simples

v = flecha (o deflexión en la dirección y)

$v' = \frac{dv}{dx}$ = pendiente de la curva elástica



$$\delta_c = v\left(\frac{L}{2}\right) = \text{flecha en el centro de la viga}$$

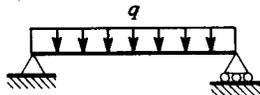
x_1 = distancia desde A hasta el punto de flecha máxima

$\delta_{\text{máx}} = v_{\text{máx}}$ = flecha máxima

$\theta_a = v'(0)$ = pendiente (o ángulo) en el extremo izquierdo de la viga

$\theta_b = -v'(L)$ = pendiente (o ángulo) en el extremo derecho de la viga

1.

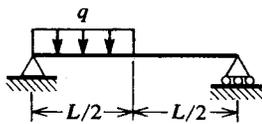


$$v = \frac{qx}{24EI} (L^3 - 2Lx^2 + x^3)$$

$$v' = \frac{q}{24EI} (L^3 - 6Lx^2 + 4x^3)$$

$$\delta_o = \delta_{\text{máx}} = \frac{5qL^4}{384EI} \quad \theta_a = \theta_b = \frac{qL^3}{24EI}$$

2.



$$v = \frac{qx}{384EI} (9L^3 - 24Lx^2 + 16x^3) \quad 0 \leq x \leq \frac{L}{2}$$

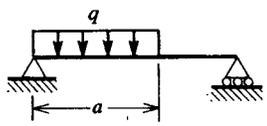
$$v' = \frac{q}{384EI} (9L^3 - 72Lx^2 + 64x^3) \quad 0 \leq x \leq \frac{L}{2}$$

$$v = \frac{qL}{384EI} (8x^3 - 24Lx^2 + 17L^2x - L^3) \quad \frac{L}{2} \leq x \leq L$$

$$v' = \frac{qL}{384EI} (24x^2 - 48Lx + 17L^2) \quad \frac{L}{2} \leq x \leq L$$

$$\delta_c = \frac{5qL^4}{768EI} \quad \theta_a = \frac{3qL^3}{128EI} \quad \theta_b = \frac{7qL^3}{384EI}$$

3.



$$v = \frac{qx}{24LEI} (a^4 - 4a^3L + 4a^2L^2 + 2a^2x^2 - 4aLx^2 + Lx^3) \quad 0 \leq x \leq a$$

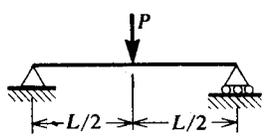
$$v' = \frac{q}{24LEI} (a^4 - 4a^3L + 4a^2L^2 + 6a^2x^2 - 12aLx^2 + 4Lx^3) \quad 0 \leq x \leq a$$

$$v = \frac{qa^2}{24LEI} (-a^2L + 4L^2x + a^2x - 6Lx^2 + 2x^3) \quad a \leq x \leq L$$

$$v' = \frac{qa^2}{24LEI} (4L^2 + a^2 - 12Lx + 6x^2) \quad a \leq x \leq L$$

$$\theta_a = \frac{qa^2}{24LEI} (a^2 - 4aL + 4L^2) \quad \theta_b = \frac{qa^2}{24LEI} (2L^2 - a^2)$$

4.

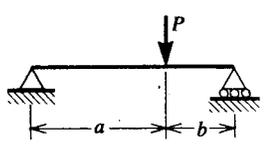


$$v = \frac{Px}{48EI} (3L^2 - 4x^2) \quad 0 \leq x \leq \frac{L}{2}$$

$$v' = \frac{P}{16EI} (L^2 - 4x^2) \quad 0 \leq x \leq \frac{L}{2}$$

$$\delta_c = \delta_{\max} = \frac{PL^3}{48EI} \quad \theta_a = \theta_b = \frac{PL^2}{16EI}$$

5.



$$v = \frac{Pbx}{6LEI} (L^2 - b^2 - x^2) \quad 0 \leq x \leq a$$

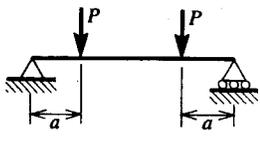
$$v' = \frac{Pb}{6LEI} (L^2 - b^2 - 3x^2) \quad 0 \leq x \leq a$$

$$\theta_a = \frac{Pab(L+b)}{6LEI} \quad \theta_b = \frac{Pab(L+a)}{6LEI}$$

Si $a \geq b$, $\delta_c = \frac{Pb(3L^2 - 4b^2)}{48EI}$

Si $a \geq b$, $x_1 = \sqrt{\frac{L^2 - b^2}{3}}$ y $v_{\max} = \frac{Pb(L^2 - b^2)^{3/2}}{9\sqrt{3}LEI}$

