

DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA PROCESOS DE ROLADO Y
DOBLADO DE LÁMINAS COMERCIALES

ALVARO OCHOA SUAREZ

EFREN EDUARDO OÑATE ZULETA

LAURENS VASQUEZ GUERRA

CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

CARTAGENA DE INDIAS D. T. Y C.

2001

DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA PROCESOS DE ROLADO Y
DOBLADO DE LÁMINAS COMERCIALES

ALVARO OCHOA SUÁREZ

EFREN EDUARDO OÑATE ZULETA

LAURENS VASQUEZ GUERRA

Trabajo de Grado presentado como requisito parcial para
Optar al título de Ingenieros Mecánicos

Director
BENJAMÍN ARANGO
Ingeniero Metalúrgico

CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

CARTAGENA DE INDIAS D. T. Y C.

2001

Cartagena de Indias, 16 de octubre de 2001

Señores:

COMITÉ DE EVALUACIÓN DE PROYECTOS
CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
Ciudad

Respetados Señores:

Me permito comunicar a ustedes a través de esta carta mi aceptación como Director del Proyecto de Grado DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA PROCESOS DE ROLADO Y DOBLADO DE LÁMINAS COMERCIALES, de los alumnos de Ingeniería Mecánica Efrén Eduardo Oñate Zuleta y Laurens Vásquez Guerra, para optar al título de Ingenieros Mecánicos.

Agradeciendo la atención prestada.

Cordialmente.

Ing. Benjamín Arango

Cartagena de Indias, 16 de octubre de 2001

Señores:

COMITÉ DE EVALUACIÓN DE PROYECTOS
CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
Ciudad

Reciban un cordial saludo de nuestra parte.

Nos permitimos presentar a ustedes el Proyecto de Grado titulado: DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA PROCESOS DE ROLADO Y DOBLADO DE LÁMINAS COMERCIALES, para optar al título de Ingenieros Mecánicos.

Cordialmente.

Alvaro Ochoa Suárez
Efrén Eduardo Oñate Zuleta
Cod 0103366

Cód. 0103365

Laurens Vásquez Guerra
Cód. 0103854

ARTÍCULO 105

La Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar, se reserva el derecho de propiedad intelectual de todos los trabajos de grado aprobados, y no pueden ser explotados comercialmente sin su autorización.

Nota de aceptación

Presidente del jurado

Jurado

Jurado

Cartagena de Indias D. T. y C. 16 de octubre de 2001

Dedico esta tesis a Dios, a mis padres,
hermanos, hijo y a todas aquellas
personas que colaboraron con el
desarrollo de este proyecto

ÁLVARO OCHOA SUÁREZ

DEDICATORIA

A DIOS

Por protegerme en todo momento, brindarme entendimiento y sabiduría.

A MI FAMILIA

Por todo el apoyo ofrecido y en especial por el interés de llevarme a alcanzar este valioso objetivo; un título profesional lleno de gloria y que a la vez comparto con mucho cariño.

A MI NOVIA

Por comprenderme y hacerme sentir una persona llena de frutos y felicidad.

A MIS AMIGOS

Por sus aportes, amabilidad, sinceridad y colaboración.

EFRÉN EDUARDO

DEDICATORIA

A mis amigos y amigas que fueron como mis hermanos y familiares, por darme ese apoyo en los momentos más críticos del desarrollo de la carrera.

LAURENS

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan sus agradecimientos a:

Benjamín Arango, Ingeniero Metalúrgico y director del proyecto por su honestidad, sencillez y orientación.

Jaime Torrado, Ingeniero Mecánico, Subgerente Técnico de LIME Ltda. y profesor de la Tecnológica de Bolívar por su valiosa colaboración.

Vladimir Quiroz, Ingeniero Mecánico y profesor de la Tecnológica de Bolívar por su contribución al proyecto.

Miguel Romero, Ingeniero Mecánico y profesor de la Tecnológica de Bolívar por compartir sus conocimientos.

Justo Ramos, Ingeniero Mecánico y profesor de la Tecnológica de Bolívar por sus valiosos consejos.

Luis Majana C., Ingeniero Mecánico y profesor de la Tecnológica de Bolívar por sus grandes aportes.

Al Ingeniero Ignacio Ballesteros.

Al Ingeniero. William Marrugo del Risco.

Y a todas aquellas personas que hicieron posible el desarrollo de este proyecto.

CONTENIDO

Pág.

1. INTRODUCCIÓN

2. PROCESOS DE CONFORMADO POR DEFORMACIÓN EN FRÍO

2.1 GENERALIDADES

2.2 CLASIFICACIÓN DE LAS OPERACIONES DE TRABAJO EN FRÍO

2.2.1 Laminado

2.2.2 Cizallado

2.2.3 Punzonado

2.2.4 Perforado

2.2.5 Embutición

2.2.6 Doblado

3. CARACTERÍSTICAS DE LA CURVA ESFUERZO - DEFORMACIÓN DE UN ACERO ESTRUCTURAL.

4. EL ROLADO

4.1 DEFINICIÓN Y PRINCIPIO

4.2 NOCIÓN DE FIBRAS NEUTRAS

4.3 MÁQUINAS CURVADORAS DE CHAPAS

5. ANÁLISIS Y CLASIFICACIÓN DE LOS DIFERENTES TIPOS DE LÁMINAS REQUERIDAS PARA EL PROCESADO

5.1 GENERALIDADES

5.2 ELEMENTOS HECHOS DE MATERIAL ELASTOPLÁSTICO

6. DISEÑO DE LA MÁQUINA ROLADORA DE LÁMINAS

6.1 CARACTERÍSTICAS Y PROPIEDADES DE LOS RODILLOS

6.2 LA RODADURA EN EL PROCESO DE ROLADO

6.2.1 Esfuerzos de Contacto de Hertz

6.2.2 Rozamiento por rodadura

6.3 DISEÑO DE RODILLOS

6.4 CÁLCULO DE LAS FUERZAS QUE INTERVIENEN EN EL PROCESO DE ROLADO

6.5 ANÁLISIS POR FATIGA DEL TAMAÑO DEL RODILLO CURVADOR

6.6 DISEÑO DEL EJE DEL RODILLO CURVADOR ANALIZADO POR FATIGA

6.7 DISEÑO DEL EJE DEL RODILLO CURVADOR ANALIZADO POR DEFLEXIÓN

6.8 CÁLCULO DE LA POTENCIA DE LA MÁQUINA DE ROLADO

- 6.9 CÁLCULO DE LAS FUERZAS EXISTENTES EN LOS ENGRANAJES DE LOS RODILLOS DE ARRASTRE
- 6.10 DISEÑO DEL EJE DE LOS RODILLOS DE ARRASTRE ANALIZADO POR FATIGA
- 6.11 DISEÑO DEL EJE DE LOS RODILLOS DE ARRASTRE ANALIZADO POR DEFLEXIÓN
- 6.12 SELECCIÓN DE CUÑAS UTILIZADAS EN LOS ENGRANAJES DE LOS RODILLOS DE ARRASTRE
- 6.13 SELECCIÓN DE LOS TORNILLOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA
- 6.14 COJINETES DE FRICCIÓN
 - 6.14.1 Cojinetes de fricción en el rodillo curvador.
 - 6.14.2 Cojinetes de fricción en los rodillos de arrastre.
- 6.15 SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR
- 6.16 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.
- 6.17 DISEÑO DEL PERFIL QUE SOPORTA AL TORNILLO DE POTENCIA
- 6.18 DISEÑO DEL SISTEMA MÓVIL QUE SOPORTA AL RODILLO CURVADOR.
- 6.19 CALCULO DE LA LAMINA QUE SOPORTA LOS RODILLOS DE ARRASTRE.
- 6.20 DISEÑO DE LOS EJES DE AJUSTE.

6.21 CÁLCULO DEL BUJE QUE ACOPLA CON EL TORNILLO DE POTENCIA.

7. MANUAL DE MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN DE LA MÁQUINA

7.1 GENERACIÓN DEL PROGRAMA ANUAL DE MANTENIMIENTO DE UNA MÁQUINA ROLADORA.

7.2 MANUAL DE OPERACIÓN DE LA MAQUINA ROLADORA

8. PRESUPUESTO REAL DE CONSTRUCCIÓN

9. ANÁLISIS FINANCIERO DE LA INVERSIÓN DE LA MÁQUINA.

9.1 RELACION BENEFICIO – COSTO (B/C)

9.2 CALCULO DEL TIEMPO DE RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN.

10. EL DOBLADO

10.1 RADIO MÍNIMO DE DOBLADO

10.2 DOBLADORAS

10.3 ESTUDIO DE LA FIBRA NEUTRA EN LA LAMINA

10.4 DESARROLLO DE UN ELEMENTO DOBLADO

10.5 TORNILLOS DE TRANSMISIÓN DE FUERZA O POTENCIA

10.5.1 UNIONES ATORNILLADAS. PERNOS.

11. DISEÑO DE LA MAQUINA DOBLADORA DE

LÁMINAS.

11.1 DISEÑO DEL TORNILLO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

11.1.1 RECOMENDACIONES IMPORTANTES.

11.1.2 CALCULO POR PANDEO.

11.2 CALCULO DE LOS TORNILLOS QUE UNEN EL PORTA PUNZÓN AL TORNILLO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.

11.2.1 ESPECIFICACIONES DE LOS TORNILLOS QUE UNEN EL PUNZÓN AL TORNILLO DE POTENCIA.

11.3 DISEÑO DEL TORNILLO SINFÍN.

11.3.1 CARGA DINÁMICA DE LA RUEDA.

11.3.2 CARGA DE DESGASTE POR BUCKINHAM.

11.3.3 RENDIMIENTO DEL ENGRANAJE DEL TORNILLO SINFÍN.

11.4 CALCULO DE LA POTENCIA DE ENTRADA.

11.4.1 ESPECIFICACIONES DEL TORNILLO SINFÍN Y LA RUEDA.

11.4.2 DISEÑO DE LOS ENGRANAJES DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.

11.4.3 ANÁLISIS POR CARGA DE DESGASTE EN LOS DIENTES.

11.5 DISEÑO DEL EJE.

11.5.1 DIAGRAMA DE CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR.

12. PRESUPUESTO DE LA MAQUINA DOBLADORA.

13. MANUAL DE MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN DE LA MAQUINA DOBLADORA.

13.1 MANUAL DE OPERACIONES.

13.2 MANUAL DE MANTENIMIENTO.

14. ANÁLISIS DE LA RENTABILIDAD DE LA MAQUINA DOBLADORA.

BIBLIOGRAFIA

LISTA DE CUADROS

Pág.

Cuadro 1: Parámetros elementales de máquinas de curvar

Cuadro 2: Láminas Cold Rolled o laminadas en frío

Cuadro 3: Láminas Hot Rolled o laminadas en caliente

Cuadro 4: Láminas en acero Inoxidable

Cuadro 5: Potencia requerida de acuerdo al espesor de lámina

Cuadro 6: Estadística de producción de una roladora en el mes de Febrero.

Cuadro 7: Estadística de producción de una roladora en el mes de Mayo.

Cuadro 8: Estadística de producción de una roladora en el mes de Junio.

LISTA DE FIGURAS

Pág.

Figura 1. Proceso de laminación, específicamente laminado plano.

Figura 2. Punzonado y Perforado.

Figura 3. (a) Doblado de lámina metálica. (b) Elongación a la tensión y a la compresión.

Figura 4. Curva esfuerzo contra deformación típica en el ensayo de tensión de un metal.

Figura 5. Tipos de curvado

Figura 6. Fibras neutras

Figura 7. Máquinas de rodillos horizontales.

Figura 8. Curvado de bordes.

Figura 9. Máquinas curvadoras enderezadoras.

Figura 10. Elemento hecho de material elastoplástico.

Figura 11. Momento flector para deformaciones elásticas.

Figura 12. Momento flector para deformaciones plásticas.

Figura 13. Descripción de un par de fuerzas.

Figura 14. Distribuciones de esfuerzo en un elemento rectangular tridimensional.

Figura 15. Esfuerzos de contacto.

Figura 16. Terminología del doblado.

Figura 17. Lamina doblada.

Figura 18. Curvado de lamina.

Figura 19. Doblado en V.

Figura 20. Dobladora 250 B (1100 x 2,5 mm).

Figura 21. Dobladora simple.

Figura 22. Dobladora simple.

Figura 23. Maquina dobladora “lisse” capacidad 3050 x 10 mm.

Figura 24. Fibra neutra.

Figura 25. Doblado en V y U.

Figura 26. Doblado en U y V en una misma lamina.

Figura 27. Tornillo de potencia de rosca cuadrada.

Figura 28. Diagrama de fuerzas.

Figura 29. Conexión atornillada cargada a flexión.

LISTA DE ANEXOS

Pág.

Anexo A. Características de las diferentes láminas comerciales utilizadas para el procesado.

Anexo B. Principales consideraciones en el diseño de rodillos.

Anexo C. Motorreductor.

Anexo D. Sistema de transmisión de potencia.

Anexo E. Cojinetes de fricción.

Anexo F. Propiedades de los materiales Ferrosos.

Anexo G. Propiedades de las roscas de potencia.

Anexo H. Especificaciones SAE para pernos de acero.

Anexo I. Coeficiente de desgaste.

Anexo J. Propiedades mecánicas a la tensión.

Anexo K. Valores del factor de forma Y.

LISTA DE TABLAS

Pág.

Tabla 1. Desarrollo l de las laminas

RESUMEN

En los proyectos de ingeniería se hace necesario utilizar los procesos de rolado y doblado para la fabricación de los elementos laminares que hacen parte del montaje de las diferentes estructuras. Estos procesos deben garantizar que el material conserve sus propiedades mecánicas de resistencia, rigidez y esfuerzos internos, después de haber sido sometido a deformación.

En la ciudad de Cartagena, actualmente no existen máquinas roladoras que tengan capacidad para curvar láminas hasta de $\frac{3}{4}$ " de espesor y estos trabajos deben ser realizados en Barranquilla. Las láminas de $\frac{3}{4}$ " de espesor son utilizadas para la fabricación de tanques que contienen sustancias altamente corrosivas, en tuberías que transportan fluidos con alta presión de vapor y en la tubería de los oleoductos. Para este propósito se diseñó una máquina roladora con capacidad de curvar láminas hasta de $\frac{3}{4}$ " de espesor, que consta de un rodillo curvador, dos rodillos de arrastre, un sistema móvil y una estructura de soporte.

En nuestro proyecto manejaremos el diseño y construcción de una máquina dobladora de láminas comerciales que realiza su proceso de doblado a través de punzonado sobre una matriz, moldeada para diferentes especificaciones y ángulos de doblez.

1. INTRODUCCIÓN

El proceso de rolado y doblado de láminas comerciales por medio de máquinas herramientas, es un interesante objeto de estudio considerando que el material deformado conserva sus propiedades mecánicas sin importar la geométrica de perfil resultante.

A continuación se presenta el diseño de una máquina roladora y una máquina dobladora donde el factor decisivo para el diseño de la estructura estuvo basado en el cálculo de la presión máxima que se ejerce sobre la lámina sometida a deformación permanente.

2. PROCESOS DE CONFORMADO POR DEFORMACIÓN EN FRÍO

2.1. GENERALIDADES

El metal trabajado en frío se conforma a la configuración deseada mediante la aplicación de presión a temperaturas inferiores a la temperatura crítica, y en su mayor parte, nominalmente a la temperatura ambiente. El trabajo en frío se efectúa principalmente para mantener tolerancias estrechas y producir acabados superficiales buenos, pero también para incrementar las propiedades físicas del material.

Para efectuar el trabajo en frío es necesario aplicar fuerzas relativamente intensas. Esto significa que el equipo que se utiliza tiene que ser proporcionalmente fuerte y potente, especialmente cuando la producción es veloz. Aún así hay muchos productos que pueden terminarse mediante el trabajo en frío hasta límites de tolerancias estrechos impartiendo un buen acabado, a menor costo, que por otros medios. Los procesos de trabajo en frío

desempeñan un papel importante y fundamental en la mayoría de las industrias de alta producción.

2.2. CLASIFICACIÓN DE LAS OPERACIONES DE TRABAJO EN FRÍO.

Los procesos de deformación descritos a continuación, realizan un cambio significativo en las partes de metal cuya forma inicial es más voluminosa que laminar. Las formas iniciales incluyen barras, tochos cilíndricos, tochos rectangulares y planchas, así como otras formas elementales.

Aunque existen numerosos procesos de deformación en frío, se hablará brevemente acerca del: Laminado, Cizallado, Punzonado, Perforado, Embutición y Doblado.

2.2.1 Laminado: El laminado es un proceso de deformación en el cual el espesor del material de trabajo se reduce mediante fuerzas de compresión ejercidas por dos rodillos opuestos. Los rodillos giran, como se ilustra en la figura 1, para jalar del material de trabajo y simultáneamente apretarlo entre

ellos. La mayoría de los procesos de laminado involucran una alta inversión de capital, requieren piezas de equipo pesado llamados molinos laminadores o de laminación. El alto costo de inversión requiere que los molinos se usen para producción en grandes cantidades de artículos estándar como láminas y placas.

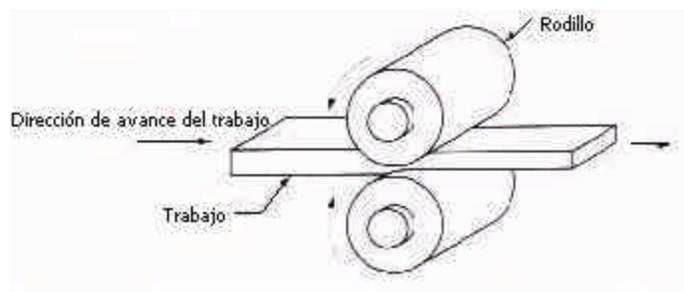


Figura 1: Proceso de laminación, específicamente laminado plano

El laminado en frío hace más resistente el metal y permite unas tolerancias mas estrechas del espesor. Además la superficie del material laminado en frío está libre de incrustaciones o capas de óxido. Estas características hacen de las láminas, tiras y rollos laminados en frío el material ideal para estampados, paneles exteriores, y otros productos que van desde automóviles hasta utensilios y muebles de oficina.

2.2.2 Cizallado: El cizallado es la operación de corte de una lámina de metal a lo largo de una línea recta entre dos bordes de corte. El cizallado se usa típicamente para reducir grandes láminas a secciones más pequeñas para operaciones posteriores de prensado. Se ejecuta en una máquina llamada cizalla de potencia.

2.2.3 Punzonado: El punzonado implica el corte de una lámina de metal a lo largo de una línea cerrada en un solo paso para separar la pieza del material circundante, como se muestra en la figura 2 (a). La parte que se corta es el producto deseado en la operación y se designa como la pieza deseada.

2.2.4 Perforado: El perforado es muy similar al punzonado, excepto que la pieza que se corta se desecha y se llama pedacería. Véase figura 2 (b).

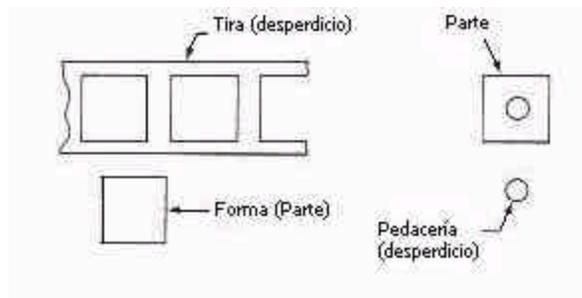


Figura 2: (a) Punzonado y (b) Perforado.

2.2.5 Embutición: El embutido es una operación de formado de láminas metálicas que se usa para hacer piezas de forma acoplada, de caja y otras formas huecas más complejas. Se realiza colocando una lámina de metal sobre la cavidad de un dado y empujando el metal hacia la cavidad de éste con un punzón. Las piezas comunes que se hacen por embutido son latas de bebidas, casquillos de municiones, utensilios de cocina y partes para carrocería de automóviles.

2.2.6 Doblado: El doblado se define como la deformación del metal alrededor de un eje recto, como se muestra en la figura 3 (a). Durante la operación de doblado, el metal dentro del plano neutral se comprime, mientras que el metal por fuera del plano neutral se estira. Estas condiciones de deformación se pueden ver en la figura 3 (b). El metal se deforma plásticamente, así que el doblado toma una forma permanente al remover los esfuerzos que lo causaron.

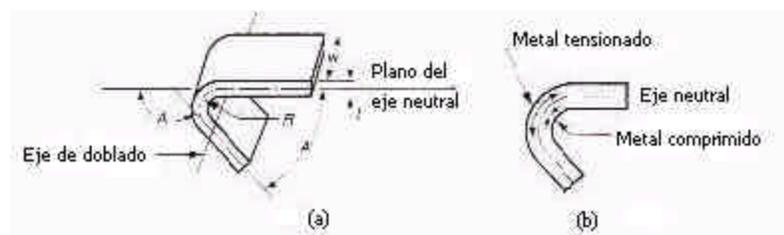


Figura 3: (a) Doblado de lámina metálica (b) Elongación a la tensión y a la compresión

3. CARACTERÍSTICAS DE LA CURVA ESFUERZO - DEFORMACIÓN DE UN ACERO ESTRUCTURAL

La curva de esfuerzo contra deformación es la relación básica que describe las propiedades mecánicas de los materiales. La relación esfuerzo – deformación de la figura 4 tiene dos regiones que indican dos formas distintas de comportamiento: 1) Elástico y 2) Plástico. En la región elástica, la relación entre esfuerzo y deformación es lineal, y el material exhibe un comportamiento elástico que recobra su longitud original cuando se libera la carga (esfuerzo). Esta relación se define por la Ley de Hooke:

$$s = Ee \quad \text{ecuación 1}$$

donde s =esfuerzo aplicado, $lb/pulg^2 (MPa)$; e =deformación, $pulg/pulg (mm/mm)$;

E = módulo de elasticidad, $lb/pulg^2 (MPa)$. E es una constante de propor-

cionalidad cuyo valor es distinto para cada material.

Al incrementarse el esfuerzo, se alcanza un punto en la relación lineal donde el material empieza a ceder. Este *punto de fluencia* Y del material puede

identificarse en la figura por el cambio en la pendiente, al final de la región lineal. El punto de fluencia es una característica de la resistencia del material, también se le llama *resistencia a la fluencia* (otros nombres son *esfuerzo de fluencia o límite elástico*).

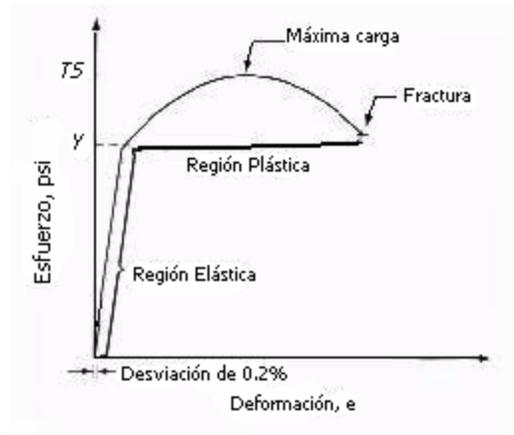


Figura 4: Curva esfuerzo contra deformación típica en el ensayo de tensión de un metal

El punto de fluencia marca la transición a la región plástica y el inicio de la deformación plástica del material. La relación entre el esfuerzo y la deformación no se rige en adelante por la Ley de Hooke. Al incrementarse la carga por encima del punto de fluencia continúa la elongación del material acompañada de una reducción uniforme del área en la sección transversal. Finalmente, la carga aplicada alcanza su valor máximo, y el esfuerzo calculado para este punto se llama *resistencia a la tensión o última resistencia*

a la tensión del material a la cual denotamos por T_S .

A la derecha de la resistencia a la tensión en la curva esfuerzo contra deformación, la carga empieza a descender, y el espécimen de prueba inicia un proceso típico de elongación localizada conocido como la *formación del cuello*. En lugar de seguir deformándose de manera uniforme a lo largo de toda su longitud, la deformación empieza a concentrarse en una pequeña sección del espécimen. El área de dicha sección se angosta significativamente (se estrangula) hasta que se rompe. La resistencia calculada inmediatamente antes de la rotura se conoce como *esfuerzo de fractura* .

La cantidad de deformación que el material puede soportar antes de romperse es también una propiedad mecánica de interés en muchos procesos de manufactura. La medida común de esta propiedad es la *ductilidad*, que es la capacidad de un material para deformarse plásticamente sin fracturarse.

4. EL ROLADO

4.1 DEFINICIÓN Y PRINCIPIO

Curvar una chapa es darle, parcial o totalmente, una forma cilíndrica o cónica.

El curvado puede ser abierto (Figura 5 a) o cerrado (Figura 5 b).

El curvado de las chapas se consigue mediante una fuerza de flexión provocada ya sea por presión a mano o a máquina (curvadoras, prensas) (Figura 5 c), o por choques (martillos, mazos, destajadores).

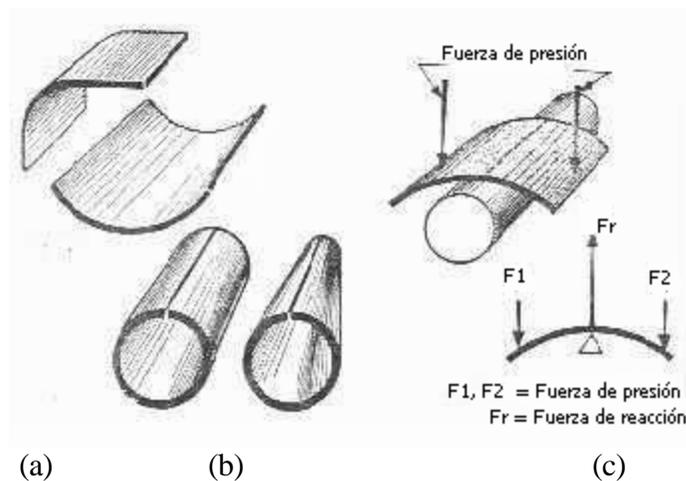


Figura 5: Tipos de curvado.

4.2 NOCIÓN DE FIBRAS NEUTRAS

Las fibras del metal situadas en la circunferencia interior han sido sometidas a una fuerza de compresión, acortándose la longitud inicial en 3.14 mm.

Las fibras del metal situadas en la circunferencia exterior han sido sometidas a una fuerza de tracción, alargándose dicha longitud en 3.14 mm.

Al estar las fibras solicitadas de un lado por tracción y del otro por compresión, y ello con una fuerza tanto mayor cuanto más cerca de las caras externa e interna respectivamente, hay fibras que no están sometidas a ningún esfuerzo y que conservan su longitud inicial, las cuales se denominan fibras neutras.

Cualquiera que sea el perfil de curvatura, las fibras neutras se encuentran siempre en el plano que contiene el centro de gravedad de cada sección recta (Figura 6 a). En las chapas, las fibras neutras se encuentran a una distancia equidistante de las dos caras. Después del curvado, se hallan todas en una

circunferencia (eje neutro) equidistante de la interior y de la exterior, y cuyo diámetro se llama por esta razón, diámetro medio (Figura 6 b).

$$d_m = d_i + e$$

$$d_m = d_e - e$$

Para hallar la longitud de una chapa que debe ser curvada, calcular el desarrollo según el diámetro medio.