6.



$$v = \frac{Px}{6EI} (3aL - 3a^2 - x^2) \quad 0 \leq x \leq a$$

$$v' = \frac{P}{2EI} (aL - a^2 - x^2) \quad 0 \leq x \leq a$$

$$v = \frac{Pa}{6EI} (3Lx - 3x^2 - a^2) \quad a \leq x \leq \frac{L}{2}$$

$$v' = \frac{Pa}{2EI} (L - 2x) \quad a \leq x \leq \frac{L}{2}$$

$$\theta_a = \frac{Pa(L-a)}{2EI} \quad \delta_c = v_{\max} = \frac{Pa}{24EI} (3L^2 - 4a^2)$$

7.



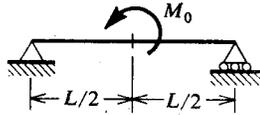
$$v = \frac{M_0 x}{6LEI} (2L^2 - 3Lx + x^2)$$

$$v' = \frac{M_0}{6LEI} (2L^2 - 6Lx + 3x^2)$$

$$\delta_c = \frac{M_0 L^2}{16EI} \quad \theta_a = \frac{M_0 L}{3EI} \quad \theta_b = \frac{M_0 L}{6EI}$$

$$x_1 = L \left(1 - \frac{\sqrt{3}}{3} \right) \quad y \quad \delta_{\max} = \frac{M_0 L^2}{9\sqrt{3}EI}$$

8.

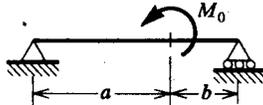


$$v = \frac{M_0 x}{24LEI} (L^2 - 4x^2) \quad 0 \leq x \leq \frac{L}{2}$$

$$v' = \frac{M_0}{24LEI} (L^2 - 12x^2) \quad 0 \leq x \leq \frac{L}{2}$$

$$\delta_c = 0 \quad \theta_a = \frac{M_0 L}{24EI} \quad \theta_b = -\frac{M_0 L}{24EI}$$

9.



$$v = \frac{M_0 x}{6LEI} (6aL - 3a^2 - 2L^2 - x^2) \quad 0 \leq x \leq a$$

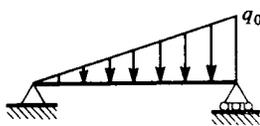
$$v' = \frac{M_0}{6LEI} (6aL - 3a^2 - 2L^2 - 3x^2) \quad 0 \leq x \leq a$$

$$\text{En } x = a: v = \frac{M_0 a}{3LEI} (3aL - 2a^2 - L^2)$$

$$\text{En } x = a: v' = \frac{M_0}{3LEI} (3aL - 3a^2 - L^2)$$

$$\theta_a = \frac{M_0}{6LEI} (6aL - 3a^2 - 2L^2) \quad \theta_b = \frac{M_0}{6LEI} (3a^2 - L^2)$$

10.



$$v = \frac{q_0 x}{360LEI} (7L^4 - 10L^2 x^2 + 3x^4)$$

$$v' = \frac{q_0}{360LEI} (7L^4 - 30L^2 x^2 + 15x^4)$$

$$\delta_c = \frac{5q_0 L^4}{768EI} \quad \theta_a = \frac{7q_0 L^3}{360EI} \quad \theta_b = \frac{q_0 L^3}{45EI}$$