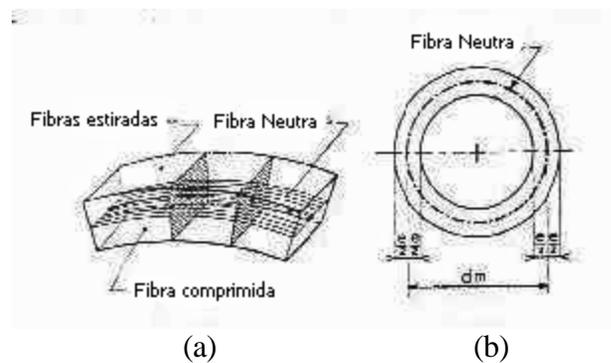


Figura 6: Fibras neutras

4.3 MÁQUINAS CURVADORAS DE CHAPA

Estas máquinas se denominan corrientemente máquinas de curvar de rodillos.

Los órganos de curvado están constituidos por unos cilindros llamados rodillos, de acero martín duro, con una gran resistencia a la flexión.

El principio de curvado a máquina consiste en imprimir a la chapa un movimiento de traslación por medio de dos rodillos de arrastre accionados mecánicamente. Así mismo se le somete continuamente a la acción de un rodillo curvador que provoca una serie interrumpida de flexiones, de donde resulta un curvado uniforme.

Según la disposición de los rodillos, se mencionarán a continuación algunos tipos de máquinas curvadoras de chapas.

Máquinas de Rodillos Horizontales:

Los dos rodillos de arrastre, fijos (sin traslación), están situados en un mismo plano horizontal. Se les imprime un movimiento de rotación en el mismo sentido.

El rodillo curvador gira loco en sus cojinetes, en sentido inverso al de los precedentes, por la fricción con la chapa. Es móvil en traslación vertical (Figura 7).

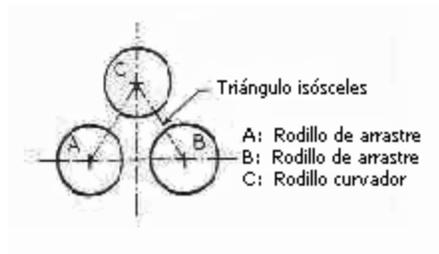


Figura 7: Máquinas de rodillos horizontales.

Para extraer las chapas curvadas, completamente cerradas, una cabeza móvil bascula alrededor de una de sus bases. A este fin, el muñón del rodillo curvador solo está sujeto en su parte inferior por un gancho, que hace las veces de cojinete.

En las máquinas de tres metros y más, se colocan contrarrodillos de apoyo que mantienen rectilíneos los rodillos de arrastre (Anexo B).

El curvado general, normalmente se realiza en varias pasadas, apretando cada vez más el rodillo curvador.

Las generatrices del cilindro de chapa a fabricar deben presentarse siempre paralelamente al eje de los cilindros. Es preciso por lo tanto, que la chapa

penetre correctamente en la máquina y que los ejes de los rodillos de arrastre y del rodillo curvador se mantengan paralelos entre sí.

Entre las desventajas de esta máquina se destaca que la acción del rodillo curvador no se ejerce en el extremo de la chapa, por lo que queda una zona plana en cada extremo. Para conseguir el curvado total es preciso, por lo tanto, empezar por curvar los bordes.

El curvado de bordes en chapas gruesas se realiza en una prensa, curvando la chapa entre una matriz y una peña de radio apropiado (Figura 8 a), o entre una estampa y una peña redondeada (Figura 8 b). El primero de estos utillajes permite realizar un trabajo más rápido y preciso que el segundo, pero es más costoso, por lo que solo se utiliza para trabajos en serie.

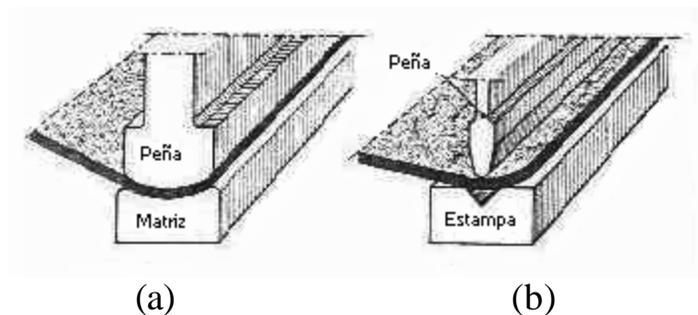


Figura 8: Curvado de bordes

Máquinas de Rodillos Verticales:

Son muy robustas y sólo se utilizan para el curvado de chapas gruesas. El rodillo curvador se desplaza en un plano horizontal.

Entre las ventajas de esta máquina se destaca la eliminación del inconveniente que supone un curvado irregular, provocado por el peso de la chapa que tiende a abrirla durante el curvado, en máquinas horizontales.

Máquinas Curvadoras Enderezadoras:

Los dos rodillos de arrastre están situados en el mismo plano vertical. El eje de uno de ellos es fijo y el otro móvil en sentido vertical. Estos rodillos giran en sentidos opuestos. La presión de estos dos únicos rodillos sobre la chapa es suficiente para arrastrarla.

El cilindro curvador se desplaza oblicuamente (Figura 9) y es accionado, según los tipos, por levas (modelos pequeños de bancos), por tornillos solidarios (el desplazamiento se efectúa siempre paralelamente a los otros

dos), o por tornillos independientes, lo que permite dar al cilindro una posición oblicua y obtener así cuerpos cónicos.

La disposición de los rodillos de arrastre permite el enderezado de chapas delgadas y medias, de ahí su denominación (enderezadora).

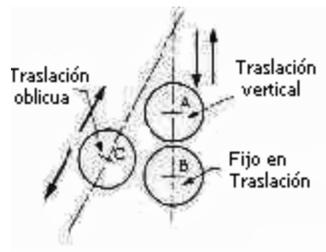


Figura 9: Máquinas curvadoras enderezadoras

En el cuadro 1 se muestran algunos parámetros elementales de máquinas roladoras.

Cuadro 1. Parámetros elementales de máquinas de curvar.

Diámetro de los rodillos de arrastre (mm)	Diámetro del Rodillo curvador (mm)	Espesor Máximo Enrollable (mm)
170	200	2 a 12
400	450	30
500	600	35

5. ANÁLISIS Y CLASIFICACIÓN DE LOS DIFERENTES TIPOS DE LÁMINAS REQUERIDAS PARA EL PROCESADO.

5.1 GENERALIDADES

Una *lámina metálica* es un elemento estructural de forma plana con espesor definido y uniforme, con diferentes aplicaciones y empleo en estructuras metálicas, recipientes de almacenamiento, drenajes de tuberías, entre otros, que a través de innumerables estudios de laboratorios y pruebas físicas se ha logrado adquirir un conocimiento bastante acertado y datos que en la actualidad reposan tabulados en manuales que nos permiten registrar parámetros como son porcentajes de elementos químicos de composición, límite elástico, resistencia a la tracción, porcentaje de alargamiento, espesor y calibre, peso por metro cuadrado, designación técnica.

Para dar inicio al proceso se hace un estudio técnico de la lámina en cuestión, teniendo en cuenta su composición en porcentaje de carbono, resistencia,

capacidad de absorción de esfuerzos que determinan las condiciones de doblado y rolado del metal.

Se considera que una lámina puede ser procesada si no excede el espesor límite de la máquina y si no se le ha realizado un tratamiento térmico que afecten su dureza o maleabilidad. De esta forma también se identifica si la lámina es apta o no para ser sometida al proceso.

Las láminas comerciales utilizadas para el procesado se pueden clasificar en COLD ROLLED O LAMINADAS EN FRÍO (Cuadro 2), HOT ROLLED O LAMINADAS EN CALIENTE (Cuadro 3) Y LÁMINAS EN ACERO INOXIDABLE (Cuadro 4), donde cada una de estas contienen diferentes calidades y aplicaciones que se mencionarán a continuación.

Cuadro 2: Láminas Cold Rolled o laminadas en frío

CALIDADES	APLICACIONES
JISG – 3141 SPCC	Uso general
JISG – 3141 SPCD	Estampado profundo
JISG – 3141 SPCE	Estampado extraprofundo

Cuadro 3: Láminas Hot Rolled o laminadas en caliente

CALIDADES	APLICACIONES
ASTM A – 36	Estructura en general
ASTM A – 283 GRC	Tanques de almacenamiento
ASTM A – 285 GRC	Recipientes a presión de baja e intermedia resistencia a la tracción
ASTM A – 131 GRA	Construcción naval en general
ASTM A – 515 GR 70	Recipientes a presión temperaturas media – alta

Cuadro 4: Láminas en Acero Inoxidable

CALIDADES	APLICACIONES
AISI – 304	Tubos, Calderas, Ind. Alimentos
AISI – 316	Ind. Química, Ind. Petroquímica, Ind. Textil.
AISI – 430	Electrodomésticos

Para mayor información (Ver Anexo A).

5.2 ELEMENTOS HECHOS DE MATERIAL ELASTOPLÁSTICO

Para generar una visión mejor de la conducta plástica de un material sujeto a flexión, se analizará el caso de un elemento hecho de material elastoplástico suponiéndose primero que el elemento es rectangular, ancho b y altura $2c$ (véase figura 10)

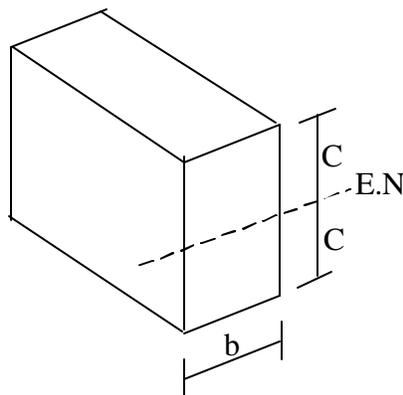


Figura 10: Elemento hecho de material elastoplástico

Mientras s_x no excede el límite de fluencia s_y , se aplica la ley de Hooke, y la distribución de esfuerzos es lineal (véase la figura 11 a). El esfuerzo máximo es

$$s_{\text{máx}} = \frac{Mc}{I} \quad \text{ecuación 2}$$

Cuando el momento flector aumenta, $s_{\text{máx}}$ alcanza eventualmente el valor de s_y (véase la figura 11 b). Sustituyendo este valor en la ecuación 2, y resolviendo para M , se obtiene el valor de M_y del momento flector en el inicio de la fluencia:

$$M_y = \frac{I}{c} s_y \quad \text{ecuación 3}$$



Figura 11: Momento flector para deformaciones elásticas

El momento M_y es el máximo momento elástico ya que es el mayor momento para el cual la deformación permanece completamente elástica. Recordando que para la sección rectangular considerada,

$$\frac{I}{c} = \frac{b(2c)^3}{12c} = \frac{2}{3}bc^2$$

luego la ecuación 3 se escribe

$$M_y = \frac{2}{3}bc^2 s_y \quad \text{ecuación 4}$$

Si el momento flector sigue aumentando se desarrollan zonas plásticas en el elemento que tienen el esfuerzo uniformemente igual a $-s_y$ en la zona superior y $+s_y$ en la inferior (véase figura 12 a). Entre las zonas plásticas subsiste un núcleo elástico en el cual s_x varía linealmente con y .

$$s_x = -\frac{s_y}{y_y} y \quad \text{ecuación 5}$$

donde y_y representa la mitad del espesor del núcleo elástico. Cuando M aumenta, la zona plástica se expande hasta que en el límite, la deformación es completamente plástica (véase figura 12 b).



Figura 12: Momento flector para deformaciones plásticas

Recuérdese de la estática, que un par M consta realmente de dos fuerzas iguales y opuestas. La suma de las componentes de estas fuerzas, en cualquier dirección, es cero. Además, el momento del par es el mismo con respecto a cualquier eje perpendicular al plano, y cero con respecto a cualquier eje contenido en el plano. Eligiendo arbitrariamente el eje (z), como se muestra en

la figura 13, el par M se expresa escribiendo que la suma de las componentes y de los momentos de las fuerzas elementales son iguales a las correspondientes componentes y momentos del par M :

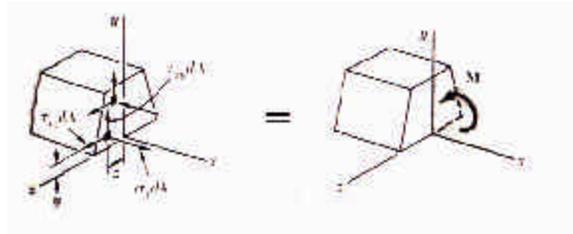


Figura 13: Descripción de un par de fuerzas

Momentos con respecto al eje (z):

$$\int (-y \mathbf{s}_x dA) = M \quad \text{ecuación 6}$$

Considerando el caso particular de un elemento que tiene una sección rectangular de ancho b , el elemento de área en la ecuación 6 se expresa como $dA = b dy$ y se tiene:

$$M = -b \int_{-c}^c y \mathbf{s}_x dy \quad \text{ecuación 7}$$

La ecuación 7 se escribe de la forma

$$M = -2b \int_0^c y \mathbf{s}_x dy \quad \text{ecuación 8}$$

Se usará la ecuación 8 para hallar el valor del momento flector M que corresponde a un espesor $2y_y$ del núcleo elástico. Recordando que s_x está dado por la ecuación 5 para $0 \leq y \leq y_y$, y es igual a $-s_y$ para $y_y \leq y \leq c$

$$M = -2b \int_0^{y_1} y \left(-\frac{s_y}{y_y} y \right) dy - 2b \int_{y_1}^c y (-s_y) dy$$

$$M = \frac{2}{3} b y_y^2 s_y + b c^2 s_y - b y_y^2 s_y$$

$$M = b c^2 s_y \left(1 - \frac{1}{3} \frac{y_y^2}{c^2} \right)$$

a partir de la ecuación 4

$$M = \frac{3}{2} M_y \left(1 - \frac{1}{3} \frac{y_y^2}{c^2} \right)$$

donde M_y es el máximo momento elástico. Se observa que cuando y_y se aproxima a cero, el momento flector tiende a

$$M_p = \frac{3}{2} M_y \quad \text{ecuación 9}$$

este valor del momento flector, que corresponde a una deformación completamente plástica (véase figura 12 b), es el momento plástico del elemento estudiado.

En la figura 14 se han representado, en tres dimensiones, las distribuciones de esfuerzos en un elemento rectangular, correspondientes, a un máximo momento elástico M_y (figura 14 a) y al caso límite del momento plástico M_p (figura 14 b). Como en ambos casos, las resultantes de las fuerzas elementales de tensión y compresión deben pasar por los centroides de los volúmenes que representan la distribución de esfuerzos y ser iguales en magnitud a estos volúmenes, se verifica que:

$$R_y = \frac{1}{2}bc\mathbf{s}_y$$

$$R_p = bc\mathbf{s}_y$$

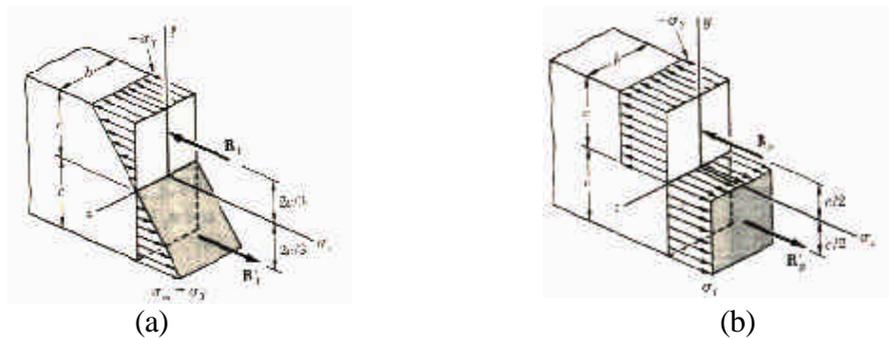


Figura 14: Distribuciones de esfuerzo en un elemento rectangular tridimensional.

y que los momentos de los pares correspondientes son, respectivamente

$$M_y = \left(\frac{4}{3}c \right) R_y = \frac{2}{3}bc^2\mathbf{s}_y \quad \text{ecuación 10}$$

$$M_p = cR_p = bc^2\mathbf{s}_y \quad \text{ecuación 11}$$

Así se demuestra que, para un elemento rectangular, $M_p = \frac{3}{2}M_y$ como requería la ecuación 9.

La relación $\frac{M_p}{s_y}$, que se obtiene al dividir el momento plástico M_p del elemento por la resistencia a la fluencia s_y del material, se conoce como módulo plástico de la sección y se representa por Z .

Remplazando M_p de la ecuación 11

$$Z = \frac{M_p}{s_y} = \frac{bc^2 s_y}{s_y} = bc^2 = \frac{1}{4}bh^2 \quad \text{ecuación 12}$$

6. DISEÑO DE LA MÁQUINA ROLADORA DE LÁMINAS

6.1 CARACTERÍSTICAS Y PROPIEDADES DE LOS RODILLOS

El material utilizado para los rodillos de esta máquina es un acero grado ingeniería, cuya designación es AISI/SAE 4340, el cual ha sido seleccionado teniendo en cuenta sus excelentes propiedades en piezas de gran sección, como lo son la alta resistencia a la fatiga, alta resistencia a la compresión y alta tenacidad. Este material tiene las siguientes características:

0,38 – 0,43 % de Carbono

0,7 – 0,9 % de Cromo

0,2 – 0,3 % de Molibdeno

0,035 % de Fósforo (Máx.)

0,15 – 0,35 % de Silicio (Máx.)

0,6 – 0,8 % de Manganeso

1,65 – 2,0 % de Níquel

0.04 % de Azufre (Máx.)

Para obtener mayor información
acerca de este material (Ver Anexo B).

6.2 LA RODADURA EN EL PROCESO DE ROLADO

6.2.1 Esfuerzos de contacto de Hertz:

Cuando dos cuerpos que tienen superficies curvas se presionan uno contra otro, el contacto en punto o línea se transforma en contacto de área, y el esfuerzo desarrollado en ambos cuerpos es tridimensional. Las fallas comunes que ocurren en la superficie son grietas o cuarteaduras, hendiduras o desprendimiento de partículas de material.

Los resultados que se presentan fueron obtenidos por Hertz y en consecuencia se les conoce en general como esfuerzos de Hertz o Hertzianos.

Cuando dos cilindros en contacto de diámetros d_1 , d_2 y longitud L se presionan entre sí con una fuerza F , como se muestra en la figura 15, el área de contacto es un rectángulo angosto de ancho $2b$ y longitud L , y la distribución de la presión es elíptica.

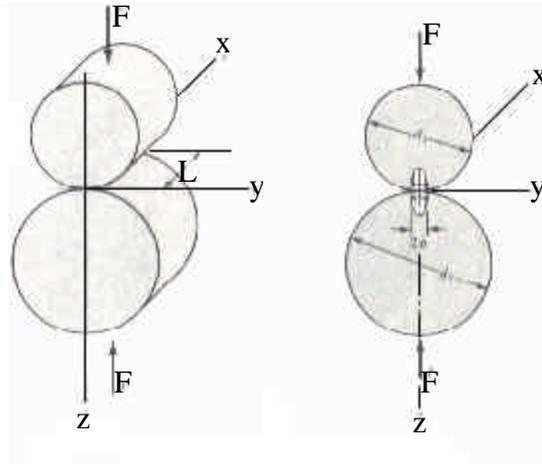


Figura 15: Esfuerzos de contacto.

Si se especifica que para cada cilindro $E =$ Módulo de Elasticidad,

$V =$ Relación de Poisson, el semiancho b será determinado por la ecuación

$$b = \sqrt{\frac{2F(1-V_1^2)/E_1 + (1-V_2^2)/E_2}{pL \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right)}} \quad \text{ecuación 13}$$

la presión máxima es

$$P_{\text{máx}} = \frac{2F}{pbL} \quad \text{ecuación 14}$$

las ecuaciones 13 y 14 se aplican a un cilindro y una superficie plana, haciendo $d = a$ para esta superficie. También se aplican al contacto de un cilindro y una superficie cilíndrica interna; en este caso, se considera que d es negativa.

6.2.2 Rozamiento por rodadura:

La rodadura sustituye frecuentemente al rozamiento por deslizamiento, como el caso de las ruedas de los vehículos, bolas y rodillos en los cojinetes, rodillos colocados bajo plataformas de patines cuando se mueven cargas. La resistencia por rozamiento al movimiento de rodadura es sustancialmente menor que la del deslizamiento.

La resistencia por rozamiento F_{ROD} , a la rodadura de un cilindro bajo una carga P aplicada en el centro del rodillo es inversamente proporcional al radio r del cilindro.

$$F_{ROD} = \frac{KP}{r} \quad \text{ecuación 15}$$

Si r está dado en pulgadas y P en Libras, el valor de K para hierro sobre hierro o acero sobre acero es 0.002

Si r está dado en milímetros y P en Kilogramos, el valor de K para las mismas superficies de contacto es 0.05

6.3 DISEÑO DE RODILLOS

Los rodillos inferiores al arrastrar la lámina producen una fuerza de rodadura en el sistema. Además cuando la lámina es sometida a la acción del cilindro curvador para adoptar la forma cilíndrica, esta se halla en las condiciones de una viga flexada con carga central y apoyada en dos puntos. Esta carga central es la fuerza de presión que produce el esfuerzo de contacto entre los rodillos y la lámina. Haciendo $d_2 = a$ en la ecuación 13 y remplazando b en la ecuación 14 se tiene:

$$P^2 \text{ máx} = \frac{2FE_1E_2}{pLd_1[E_2(1-V_1^2) + E_1(1-V_2^2)]}$$

para el acero

$$E_1 = E_2 = E$$

$$V_1 = V_2 = V = 0.3$$

$$P^2 \text{ máx} = \frac{1}{p(1-V^2)} \frac{FE}{Ld_1}$$

$$P \text{ máx} = 0.591 \sqrt{\frac{F_1 E}{d_1}} \quad \text{ecuación 16}$$

donde;

F_1 = Fuerza por unidad de longitud.

La presión máxima que se produce por esfuerzos de contacto debe ser mayor que la resistencia de fluencia de la lámina que se está rolando para que exista deformación permanente.

$$P_{\text{máx}} \geq s_y$$

La fuerza de presión es igual a la fuerza que se necesita para producir el momento plástico que deforma la lámina. Como la disposición de rodillos y la lámina es similar a la de una viga simplemente apoyada, esta fuerza es igual a:

$$F = \frac{4M_p}{l} \quad \text{ecuación 17}$$

donde;

$$M_p : \text{Momento Plástico de la sección ;} \quad M_p = \frac{bh^2}{4} s_y$$

b : Máxima longitud de lámina utilizada en este proyecto = 2440 mm.

h : Máximo espesor de lámina utilizado en este proyecto = 3/4" = 19.05 mm.

l : Separación entre centros de los rodillos inferiores

$l = 1.35d$ por recomendación práctica de expertos en este tipo de análisis.

$$M_p = 57.56 * 10^6 \text{ N.mm}$$

Remplazando F_1 en la ecuación 16 y despejando para el diámetro se obtiene la expresión:

$$s_y^2 = 0.591^2 \frac{4M_p E}{1.35Ld_1^2}$$

$$d_1 = \frac{0.591}{s_y} \sqrt{\frac{4M_p E}{1.35L}} \quad \text{ecuación 18}$$

Utilizando el acero que posee mayor resistencia dentro de la gamma de materiales utilizados en la industria para el rolado de láminas

$$\left. \begin{array}{l} \text{ASTM .A.515.GR.70} \\ E = 207.GPa \\ s_y = 260.MPa \\ \text{Anexo.A} \end{array} \right\} \text{Tabla industrial}$$

Sustituyendo los valores de E , s_y , M_p y L en la ecuación 18 se tiene:

$$d = 273.42 \text{ mm}$$

Estandarizando

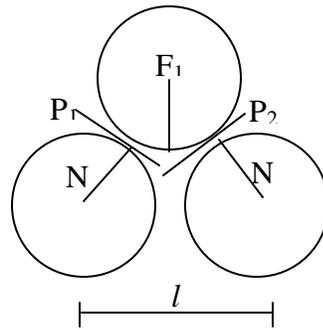
$$d = 300 \text{ mm}$$

$$l = 405 \text{ mm}$$

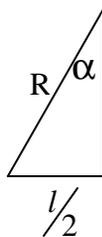
Teniendo en cuenta el cuadro 1, y analizando la relación de diámetros entre el rodillo curvador y los rodillos de arrastre para el espesor máximo permitido en cada máquina, se determinó por efectos de curvatura utilizar una relación de diámetros de 1.2 para trabajar en este proyecto; Por tanto, el diámetro del rodillo curvador es $D = 1.2 (300) = 360 \text{ mm}$.

La longitud de los rodillos se basan en las dimensiones comerciales de las láminas a ser roladas, las cuales comprenden un máximo largo de 2440 mm, escogiendo posteriormente para este proyecto una longitud de rodillos de 3200 mm para el curvador y 3400 mm para los rodillos de arrastre.

6.4 CÁLCULO DE LAS FUERZAS QUE INTERVIENEN EN EL PROCESO DE ROLADO.



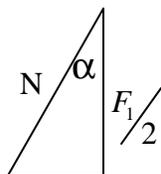
Se determinó una distancia R como la suma de los radios del rodillo curvador y un rodillo de arrastre más el espesor máximo de lámina permitido en este proyecto (3/4").



$$R = 150 + 19.05 + 180 = 349.05 \text{ mm}$$

$$l/2 = 405/2 = 202.5 \text{ mm}$$

$$\text{Sen } \alpha = \frac{l/2}{R} = \frac{202.5}{349.05} = 0.58 \Rightarrow \alpha = 35.46^\circ$$



$$\text{Cos } \alpha = \frac{F_1/2}{N_1}$$

$$N_1 = N_2 = \frac{F_1/2}{\text{Cosa}}$$

Despejando F en la ecuación 17 y dividiendo por la longitud de contacto

$$F_1 = 233 \text{ N/mm}$$

por tanto $N_1 = N_2 = 143 \text{ N/mm}$

esta fuerza de presión produce una fuerza de fricción y una fuerza de rodadura en los rodillos.

Fuerza de fricción $F_f = uF_1$

$u = 0.6$ para metal sobre metal.