$$x_1 = 0.5193L \quad \delta_{\max} = 0.00652 \frac{q_0 L^4}{EI}$$

Fuente: MECANICA DE MATERIALES, Timoshenko, apéndice D, pp. 577-581

ANEXO #2

DIMENSIONES BASICAS DE ROSCAS UNIFICADAS PARA TORNILLOS

Tamaño	Roscas bastas UNC				Roscas de paso fino UNF		
	Diám. mayor <i>d</i> (pulg)	Hilos por pulgada	Diám. menor rosca ext. <i>dr</i> (pulg)	Área de esfuerzo a la tensión <i>A_t</i> (pulg ²)	Hilos por pulgada	Diám. menor rosca ext. <i>dr</i> (pulg)	Área de esfuerzo a la tensión <i>A_t</i> (pulg ²)
0(.060)	0.0600	—	—	—	80	0.0447	0.00180
1(.073)	0.0730	64	0.0538	0.00263	72	0.0560	0.00278
2(.086)	0.0860	56	0.0641	0.00370	64	0.0668	0.00394
3(.099)	0.0990	48	0.0734	0.00487	56	0.0771	0.00523
4(.112)	0.1120	40	0.0813	0.00604	48	0.0864	0.00661
5(.125)	0.1250	40	0.0943	0.00796	44	0.0971	0.00830
6(.138)	0.1380	32	0.0997	0.00909	40	0.1073	0.01015
8(.164)	0.1640	32	0.1257	0.0140	36	0.1299	0.01474
10(.190)	0.1900	24	0.1389	0.0175	32	0.1517	0.0200
12(.216)	0.2160	24	0.1649	0.0242	28	0.1722	0.0258
¼	0.2500	20	0.1887	0.0318	28	0.2062	0.0364
⅓	0.3125	18	0.2443	0.0524	24	0.2614	0.0580
½	0.3750	16	0.2983	0.0775	24	0.3239	0.0878
⅔	0.4375	14	0.3499	0.1063	20	0.3762	0.1187
¾	0.5000	13	0.4056	0.1419	20	0.4387	0.1599
⅝	0.5625	12	0.4603	0.182	18	0.4943	0.203
¾	0.6250	11	0.5135	0.226	18	0.5568	0.256
⅞	0.7500	10	0.6273	0.334	16	0.6733	0.373
1	0.8750	9	0.7387	0.462	14	0.7874	0.509
1	1.0000	8	0.8466	0.606	12	0.8978	0.663
1½	1.1250	7	0.9497	0.763	12	1.0228	0.856
1¼	1.2500	7	1.0747	0.969	12	1.1478	1.073
1⅝	1.3750	6	1.1705	1.155	12	1.2728	1.315
1¾	1.5000	6	1.2955	1.405	12	1.3978	1.581
1⅞	1.7500	5	1.5046	1.90			
2	2.0000	4½	1.7274	2.50			
2¼	2.2500	4½	1.9774	3.25			
2½	2.5000	4	2.1933	4.00			
2¾	2.7500	4	2.4433	4.93			
3	3.0000	4	2.6933	5.97			
3¼	3.2500	4	2.9433	7.10			
3½	3.5000	4	3.1933	8.33			
3¾	3.7500	4	3.4433	9.66			
4	4.0000	4	3.6933	11.08			

Nota: Véase la norma ANSI B1.1-1974 para detalles completos. Las roscas unificadas están especificadas como "½ pulg-13UNC."

"1 pulg-12UNF"

Fuente: FUNDAMENTOS DE DISEÑO PARA INGENIERIA MECANICA, Juvinal, tabla 10.1, p 314.

Especificaciones mecánicas métricas para pernos, tornillos comunes y tornillos de presión o prisioneros de acero*

CLASE DE PROPIEDAD	INTERVALO DE TAMAÑOS, INCLUSIVE	RESISTENCIA LÍMITE MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa σ_y	RESISTENCIA ÚLTIMA MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	MATERIAL	MARCA DE CABEZA
4.6	M5–M36	225	400	240	Acero de mediano o bajo carbono	
4.8	M1.6–M16	310	420	340	Acero de mediano o bajo carbono	
5.8	M5–M24	380	520	420	Acero de mediano o bajo carbono	
8.8	M16–M36	600	830	660	Acero de mediano o bajo carbono, T y R	
9.8	M1.6–M16	650	900	720	Acero de mediano o bajo carbono, T y R	
10.9	M5–M36	830	1040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6–M36	970	1220	1100	Acero de aleación, T y R	

*La longitud roscada para pernos y tornillos de maquinaria es

$$L_r = \begin{cases} 2d + 6 & L \leq 125 \\ 2d + 12 & 125 < L \leq 200 \\ 2d + 25 & L > 200 \end{cases}$$

donde L es la longitud total del sujetador. La longitud de la cuerda para pernos estructurales es ligeramente menor que la indicada.

Fuente: DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA, Shigley, tabla 8-6, p 388