Fuerza de rodadura $F_{ROD} = \frac{KF_1}{r}$

$K = 0.05$ para rueda de acero sobre riel de acero.

$$F_{TOTAL} = F_f + F_{ROD} = 0.6 * F_1 + \frac{0.05}{150} * F_1$$

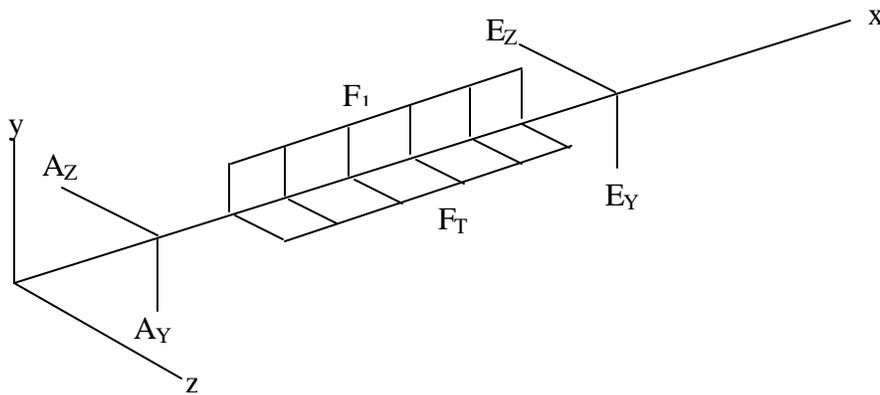
$$F_{TOTAL} = 140 \text{ N/mm}$$

$$P_1 = P_2 = 0.6 * N_1 + \frac{0.05}{150} * N_1$$

$$P_1 = P_2 = 85.8 \text{ N/mm}$$

6.5 ANÁLISIS POR FATIGA DEL TAMAÑO DEL RODILLO CURVADOR.

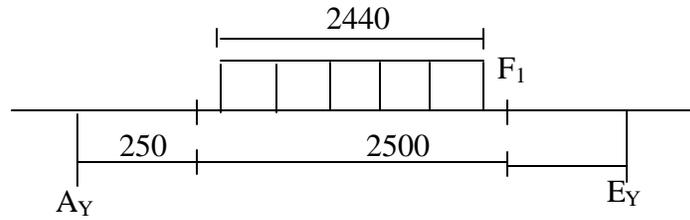
En este análisis se despreciará el peso del rodillo, debido a que este se contrarresta con la fuerza de presión que la lámina ejerce sobre el mismo.



$$F_1 = 233 \text{ N/mm}$$

$$F_T = 140 \text{ N/mm}$$

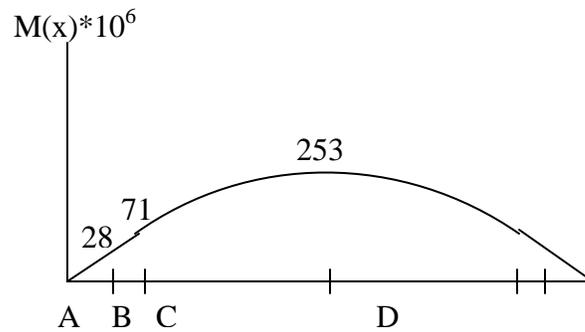
PLANO XY:



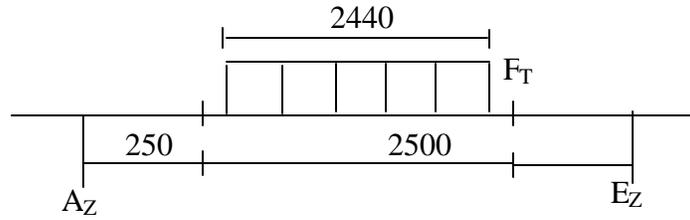
$$A_y = E_y = 284260 \text{ N}$$

$$V(x) = A_y - F_1 \langle x - 280 \rangle^1 + F_1 \langle x - 2720 \rangle^1$$

$$M(x) = A_y x - \frac{F_1}{2} \langle x - 280 \rangle^2 + \frac{F_1}{2} \langle x - 2720 \rangle^2$$



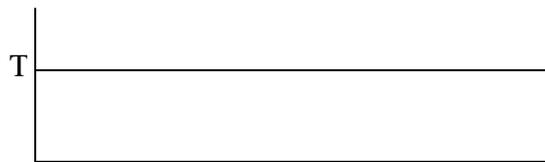
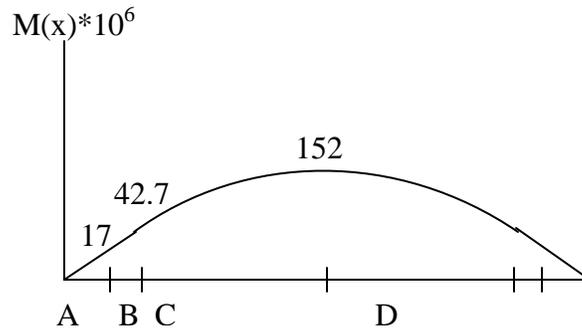
PLANO XZ:



$$A_z = E_z = 170800 \text{ N}$$

$$V(x) = A_z - F_T \langle x - 280 \rangle^1 + F_T \langle x - 2720 \rangle^1$$

$$M(x) = A_z x - \frac{F_T}{2} \langle x - 280 \rangle^2 + \frac{F_T}{2} \langle x - 2720 \rangle^2$$



$$T = 61.5 * 10^6 \text{ N.mm}$$

Momentos resultantes:

$$M_D = 295.15 * 10^6 \text{ N.mm}$$

$$M_C = 82.85 * 10^6 \text{ N.mm}$$

$$M_B = 32.76 * 10^6 \text{ N.mm}$$

Los momentos en los puntos B y C son los correspondientes en el cambio de sección transversal que se analizarán posteriormente.

$$s \text{ máx} = \frac{32M_D}{pd^3} = 64.44 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

Definición de la clase de esfuerzos:

Flexión: Esfuerzo alternante con Inversión completa

$$s \text{ máx} = s.a$$

$$s.m = 0$$

Torsión: Esfuerzo alternante cero.

$$t.a = 0$$

$$t.m = \frac{16T}{pd^3} = 6.71 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

Asumiendo $S_{ut(AISI4340)} = 110 \text{ Kg/mm}^2 = 1100 \text{ Mpa}$ (Ver anexo B)

$$S_e' = 0.504 S_{ut} = 554.4 \text{ Mpa} \quad S_{ut} \leq 1400 \text{ Mpa}$$

$$K_a = a S_{ut}^b = 4.51(1100)^{-0.265} = 0.71 \quad (\text{Maquinado})$$

$$K_b = 0.7 \quad \text{por recomendación de Shigley}$$

$$K_c = 1$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S_e' = 275.5 \text{ Mpa}$$

Aplicando criterio de Von Mises para esfuerzos combinados

$$s'_a = \sqrt{s_x a^2 + 3 t_x y a^2} \quad \text{ecuación 19}$$

$$s'_m = \sqrt{s_x m^2 + 3 t_x y m^2} \quad \text{ecuación 20}$$

$$s'_a = 64.44 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$s'_m = 11.62 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

Según Goodman

$$\frac{s'_a}{S_e} + \frac{s'_m}{S_{ut}} = \frac{1}{FS} \quad \text{ecuación 21}$$

$$FS = 4.09$$

6.6 DISEÑO DEL EJE DEL RODILLO CURVADOR ANALIZADO POR FATIGA

En este análisis se efectuarán dos escalonamientos al eje del rodillo, con el fin de que no resulten altos valores de concentración de esfuerzos debido a una brusca reducción en el área de la sección transversal.

El primer escalonamiento lo analizamos en el punto C de los respectivos diagramas de momentos.

$$D = 360 \text{ mm} \quad \text{Asumimos } d = 260 \text{ mm}$$

Luego se analiza en el entalle o cambio de la sección transversal

$$s_c = \frac{32M_c}{\pi d^3} = 48.01 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

Los valores de Se' , Ka , Kb , Kc , Kd , Ke y Se son los mismos enunciados anteriormente.

Radio de muesca $r \cong 0.2d$ por recomendación técnica.

$$r = 52 \text{ mm}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Radio.de.muesca} \\ S_{ut} \\ \text{Figura.Shigley} \\ \text{Ver.Anexo.B} \end{array} \right\} q \cong 1 \text{ en flexión y torsión}$$

$$\frac{D}{d} = 1.38$$

$$\frac{r}{d} = 0.2$$

$$\left. \begin{array}{l} D/d \\ r/d \\ \text{Barra.Circular.con.} \\ \text{entalle.sometida.flexión} \\ \text{Figura.Shigley} \\ \text{Ver.Anexo.B} \end{array} \right\} K_T = 1.4$$

No es necesario encontrar el valor de K_{TS} debido a que el esfuerzo alternante en torsión es igual a cero.

$$\text{Luego } K_F = 1 + q(K_T - 1) = 1.4$$

Se procede a multiplicar cualquier componente alternante por el factor de concentración de esfuerzo respectivo.

$$s.a = K_F s_c = 67.21 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$t.m = 17.82 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

de las ecuaciones 19 y 20

$$s'_a = 67.21 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$s'_m = 30.87 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

Remplazando en la ecuación 21

$$FS = 3.68$$

El segundo escalonamiento lo analizamos en el punto B de los diagramas de momentos.

$$D = 260 \text{ mm} \quad \text{Asumimos } d = 200 \text{ mm}$$

Luego se analiza en el entalle o cambio de la sección transversal

$$s_B = \frac{32M_B}{pd^3} = 41.71 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

Los valores de Se' , Ka , Kb , Kc , Kd , Ke y Se son los mismos enunciados anteriormente.

Radio de muesca $r \cong 0.2d$ por recomendación técnica.

$$r = 40 \text{ mm}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Radio.de.muesca} \\ Sut \\ \text{Figura.Shigley} \\ \text{Ver.Anexo.B} \end{array} \right\} q \cong 1 \text{ en flexión y torsión}$$

$$\frac{D}{d} = 1.3$$

$$\frac{r}{d} = 0.2$$

$$\left. \begin{array}{l} D/d \\ r/d \\ \text{Barra.Circular.con.} \\ \text{entalle.sometida.flexión} \\ \text{Figura.Shigley} \\ \text{Ver.Anexo.B} \end{array} \right\} K_T = 1.4$$

$$\text{Luego } K_f = 1 + q(K_T - 1) = 1.4$$

Se procede a multiplicar cualquier componente alternante por el factor de concentración de esfuerzo respectivo.

$$s_a = K_f s_B = 58.4 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$t_m = 39.15 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

de las ecuaciones 19 y 20

$$s'_a = 58.4 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$s'_m = 67.8 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

Remplazando en la ecuación 21

$$FS = 3.66$$

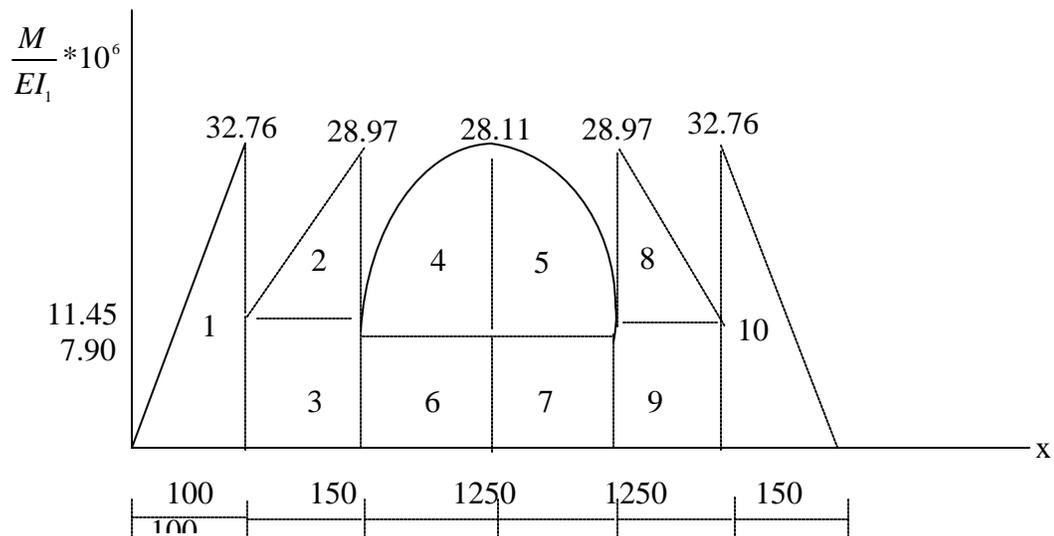
6.7 DISEÑO DEL EJE DEL RODILLO CURVADOR ANALIZADO POR DEFLEXIÓN

Se iniciará con un diagrama M/EI , debido a que los cálculos efectuados por fatiga hasta encontrar los momentos resultantes son los mismos para este análisis.