ANEXO #3

Datos de cables metálicos de acero

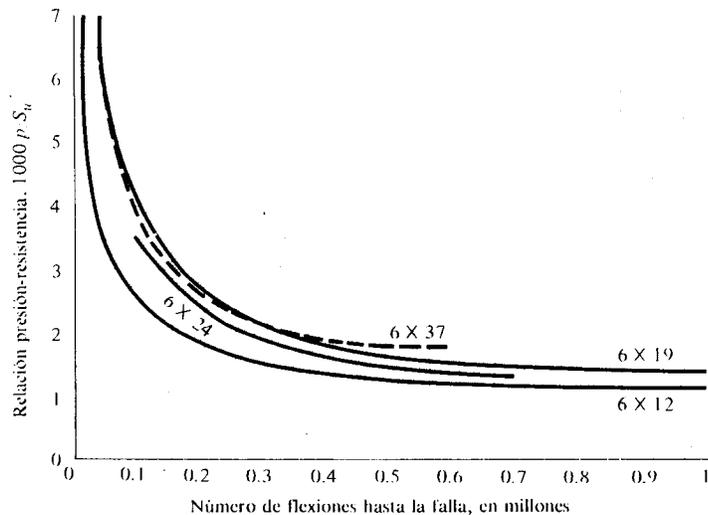
CABLE	PESO POR PIE lb	DIÁMETRO MÍNIMO DE POLEA in	TAMAÑOS ESTÁNDARES d , in	MATERIAL	TAMAÑO DE ALAMBRES EXTERIORES	MÓDULO DE ELASTICIDAD* Mpsi	RESISTENCIA,† kpsi
6 × 7 de arrastre	$1.50d^2$	$42d$	$\frac{1}{4}-1\frac{1}{2}$	Acero monitor	$d/9$	14	100
				Acero de arado	$d/9$	14	88
				Acero de arado dúctil	$d/9$	14	76
6 × 19 de izaje normal	$1.60d^2$	$26d-34d$	$\frac{1}{4}-2\frac{3}{4}$	Acero monitor	$d/13-d/16$	12	106
				Acero de arado	$d/13-d/16$	12	93
				Acero de arado dúctil	$d/13-d/16$	12	80
6 × 37, flexible especial	$1.55d^2$	$18d$	$\frac{1}{4}-3\frac{1}{2}$	Acero monitor	$d/22$	11	100
				Acero de arado	$d/22$	11	88
8 × 19, flexible extra	$1.45d^2$	$21d-26d$	$\frac{1}{4}-1\frac{1}{2}$	Acero monitor	$d/15-d/19$	10	92
				Acero de arado	$d/15-d/19$	10	80
7 × 7, para avión	$1.70d^2$	—	$\frac{1}{8}-\frac{3}{8}$	Acero resistente a la corrosión	—	—	124
				Acero al carbono	—	—	124
7 × 9, para avión	$1.75d^2$	—	$\frac{1}{8}-1\frac{3}{8}$	Acero resistente a la corrosión	—	—	135
				Acero al carbono	—	—	143
				Acero resistente a la corrosión	—	—	165
De 19 alambres, para avión	$2.15d^2$	—	$\frac{3}{8}-\frac{5}{8}$	Acero resistente a la corrosión	—	—	165
				Acero al carbono	—	—	165

*El módulo de elasticidad es sólo aproximado; depende de las cargas del cable y, en general, aumenta con la duración o vida útil del cable.

†La resistencia se basa en el área transversal nominal del cable. Las cifras dadas son sólo aproximadas y se basan en cables de 1 in y en cables para avión de $\frac{1}{4}$ in.

Fuente: Recopilado de *American Steel and Wire Company Handbook*.

Fuente: DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA, Shigley, tabla 17-18, p 777



Relación determinada experimentalmente entre la duración a la fatiga del cable de acero y la presión de apoyo en la polea.

Fuente: DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA, Shigley, figura 17-13, p 778

ANEXO #4

TABLA A-20

Características y propiedades mecánicas *a la tensión* de algunos aceros rolados en caliente (HR) y estirados en frío (CD).

[Las resistencias indicadas son valores mínimos ASTM estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm ($\frac{3}{4}$ a $1\frac{1}{4}$ in). Tales resistencias son adecuadas para el uso con el factor de diseño definido en la sección 1-9, siempre que los materiales cumplan los requisitos ASTM A6 o A568, o sean requeridos en las especificaciones de compra. Conviene recordar que una designación numérica no es una especificación. Véanse en la tabla 1-1 las propiedades de algunos aceros ASTM.]

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS NÚM.	SAE Y/O AISI NO.	PROCESA- MIENTO	RESISTENCIA ÚLTIMA, MPa (kpsi)	RESISTENCIA DE FLUENCIA MPa (kpsi)	ELONGACIÓN EN 2 in, %	REDUCCIÓN EN ÁREA %	DUREZA BRINELL
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

Fuente: DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA, Shigley, apéndice tabla A-20, p 859

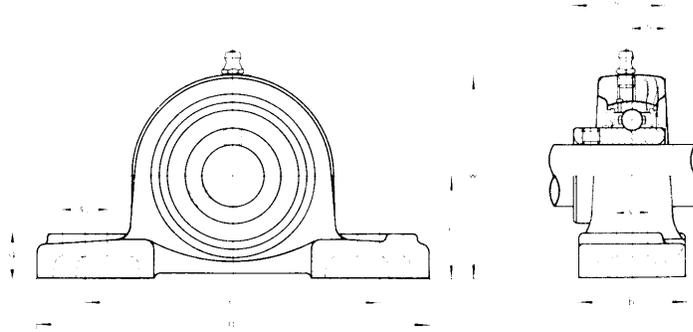
ANEXO #5

CARACTERISTICAS DE RODAMIENTOS TIPO UCP 200

PILLOW BLOCKS

UCP 200 type

Normal Duty
Set-screw Locking



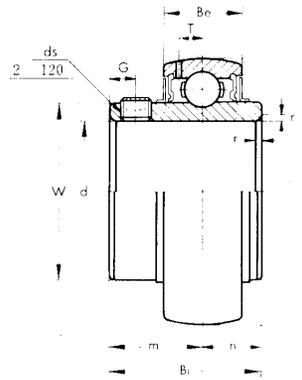
Unit No.	Shaft Diam. mm	Dimensions mm											Bolt Size mm	Bearing No.	Housing No.	Weight kg
		h	a	c	b	s ₁	s ₂	g	w	B _i	n					
UCP 201	12	30.2	127	95	38	13	19	15	62	31	12.7	M10	UC 201	P 203	0.65	
UCP 202	15	30.2	127	95	38	13	19	15	62	31	12.7	M10	UC 202	P 203	0.63	
UCP 203	17	30.2	127	95	38	13	19	15	62	31	12.7	M10	UC 203	P 203	0.62	
UCP 204	20	33.3	127	95	38	13	19	15	65	31	12.7	M10	UC 204	P 204	0.65	
UCP 205	25	36.5	140	105	38	13	16	16	70	34	14.3	M10	UC 205	P 205	0.79	
UCP 206	30	42.9	165	121	48	17	21	18	83	38.1	15.9	M14	UC 206	P 206	1.3	
UCP 207	35	47.6	167	127	48	17	21	19	94	42.9	17.5	M14	UC 207	P 207	1.6	
UCP 208	40	49.2	184	137	54	17	25	19	100	49.2	19	M14	UC 208	P 208	2.0	
UCP 209	45	54	190	146	54	17	22	20	108	49.2	19	M14	UC 209	P 209	2.3	
UCP 210	50	57.2	206	159	60	20	25	22	114	51.6	19	M16	UC 210	P 210	2.7	
UCP 211	55	63.5	219	171	60	20	25	22	126	55.6	22.2	M16	UC 211	P 211	3.3	
UCP 212	60	69.8	241	184	70	20	25	25	138	65.1	25.4	M16	UC 212	P 212	4.7	
UCP 213	65	76.2	265	203	70	25	29	27	150	65.1	25.4	M20	UC 213	P 213	5.6	
UCP 214	70	79.4	266	210	72	25	31	27	156	74.6	30.2	M20	UC 214	P 214	7.3	
UCP 215	75	82.6	275	217	74	25	31	28	163	77.8	33.3	M20	UC 215	P 215	7.9	
UCP 216	80	88.9	292	232	78	25	31	30	175	82.6	33.3	M20	UC 216	P 216	10.0	
UCP 217	85	95.2	310	247	83	25	31	32	187	85.7	34.1	M20	UC 217	P 217	12.2	
UCP 218	90	101.6	327	262	88	27	33	34	200	96	39.7	M22	UC 218	P 218	14.7	