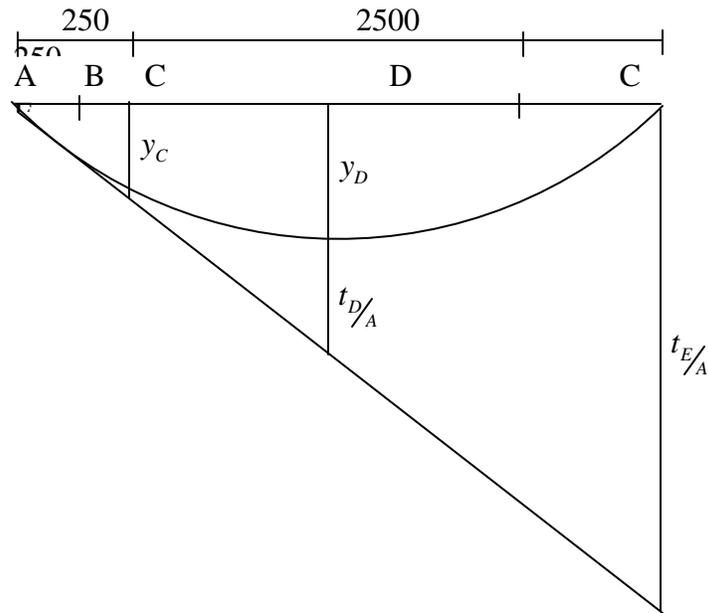
$$I_1 = \frac{P}{64}d^4$$

$$I_2 = \frac{P}{64}(1.3d)^4 = 2.86I_1$$

$$I_3 = \frac{P}{64}(1.8d)^4 = 10.5I_1$$



(No a escala)



$$\frac{t_{E/A}}{3000} = \frac{y_D + t_{D/A}}{1500}$$

$$t_{E/A} = \bar{x}_1 A_1 + \bar{x}_2 A_2 + \bar{x}_3 A_3 + \bar{x}_4 A_4 + \bar{x}_5 A_5 + \bar{x}_6 A_6 + \bar{x}_7 A_7 + \bar{x}_8 A_8 + \bar{x}_9 A_9 + \bar{x}_{10} A_{10} \quad (\text{de E hacia})$$

A).

$$\bar{x}_{10} = \frac{2}{3}(100) = 66.67$$

$$A_{10} = \frac{1}{2}(100) \frac{32.76 * 10^6}{EI_1} = \frac{1638 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_9 = 175$$

$$A_9 = \frac{1717.5 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_8 = 100 + \frac{2}{3}(150) = 200$$

$$A_8 = \frac{1}{2}(150) \frac{(17.52 * 10^6)}{EI_1} = \frac{1314 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_7 = 250 + 625 = 875$$

$$A_7 = \frac{9875 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_6 = 2125$$

$$A_6 = \frac{9875 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_5 = 250 + \frac{5}{8}(1250) = 1031.25$$

$$A_5 = \frac{2(1250)(20.21 * 10^6)}{3EI_1} = \frac{16841.66 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_4 = 1500 + \frac{3}{8}(1250) = 1968.75$$

$$A_4 = \frac{16841.66 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_3 = 2750 + 75 = 2825$$

$$A_3 = \frac{1717.5 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_2 = 2750 + \frac{1}{3}(150) = 2800$$

$$A_2 = \frac{1314 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_1 = 2900 + \frac{1}{3}(100) = 2933.33$$

$$A_1 = \frac{1638 * 10^6}{EI_1}$$

$$t_{E/A} = \frac{94.16 * 10^{12}}{EI_1}$$

$$t_{D/A} = \bar{x}_1 A_1 + \bar{x}_2 A_2 + \bar{x}_3 A_3 + \bar{x}_4 A_4 + \bar{x}_6 A_6 \quad (\text{de D hacia A})$$

$$\bar{x}_6 = 625$$

$$\bar{x}_4 = 468.75$$

$$\bar{x}_5 = 1325$$

$$\bar{x}_2 = 1300$$

$$\bar{x}_1 = 1433.33$$

$$t_{D/A} = \frac{20.4 * 10^{12}}{EI_1}$$

$$y_D = \frac{26.68 * 10^{12}}{EI_1}$$

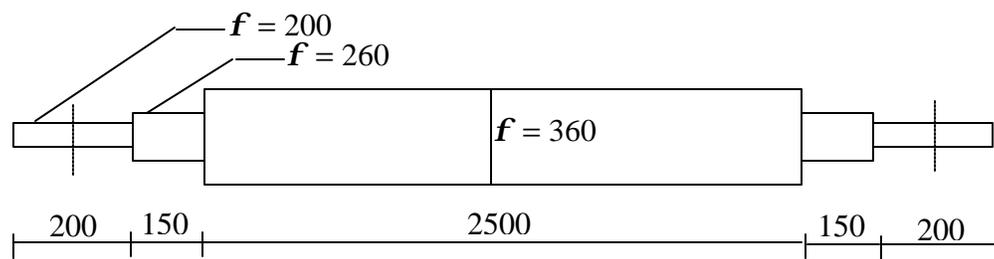
Faires establece que la deflexión máxima para un árbol de transmisión no debe exceder en 0.83 mm/mt entre apoyos.

$$y_D = 0.8 \text{ mm/mt} \quad \text{Asumido}$$

$$d = 181.87 \text{ mm}$$

Estandarizando

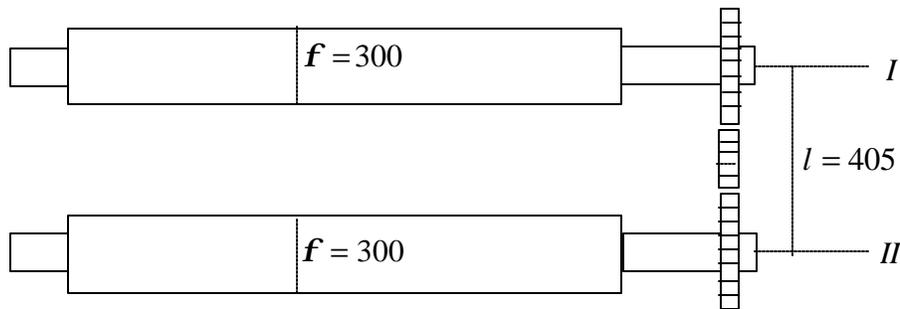
$$d = 200 \text{ mm}$$



(No a escala)

6.8 CÁLCULO DE LA POTENCIA DE LA MÁQUINA DE ROLADO

Para el cálculo de la potencia de la máquina se debe tener en cuenta el Torque debido a las fuerzas que actúan en los rodillos de arrastre y el Torque necesario para vencer la Inercia en el sistema.



T^F : Torque debido a las fuerzas en ambos rodillos.

T^I : Torque debido a la Inercia.

$$T^F = 2P_1(0.15) = 62.8 * 10^3 \text{ N.m}$$

$$T^I = I a$$

$$I = I_{II} + (I_I + m_1 l^2)$$

$$m = \frac{p g \cdot d^2 \cdot L}{4g} = \frac{p \cdot (76.5 * 10^3) * 3.4 * 0.3^2}{4 * 9.81} = 1874 \text{ Kg}$$

$$I_I = I_{II} = \frac{m.d^2}{8} = 21.08 \text{ Kg} \cdot m^2$$

$$I = 349.54 \text{ Kg} \cdot m^2$$

Una lámina de 2.44 metros de longitud se estaría rolando en un tiempo de 200 segundos aproximadamente, correspondientes a cuatro pasadas de 50 segundos.

La velocidad lineal de la lámina es la misma que la de los rodillos.

$$V = \frac{2.44}{50} = 2.93 \text{ m/min}$$

$$n = \frac{2.93}{p \cdot 0.3} = 3 \text{ rpm}$$

$$\omega = 0.31 \text{ rad/seg}$$

Asumiendo $t = 2$ seg. para el tiempo necesario en vencer la Inercia

$$a = 0.16 \text{ rad/seg}^2$$

$$T^I = 55.93 \text{ N.m}$$

$$T_R = T^F + T^I = 62856 \text{ N.m}$$

$$P = T_R \cdot \omega$$

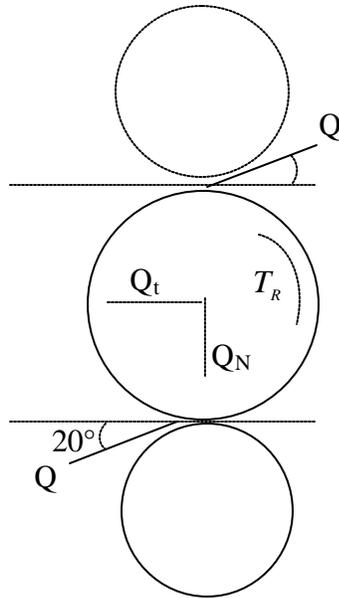
$$P = 26.hp$$

En el cuadro 5 se muestran valores de mucha importancia, que fueron calculados a partir de la ecuación 17 para determinar la potencia de la máquina en el rolado de algunas láminas comerciales.

Cuadro 5: Potencia requerida de acuerdo al espesor de lámina

Espesor (in)	Mp (N.m)	F1 (N/mm)	N1 (N/mm)	P1 (N/mm)	Hp
(3 / 8)	14389	58	35,6	21,4	6,5
(1 / 2)	25580,6	103,5	63,5	38,12	11,5
(5 / 8)	39970	162	100	60	18
(3 / 4)	57556,3	233	143	85,84	26

6.9 CÁLCULO DE LAS FUERZAS EXISTENTES EN LOS ENGRANAJES DE LOS RODILLOS DE ARRASTRE



$$T_R = 2Q_t R$$

$R = 6$ pulg. (Radio del engranaje asumido).

$$Q_t = \frac{62856}{0.3048} = 206220.47 \text{ N}$$

$$Q_N = Q_t \cdot \tan.20^\circ = 75058.11 \text{ N}$$

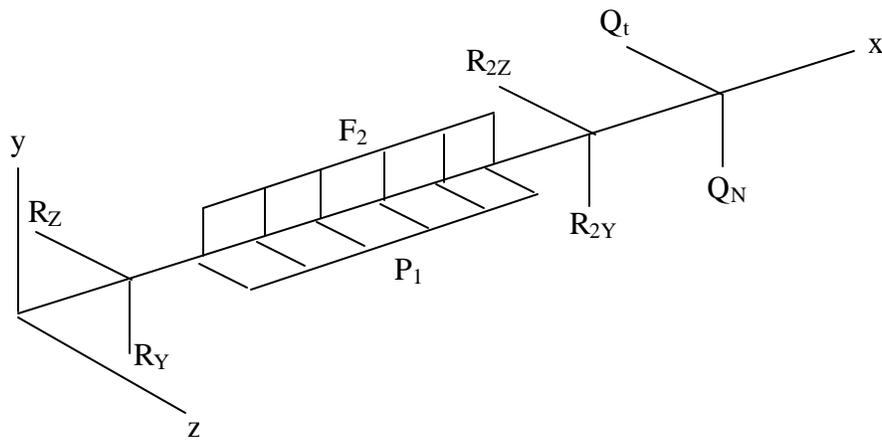
6.10 DISEÑO DEL EJE DE LOS RODILLOS DE ARRASTRE ANALIZADO POR

FATIGA

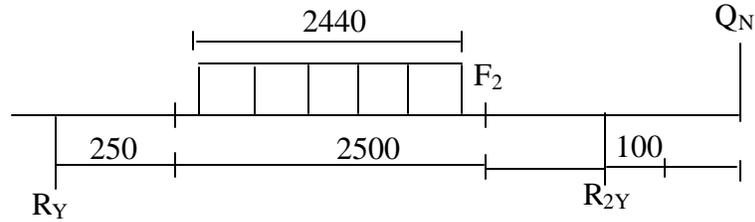
$$w = 1874.Kg = 18384.N = 5.407 \text{ N/mm}$$

$$F_2 = N_1 + w = 148.41 \text{ N/mm}$$

$$P_1 = 85.8 \text{ N/mm}$$



PLANO XY:

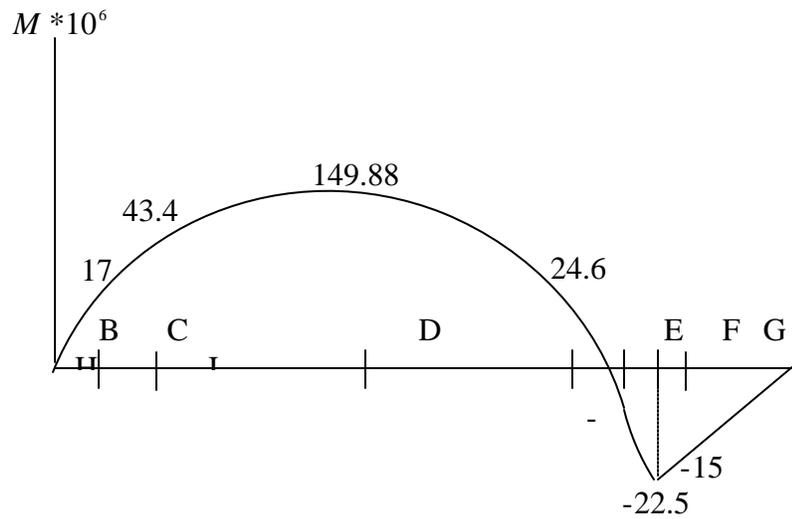


$$R_y = 173554.389 \text{ N}$$

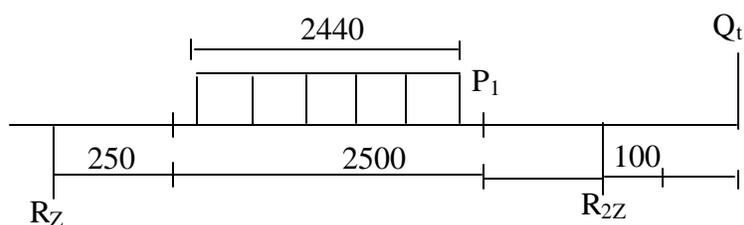
$$R_{2Y} = 263624.121 \text{ N}$$

$$V(x) = R_y - F_2 \langle x - 280 \rangle^1 + F_2 \langle x - 2720 \rangle^1 + R_{2Y} \langle x - 3000 \rangle^0$$

$$M(x) = R_y x - \frac{F_2}{2} \langle x - 280 \rangle^2 + \frac{F_2}{2} \langle x - 2720 \rangle^2 + R_{2Y} \langle x - 3000 \rangle^1$$



PLANO XZ:

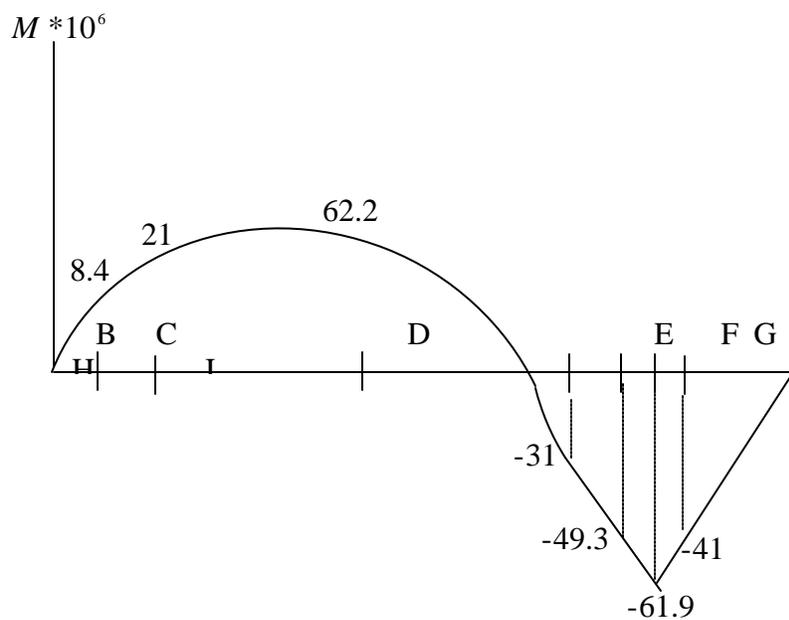


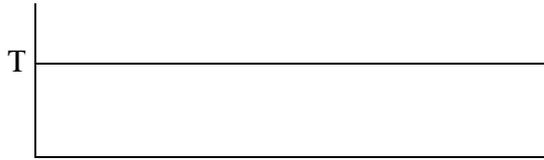
$$R_Z = 84053.953 \text{ N}$$

$$R_{2Z} = 331518.517 \text{ N}$$

$$V(x) = R_Z - P_1 \langle x - 280 \rangle^1 + P_1 \langle x - 2720 \rangle^1 + R_{2Z} \langle x - 3000 \rangle^0$$

$$M(x) = R_Z x - \frac{P_1}{2} \langle x - 280 \rangle^2 + \frac{P_1}{2} \langle x - 2720 \rangle^2 + R_{2Z} \langle x - 3000 \rangle^1$$





$$T = 31.4 * 10^6 \text{ N.mm}$$

Momentos resultantes:

$$M_B = 19.32 * 10^6 \text{ N.mm}$$

$$M_C = 48.21 * 10^6 \text{ N.mm}$$

$$M_D = 162.27 * 10^6 \text{ N.mm}$$

$$M_E = 39.57 * 10^6 \text{ N.mm}$$

$$M_F = 49.44 * 10^6 \text{ N.mm}$$

$$M_G = 65.86 * 10^6 \text{ N.mm} \quad (\text{Centro del Cojinete}).$$

$$M_H = 43.67 * 10^6 \text{ N.mm}$$

El momento en el punto G corresponde a un valor en el centro del cojinete, por tanto no hay concentración de esfuerzos, mientras que los momentos en

los puntos B, C, E, F y H son los correspondientes en el cambio de sección transversal que se analizarán posteriormente.

$$s_D = \frac{32.M_D}{p.(300)^3} = 61.22 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$s_E = \frac{32.M_E}{p.(240)^3} = 29.16 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$s_F = \frac{32.M_F}{p.(200)^3} = 62.95 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$s_G = \frac{32.M_G}{p.(200)^3} = 83.85 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$s_H = \frac{32.M_H}{p.(190)^3} = 64.85 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

Analizamos el punto E:

D = 300 mm Asumimos d = 240 mm

$$s_E = \frac{32M_E}{p.d^3} = 29.16 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

Definición de la clase de esfuerzos:

Flexión: Esfuerzo alternante con Inversión completa

$s_{\text{máx}} = s.a$

$$s.m = 0$$

Torsión: Esfuerzo alternante cero.

$$t.a = 0$$

$$t.m = \frac{16T}{pd^3} = 11.57 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$Se' = 0.504 Sut = 554.4 \text{ Mpa} \quad Sut \leq 1400 \text{ Mpa}$$

$$Ka = aSut^b = 4.51(1100)^{-0.265} = 0.71 \quad (\text{Maquinado})$$

$$Kb = 0.7 \quad \text{por recomendación de Shigley}$$

$$Kc = 1$$

$$Kd = 1$$

$$Ke = 1$$

$$Se = Ka * Kb * Kc * Kd * Ke * Se^1 = 275.5 \text{ Mpa}$$

$$r = 0.2d = 48 \text{ mm}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Radio.de.muesca} \\ Sut \\ \text{Figura.Shigley} \\ \text{Ver.Anexo.B} \end{array} \right\} q \cong 1 \text{ en flexión y torsión}$$

$$\frac{D}{d} = 1.25$$

$$\frac{r}{d} = 0.2$$

$$\left. \begin{array}{l} D/d \\ r/d \\ \text{Barra.Circular.con.} \\ \text{entalle.sometida.flexión} \\ \text{Figura.Shigley} \\ \text{Ver.Anexo.B} \end{array} \right\} K_T = 1.4$$

$$K_F = 1 + q(K_T - 1) = 1.4$$

$$s_a = K_F s_E = 40.82 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

de las ecuaciones 19 y 20

$$s'_a = 40.82 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$s'_m = 20 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

Remplazando en la ecuación 21

$$FS = 6.01$$

Analizamos el punto F:

$$D = 240 \text{ mm} \quad \text{Asumimos } d = 200 \text{ mm}$$

$$s_F = \frac{32M_F}{p.d^3} = 62.95 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

Definición de la clase de esfuerzos:

Flexión: Esfuerzo alternante con Inversión completa

$$s_{m\acute{a}x} = s.a$$

$$s.m = 0$$

Torsión: Esfuerzo alternante cero.

$$t.a = 0$$

$$t.m = \frac{16T}{\pi d^3} = 19.99 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$r = 0.2d = 40 \text{ mm}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Radio.de.muesca} \\ Sut \\ \text{Figura.Shigley} \\ \text{Ver.Anexo.B} \end{array} \right\} q \cong 1 \text{ en flexión y torsión}$$

$$\frac{D}{d} = 1.2$$

$$\frac{r}{d} = 0.2$$

$$\left. \begin{array}{l} D/d \\ r/d \\ \text{Barra.Circular.con.} \\ \text{entalle.sometida.flexión} \\ \text{Figura.Shigley} \\ \text{Ver.Anexo.B} \end{array} \right\} K_T = 1.39$$

$$K_F = 1 + q(K_T - 1) = 1.39$$

$$s_a = K_F s_F = 87.5 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

de las ecuaciones 19 y 20

$$s'_a = 87.5 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$s'_m = 34.62 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

Remplazando en la ecuación 21

$$FS = 2.86$$

Analizamos el punto G:

$$s_G = \frac{32M_G}{p.d^3} = 83.85 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

Definición de la clase de esfuerzos:

Flexión: Esfuerzo alternante con Inversión completa

$$s_{\text{máx}} = s.a$$

$$s.m = 0$$

Torsión: Esfuerzo alternante cero.

$$t.a = 0$$

$$t.m = \frac{16T}{pd^3} = 19.99 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

No existen valores de concentración de esfuerzos

de las ecuaciones 19 y 20

$$s'a = 83.85 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$s'm = 34.62 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

Remplazando en la ecuación 21

$$FS = 2.98$$

Analizamos el punto H:

$D = 200 \text{ mm}$ Asumimos $d = 180 \text{ mm}$

$$s_H = \frac{32M_H}{p.d^3} = 76.27 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

Definición de la clase de esfuerzos:

Flexión: Esfuerzo alternante con Inversión completa

$$s_{\text{máx}} = s.a$$

$$s.m = 0$$

Torsión: Esfuerzo alternante cero.

$$t.a = 0$$

$$t.m = \frac{16T}{pd^3} = 27.42 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$r = 0.2d = 36 \text{ mm}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Radio.de.muesca} \\ Sut \\ \text{Figura.Shigley} \\ \text{Ver.Anexo.B} \end{array} \right\} q \cong 1 \text{ en flexión y torsión}$$

$$\frac{D}{d} = 1.1$$

$$\frac{r}{d} = 0.2$$

$$\left. \begin{array}{l} D/d \\ r/d \\ \text{Barra.Circular.con.} \\ \text{entalle.sometida.flexión} \\ \text{Figura.Shigley} \\ \text{Ver.Anexo.B} \end{array} \right\} K_T = 1.35$$

$$K_F = 1 + q(K_T - 1) = 1.35$$

$$s_a = K_F s_H = 102.96 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

de las ecuaciones 19 y 20

$$s'_a = 102.96 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$s'_m = 47.49 * 10^6 \text{ N/m}^2$$

Remplazando en la ecuación 21

$$FS = 2.40$$

6.11 DISEÑO DEL EJE DE LOS RODILLOS DE ARRASTRE

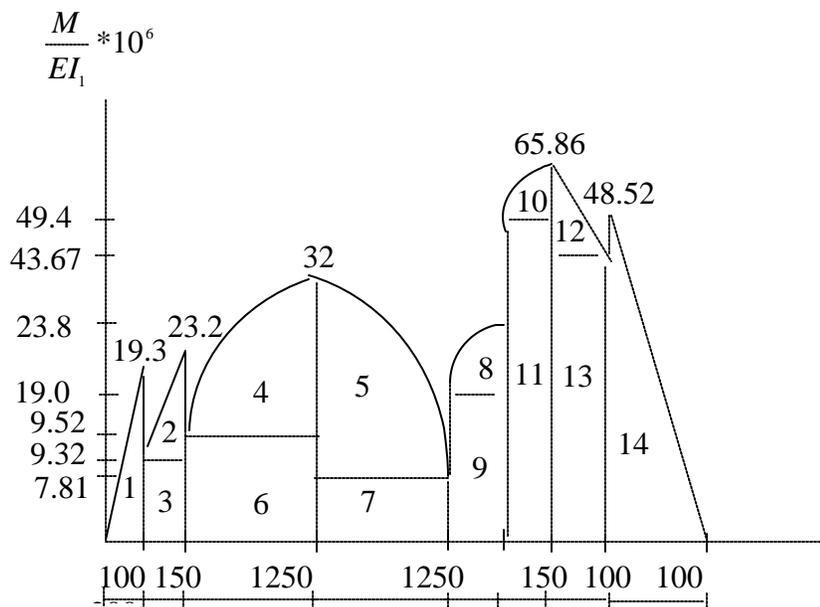
ANALIZADO POR DEFLEXIÓN

$$I_1 = \frac{P}{64}d^4$$

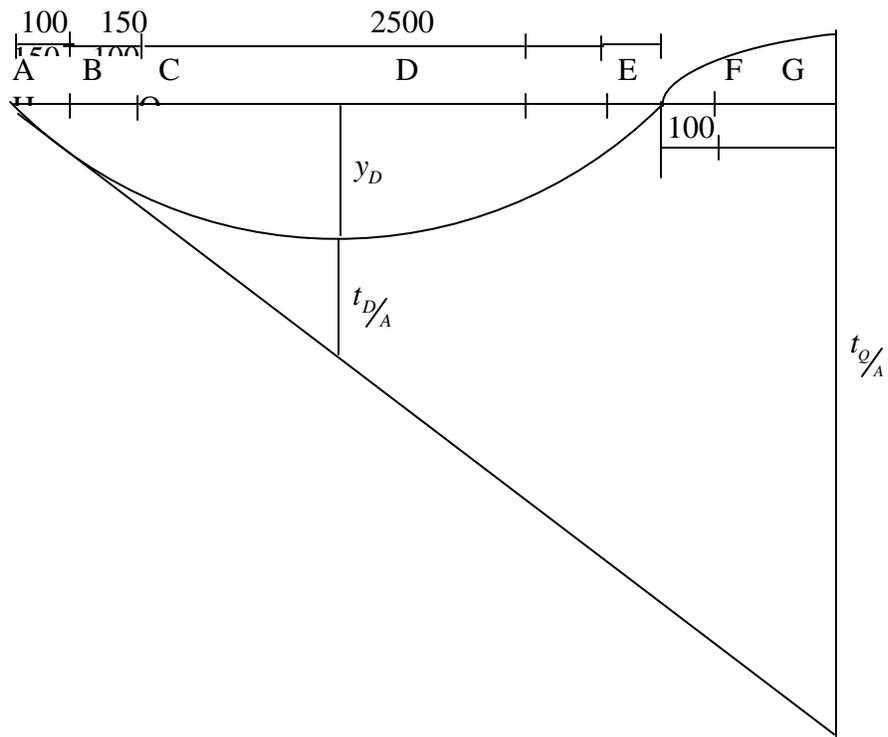
$$I_2 = \frac{P}{64}(1.2d)^4 = 2.074.I_1$$

$$I_3 = \frac{P}{64}(1.5d)^4 = 5.063.I_1$$

$$I_4 = \frac{P}{64}(0.9d)^4 = 0.66.I_1$$



(No a escala)



$$\frac{t_{Q/A}}{3300} = \frac{y_D + t_{D/A}}{1500}$$

$$t_{Q/A} = \bar{x}_1 A_1 + \bar{x}_2 A_2 + \bar{x}_3 A_3 + \bar{x}_4 A_4 + \bar{x}_5 A_5 + \bar{x}_6 A_6 + \bar{x}_7 A_7 + \bar{x}_8 A_8 + \bar{x}_9 A_9 + \bar{x}_{10} A_{10} + \bar{x}_{11} A_{11} + \bar{x}_{12} A_{12} + \bar{x}_{13} A_{13} + \bar{x}_{14} A_{14} \quad (\text{de Q hacia A}).$$