Fuente: CATALOGO DE RODAMIENTOS NKB

BALL BEARINGS

UC 200 type

Normal Duty
Set-screw Locking



《Metric series》

Bearing No.	Dimensions mm										Basic Load Rating kg		Weight kg	
	d	D	Bi	Be	r	n	m	G	ds	T	W	Dynmic C		Static Co
UC 201	12	47	31	17	1	12.7	18.3	4.5	M6 × 0.75	4.5	29	1010	630	0.21
UC 202	15	47	31	17	1	12.7	18.3	4.5	M6 × 0.75	4.5	29	1010	630	0.19
UC 203	17	47	31	17	1	12.7	18.3	4.5	M6 × 0.75	4.5	29	1010	630	0.18
UC 204	20	47	31	17	1.5	12.7	18.3	4.5	M6 × 0.75	4.5	29	1010	630	0.16
UC 205	25	52	34	17	1.5	14.3	19.7	5	M6 × 0.75	4.5	34	1100	710	0.19
UC 206	30	62	38.1	19	1.5	15.9	22.2	5	M6 × 0.75	5.1	40.5	1540	1020	0.31
UC 207	35	72	42.9	20	2	17.5	25.4	6	M8 × 1	5.8	48	2030	1400	0.48
UC 208	40	80	49.2	21	2	19	30.2	8	M8 × 1	6.2	53	2300	1600	0.62
UC 209	45	85	49.2	22	2	19	30.2	8	M8 × 1	6.5	57.3	2570	1810	0.67
UC 210	50	90	51.6	23	2	19	32.6	9	M10 × 1.25	6.5	63	2760	2010	0.78
UC 211	55	100	55.6	24	2.5	22.2	33.4	9	M10 × 1.25	7.3	70	3400	2550	1.03
UC 212	60	110	65.1	26	2.5	25.4	39.7	10	M10 × 1.25	7.7	77	4100	3150	1.45
UC 213	65	120	65.1	27	2.5	25.4	39.7	10	M10 × 1.25	8.3	82.1	4500	3500	1.71
UC 214	70	125	74.6	29	2.5	30.2	44.4	12	M12 × 1.5	8.7	87	4900	3800	2.06
UC 215	75	130	77.8	30	2.5	33.3	44.5	12	M12 × 1.5	9.2	91.5	5200	4200	2.22
UC 216	80	140	82.6	32	3	33.3	49.3	12	M12 × 1.5	9.6	98.5	5700	4550	2.82
UC 217	85	150	85.7	34	3	34.1	51.6	12	M12 × 1.5	10.5	105	6550	5500	3.38
UC 218	90	160	96	36	3	39.7	56.3	12	M12 × 1.5	11.1	111.5	7500	6300	4.34

《Inch series》

Fuente: CATALOGO DE RODAMIENTOS NKB

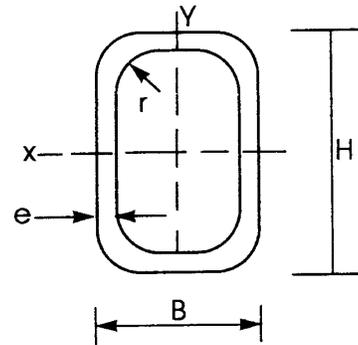
ANEXO #6

TUBOS ESTRUCTURALES Y PERFILES ANGULARES

Tubos Estructurales Eco.

Sección Rectangular.

Materia Prima: ASTM-A-500.
Esfuerzo de Fluencia $F_y = 3.515 \text{ Kg+}/\text{cm}^2$.
 $F_b = 0.72 \times F_y$.



Recomendado como Vigas para grandes momentos, cargas axiales moderadas y valores (KL) pequeños.

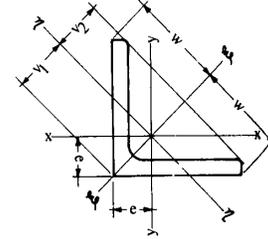
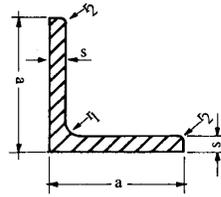
Dimensiones			Sección A	Peso Kgf/m	Propiedades Estáticas					
H X B mm	mm				Ix cm 4	Sx cm 3	rx cm	Iy cm 4	Sy cm 3	ry cm
	e	r	cm ²							
80 x 40	2.25	3.38	5.02	3.94	40.61	10.15	2.84	13.84	6.92	1.66
100 x 40	2.25	3.38	5.92	4.65	71.37	14.27	3.47	17.05	8.53	1.70
120 x 60	2.50	3.75	8.54	6.70	159.29	26.55	4.32	54.67	18.22	2.53
140 x 60	3.00	4.50	11.33	8.89	274.27	39.18	4.92	73.46	24.49	2.55
160 x 65	3.40	5.10	14.44	11.39	449.65	56.21	5.58	110.41	33.97	2.77
180 x 65	4.00	6.00	18.41	14.45	697.99	77.55	6.16	140.88	43.35	2.77
200 x 70	4.30	6.45	21.85	17.15	1016.19	101.62	6.82	194.94	55.70	2.99
220 x 90	4.50	6.75	26.39	20.72	1561.83	141.98	7.69	388.34	86.30	3.84
260 x 90	5.50	8.25	36.25	28.46	2844.82	218.83	8.86	536.10	119.13	3.85
300 x 100	5.50	8.25	41.75	32.77	4366.42	291.09	10.23	777.00	155.40	4.31
300 x 100	7.00	10.50	52.36	41.10	5360.46	357.36	10.12	943.61	188.72	4.25
320 x 120	7.00	10.50	57.96	45.50	7032.23	439.51	11.02	1512.24	252.04	5.11
320 x 120	9.00	13.50	73.18	57.45	8654.16	540.89	10.87	1841.31	306.88	5.02
350 x 170	9.00	13.50	87.58	68.75	13546.10	774.06	12.44	4418.30	519.80	7.10
350 x 170	11.00	16.50	105.41	82.74	15966.43	912.37	12.31	5179.04	609.30	7.01

Fuente: CATALOGO FERRUM

Perfiles Estructurales de Acero, Vigas, Ángulos.

Ángulos.

Calidades: Covenin 1036-86.
ASTM-A-36.
ST-37-2.



Nacionales.

L	Dimensiones (mm)				Área cm ²	Peso Kg/m	Distancias de los ejes		Momento respecto a los ejes										
									x-x= y-y				E-E			n-n			
	a	s	r ₁	r ₂	e	w	v ₁	v ₂	I _x	S _x	R _x	I _E	R _E	I _n	R _n	S _n			
20 X 3	20	3.0	3.5	2.0	1.12	0.88	0.60	1.41	0.85	0.70	0.39	0.28	0.59	0.62	0.74	0.15	0.18	0.33	
25 X 3	25	3.0	3.5	2.0	1.42	1.11	0.73	1.77	1.03	0.87	0.80	0.45	0.75	1.27	0.95	0.31	0.30	0.42	
30 X 3	30	3.0	5.0	2.5	1.74	1.36	0.84	2.12	1.18	1.04	1.40	0.65	0.90	2.24	1.14	0.57	0.48	0.57	
35 X 4 6	35	4.0	5.0	2.5	2.67	2.09	1.00	2.47	1.41	1.24	2.95	1.18	1.05	4.68	1.33	1.24	0.88	0.60	
		3.87			3.04	1.08	1.53		1.27	4.13	1.71	1.04	6.50	1.30	1.77	1.16	0.80		
40 X 4 6	40	4.0	6.0	3.0	3.08	2.42	1.12	2.83	1.58	1.40	4.47	1.55	1.21	7.08	1.52	1.86	1.18	0.70	
		4.48			3.52	1.20	1.70		1.43	6.31	2.26	1.19	9.98	1.49	2.67	1.57	0.77		
50 X 4 5 7	50	4.0	7.0	3.5	3.89	3.06	1.36	3.54	1.92	1.75	8.97	2.46	1.52	14.20	1.91	3.73	1.94	0.90	
		4.80			3.77	1.40	1.98		1.76	11.00	3.05	1.51	17.40	1.90	4.59	2.32	0.90		
		6.56			5.15	1.49	2.11		1.78	14.60	4.15	1.49	23.10	1.88	6.02	2.85	0.90		
65 X 5 6 7	65	4.5	9.0	4.5	6.36	4.99	1.75	4.60	2.49	2.28	25.00	5.27	1.98	39.91	2.53	10.00	4.00	1.27	
		7.53			5.91	1.80	2.55		2.28	29.20	6.21	1.97	46.30	2.48	12.10	4.74	1.27		
		8.70			6.83	1.85	2.62		2.29	33.40	7.18	1.96	53.0	2.47	13.80	5.27	1.20		
75 X 7 8	75	7.0	10.0	5.0	10.10	7.94	2.09	5.30	2.95	2.63	52.3	9.67	2.27	83.60	2.88	21.10	7.15	1.45	
		11.50			9.00	2.13	3.01		2.65	58.90	11.00	2.27	93.30	2.85	24.40	8.11	1.40		
90 X 7 8 10	90	7.0	11.0	5.5	12.24	9.61	2.45	6.36	3.46	3.17	92.50	14.10	2.75	147.0	3.46	38.00	11.00	1.70	
		15.50			12.20	2.74	7.07		3.87	3.52	145.00	19.90	3.06	230.00	3.85	59.90	15.50	1.90	
		19.20			15.00	2.82			3.99	3.54	177.00	24.60	3.04	280.00	3.82	73.30	18.40	1.90	

Importados.

120 X 10 12	120	10.0	13.0	6.5	23.20	18.20	3.31	8.49	4.69	4.22	313.00	36.00	3.67	497.00	4.63	129.00	27.50	2.30
		12.0			27.50	21.60	3.40		4.80	4.26	368.00	42.70	3.65	584.00	4.60	152.00	31.60	2.35
150 X 12	150	12.0	16.0	8.0	34.80	27.30	4.12	10.60	5.83	5.29	737.00	67.70	4.60	1170.00	5.80	303.00	52.00	2.90

Características Mecánicas.

Grado Norma COVENIN	Grado Equiv. ASTM	Pto. Cedente Fy (mim)	Pto. Ruptura Fu (mim)	Alargamiento (%)
AE - 25	A - 36	2.500 kg/cm ²	3.700 Kg/cm ²	21
AE - 35	A - 50	3.500 kg/cm ²	5.200 Kg/cm ²	18

Composición Química Típica.

C %	Mn %	Si %	S (max) %	P (max) %
0.12 - 0.20	0.60 - 0.80	0.15 - 0.25	0.05	0.05

Fuente: CATALOGO FERRUM

ANEXO #7

HOJA DINAMICA DE MATHCAD VERSIÓN 8

$$L := 3 \quad w := 357.99$$

$$A := \begin{bmatrix} L & \frac{L}{2} & 0 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & \frac{L}{48} & 0 & \frac{1}{16} \\ 0 & \frac{-L}{16} & 0 & \frac{-1}{3} \end{bmatrix} \quad B := \begin{bmatrix} \frac{w \cdot L^2}{2} \\ w \cdot L \\ \frac{5 \cdot w \cdot L^2}{384} \\ \frac{-w \cdot L^2}{24} \end{bmatrix}$$

$$R := \text{lsolve}(A, B)$$

$$R = \begin{bmatrix} 210.96 \\ 613.7 \\ 249.31 \\ 57.53 \end{bmatrix}$$

$$L := 3 \quad w := 357.99$$

$$A := \begin{bmatrix} 0 & 2 & 1 & -1 \\ 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{8}{3} & 0 & -2 \\ 0 & 2 & 0 & -2 \end{bmatrix} \quad \begin{array}{l} Ra := R_1 \quad Rb := R_2 \\ B := \begin{bmatrix} Ra \cdot 0.2 + Rb \cdot 1.7 \\ Ra + Rb \\ \frac{Ra \cdot 0.2^2 \cdot 5.8}{6} + \frac{Rb \cdot 1.7^2 \cdot 4.3}{6} \\ \frac{Ra \cdot 0.2^2}{2} + \frac{Rb \cdot 1.7^2}{2} \end{bmatrix} \end{array}$$

$$S := \text{lsolve}(A, B)$$

$$S = \begin{bmatrix} 242.33 \\ 582.32 \\ 57.65 \\ 136.82 \end{bmatrix}$$

Licencia perteneciente a la Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad Central de Venezuela

ANEXO #8

MANUAL OPERATIVO DEL ALIMENTADOR DE BARRAS PARA UN TORNO DE CONTROL NUMÉRICO.

El rango de operación del equipo alimentador.

- Barras de diámetros comprendidos entre 12.7 [mm] asta 76.2 [mm].
- Longitud de las barras desde 850 [mm] asta 3000 [mm].

Pasos que debe seguir el operario para instalar las barras en el equipo:

1. Seleccione el aplique de goma de acuerdo al diámetro de la barra a utilizar.
2. Coloque el aplique seleccionado en uno de los extremos de la barra, verificando que este no tenga mucha holgura.
3. Abra las guardas de seguridad de la maquina alimentadora.
4. Coloque la barra sobre la mesa del alimentador y la entrada de túnel de torno mientras se procede a ajustar la pinza móvil. Nótese que el extremo con la goma debe estar del lado de la pinza móvil.
5. Ubique el aplique de goma con la barra entre el elemento roscante y la pieza cónica (sistema de pinza móvil).
6. Enrosque el elemento roscante contra la pieza cónica proporcionando un apriete a la barra.
7. Mueva la manivela de tracción para hacer que la barra se desplace por dentro del túnel del torno. Antes de hacer esta operación verifique que las mordazas del torno de C. N. se encuentran abiertas.
8. Verifique la distancia requerida para torneear la pieza dentro del torno y cierre las mordazas.
9. Ajuste adecuadamente el apoyo móvil con respecto a la barra, por medio de los tornillos allem que se encuentran en su parte superior .
10. Cierre las guardas de seguridad, y comience a operar el torno.

11. Finalizado el torneado se obtiene una pieza, esta se retira. Se aflojan las mordazas y por medio de las manivelas se hace avanzar mas barra para continuar el proceso de fabricación, hasta que se terminen dicha barra colocada en el alimentador.

ANEXO #9

PLANOS MECÁNICOS