$$\bar{x}_{14} = \frac{2}{3}(200) = 133.33$$

$$A_{14} = \frac{1}{2}(200) \frac{48.52 * 10^6}{EI_1} = \frac{4852 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_{13} = 250$$

$$A_{13} = \frac{100 * 43.67 * 10^6}{EI_1} = \frac{4367 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_{12} = \frac{2}{3}(100) + 200 = 266.66$$

$$A_{12} = \frac{1}{2}(100) \frac{22.19 * 10^6}{EI_1} = \frac{1109 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_{11} = 350$$

$$A_{11} = \frac{100 * 49.44 * 10^6}{EI_1} = \frac{4944 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_{10} = 300 + \frac{3}{8}(100) = 337.5$$

$$A_{10} = \frac{2(100)(16.42 * 10^6)}{3EI_1} = \frac{1094.66 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_9 = 400 + 75 = 475$$

$$A_9 = \frac{150 * 19 * 10^6}{EI_1} = \frac{2850 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_8 = 400 + \frac{3}{8}(150) = 456.25$$

$$A_8 = \frac{2(150)(4.8 * 10^6)}{3EI_1} = \frac{480 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_7 = 550 + 625 = 1175$$

$$A_7 = \frac{1250 * 7.81 * 10^6}{EI_1} = \frac{9762 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_6 = 2425$$

$$A_6 = \frac{1250 * 9.52 * 10^6}{EI_1} = \frac{11900 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_5 = 550 + \frac{5}{8}(1250) = 1331.25$$

$$A_5 = \frac{2(1250)(24.19 * 10^6)}{3EI_1} = \frac{20158.33 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_4 = 1800 + \frac{3}{8}(1250) = 2268.75$$

$$A_4 = \frac{2(1250)(22.48 * 10^6)}{3EI_1} = \frac{18733.33 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_3 = 3125$$

$$A_3 = \frac{150 * 9.32 * 10^6}{EI_1} = \frac{1398 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_2 = 3050 + \frac{1}{3}(150) = 3100$$

$$A_2 = \frac{1}{2} \frac{(150)(13.88 * 10^6)}{EI_1} = \frac{1041 * 10^6}{EI_1}$$

$$\bar{x}_1 = 3200 + \frac{1}{3}(100) = 3233.33$$

$$A_1 = \frac{1}{2} \frac{(100)(19.32 * 10^6)}{EI_1} = \frac{966 * 10^6}{EI_1}$$

$$t_{\theta/A} = \frac{126.08 * 10^{12}}{EI_1}$$

$$t_{D/A} = \bar{x}_1 A_1 + \bar{x}_2 A_2 + \bar{x}_3 A_3 + \bar{x}_4 A_4 + \bar{x}_6 A_6 \quad (\text{de D hacia A})$$

$$\bar{x}_6 = 625$$

$$\bar{x}_4 = 468.75$$

$$\bar{x}_5 = 1325$$

$$\bar{x}_2 = 1300$$

$$\bar{x}_1 = 1433.33$$

$$t_{D/A} = \frac{20.8 \cdot 10^{12}}{EI_1}$$

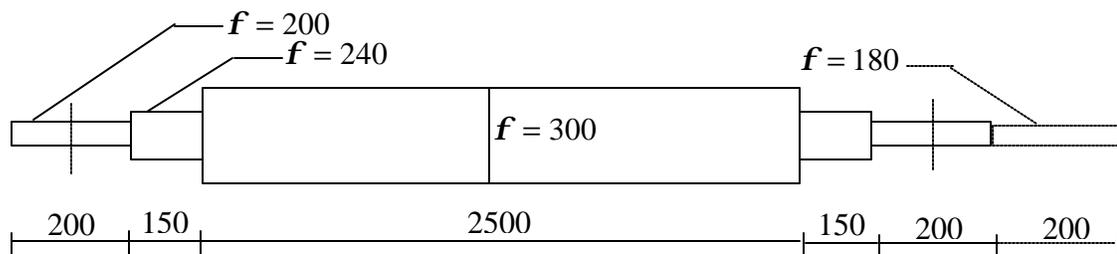
$$y_D = \frac{36.5 \cdot 10^{12}}{EI_1}$$

$$y_{\text{máx}} = 0.8 \text{ mm/mt}$$

$$d = 196.69 \text{ mm}$$

Estandarizando

$$d = 200 \text{ mm}$$



(No a escala)

6.12 SELECCIÓN DE CUÑAS UTILIZADAS EN LOS ENGRANAJES DE LOS RODILLOS DE ARRASTRE.

Esfuerzos a considerar:

a) Compresión (S_c)

b) Cortadura (S_s)

a) Compresión:

Area sometida a compresión: $A_c = \left(\frac{t}{2}\right)L$

Fuerza resistente: F_c

Momento de torsión: $T = F_c * \frac{d}{2} \Rightarrow F_c = \frac{2T}{d}$

$$S_c = \frac{F_c}{A_c} = \frac{4T}{tdL}$$

$$\frac{4T}{tdL} \leq S_{syp}$$

b) Cortadura:

Area sometida a cortadura: $A_s = bL$

Fuerza resistente: F_s

Momento de torsión: $T = F_s * \frac{d}{2} \Rightarrow F_s = \frac{2T}{d}$

$$S_s = \frac{F_s}{A_s} = \frac{2T}{bdL}$$

$$\boxed{\frac{2T}{bdL} \leq S_{syp}}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Acero.bajo.carbono.} \\ \text{AISI.C1045} \\ \text{Tabla.industrial} \end{array} \right\} S_{yp} = 60 \text{ Kg/mm}^2 = 85300 \text{ lb/in}^2$$

$$S_{syp} = \frac{0.58 * S_{yp}}{n}$$

$n = 2$ para cargas con choques medios

$$S_{syp} = 24737 \text{ lb/in}^2$$

$$T = 31428 \text{ N.m} = 278103.9 \text{ Lb.in} \quad (\text{Cada rodillo de arrastre})$$

$$d = 180 \text{ mm} = 7.09 \text{ in}$$

$$L \cong 1.05d = 190 \text{ mm} = 7.48 \text{ in}$$

Asumimos chaveta cuadrada $w = 1 \text{ in}$

Esfuerzo a compresión:

$$S_c = 20975.8 \text{ psi} < 24737 \text{ psi}$$

Esfuerzo a cortadura:

$$S_s = 10487.9 \text{ psi} < 24737 \text{ psi}$$

Utilizar chaveta cuadrada $w = 1 \text{ in}$ para cada rodillo de arrastre.

6.13 SELECCIÓN DE LOS TORNILLOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Estos tornillos al girar, convierten su desplazamiento angular en un desplazamiento rectilíneo y transmite así, la fuerza necesaria para producir la deformación permanente en las láminas.

Esfuerzos a considerar:

a) Compresión (S_c)

b) Pandeo

a) Compresión:

$$\text{Area sometida a compresión: } A_c = \frac{P}{4}(dm)^2$$

$$\text{Fuerza resistente por cada tornillo: } \frac{F_1}{2} = 116.5 \frac{N}{mm} = 63907.4 \text{ Lbf}$$

$$S_c = \frac{F_1/2}{A_c}$$

$$\frac{4 * 63907.4}{p.dm^2} \leq \frac{S_y}{n}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Acero.de.aleación.templado.y.revenido} \\ \text{ASTM.193.B7.(Grado.8)} \\ \text{Anexo.D} \end{array} \right\} S_y = 120 \text{ Ksi}$$

Factor de seguridad $n = 2$ (asumido)

Remplazando en S_c

$$dm = 1.164 \text{ in}$$

b) Pandeo:

Cuando la longitud del tornillo no soportada sea igual o mayor a 8 veces el

diámetro del tornillo, o si $\frac{Le}{k} > 40$, donde (Le) es la longitud equivalente del

tornillo de potencia y k el radio de giro, al tornillo deberá tratarse como

columna. De lo contrario si $\frac{Le}{k} < 40$ se proyectará a base del esfuerzo de compresión.

$$Le = 19.69 \text{ in (asumida)}$$

$$K = \frac{dm}{4}$$

$$\frac{Le}{k} = \frac{4 * 19.69}{1.164} = 67.66$$

Puesto que $\frac{Le}{k} > 40$, al tornillo deberá tratarse como columna y así seleccionar el diámetro adecuado.

$$\left(\frac{Le}{k}\right) = \left(\frac{2 \cdot p^2 * C * E}{S_y}\right)^{\frac{1}{2}}$$

C = Constante de condición de extremos

C = 1.2 para ambos extremos empotrados

$$\left(\frac{Le}{k}\right) = \left(\frac{2 \cdot p^2 * 1.2 * 30 * 10^6}{120000}\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\left(\frac{Le}{k}\right) = 76.95$$

Observando que $\frac{Le}{k} < \left(\frac{Le}{k}\right)$, se procederá a utilizar la fórmula de Johnson.

$$dm = 2 \left(\frac{P_{cr}}{p \cdot S_y} + \frac{S_y Le^2}{p^2 \cdot C \cdot E}\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$P_{cr} = \frac{F_1}{2} * L * n = 127814.75 \quad Lbf$$

$$dm = 1.371 \text{ in}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Roscas.Cuadradas} \\ D.menor = 1.400 \\ \text{Hilos.por.pulgada} = 2^{1/2} \\ \text{Tabla.industrial} \\ \text{Anexo.D} \end{array} \right\} \text{Diámetro nominal } D = 1 \frac{3}{4} \text{ in}$$

$$\text{Paso} = \frac{1}{\text{Hilos/pulg}} \cong \frac{1}{2} \text{ in}$$

$l =$ Avance. En este caso $l = p = 12.7 \text{ mm}$.

$u = 0.125$ Factor de fricción para materiales y mano de obra de calidad promedio.

$$D = 1 \frac{3}{4} = 44.45 \text{ mm}$$

El momento de rotación necesario en cada tornillo para descender la carga y aplicar la fuerza F requerida para producir la deformación permanente en la lámina es:

$$T = \frac{F \cdot dm}{2} \left(\frac{p \cdot mdm - l}{p \cdot dm + ml} \right)$$

donde:

$$F = \frac{F_1}{2} * L$$

$$F = 116.5 \text{ N/mm} * 2440 \text{ mm} = 284260 \text{ N}$$

$$T = 212726 \text{ N.mm}$$

A través de estudios realizados se ha demostrado que una persona podrá ejercer una fuerza aproximadamente igual a la de su propio peso; por tanto se asume para este caso un operador de peso igual a 60 Kgf con el fin de determinar la palanca necesaria para vencer el torque.

$$T = P * r$$

$$r = \frac{212726}{60 * 9.81} = 361.4 \text{ mm}$$

6.14 COJINETES DE FRICCIÓN

6.14.1 Cojinetes de fricción en el rodillo curvador:

Cojinete completo	: $b = 360^\circ$
Diámetro del muñón	: $D = 200 \text{ mm} = 7.874 \text{ in}$
Longitud del cojinete	: $L = 200 \text{ mm} = 7.874 \text{ in}$
Carga resultante	: $W = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} = 331626.9 \text{ N} = 74371 \text{ Lbf}$
Revoluciones por minuto	: $n = 2.6 \text{ rpm}$
Revoluciones por segundo	: $n_s = 0.04 \text{ rps}$
Presión en el cojinete	: $P = \frac{W}{L \cdot D} = 1200 \text{ psi}$

Material del cojinete : Bronce fosforado, seleccionado por poseer buena resistencia al desgaste y adecuados para soportar cargas elevadas.

Las tolerancias y juegos deben ser comerciales a ser posible. Considerando primero un ajuste de rotación media o semilibre RC 5 adecuado para fuerte presión sobre el muñón.

$$\left\{ \begin{array}{l} D = 7.87.in \\ \text{Ajuste RC.5} \\ \text{tabla.industrial} \\ \text{Anexo.E} \end{array} \right\} \Rightarrow \text{Agujero } \left\{ \begin{array}{l} +1.8 \\ 0 \end{array} \right\} \quad \text{Eje } \left\{ \begin{array}{l} -4.0 \\ -5.8 \end{array} \right\}$$

$$\text{Agujero máximo} = 7.87 + 0.0018 = 7.8718 \text{ in}$$

$$\text{Agujero mínimo} = 7.87 + 0 = 7.87 \text{ in}$$

$$\text{Eje máximo} = 7.87 - 0.004 = 7.866 \text{ in}$$

$$\text{Eje mínimo} = 7.87 - 0.0058 = 7.8642 \text{ in}$$

$$J.\text{máx} = \text{Agujero máximo} - \text{Eje mínimo} = 0.0076 \text{ in}$$

$$J.\text{mín} = \text{Agujero mínimo} - \text{Eje máximo} = 0.0040 \text{ in}$$

$$J.\text{prom} = \frac{J.\text{máx} + J.\text{mín}}{2} = 0.0058 \text{ in}$$

$$\text{Huelgo medio } C_d = 0.0058 \text{ in}$$

$$\text{Juego radial } C_r = 0.0029 \text{ in}$$

$$\text{Relación de juego } \frac{C_r}{r} = 0.001 \text{ in}$$

Mínimo espesor de película lubricante $h_0 = 0.00025D$ propuesto por Norton como regla general.

$$h_0 = 0.002 \text{ in}$$

$$\frac{h_0}{Cr} = 0.690 \quad (\text{Entrada en la tabla - Anexo E})$$

y hallamos Sommerfeld (número característico del cojinete)

$$S = 0.43$$

$$\frac{r}{Cr} f = 8.94 \quad \Rightarrow \quad f = 0.0066 \quad (\text{coeficiente de fricción})$$

Despejando para la viscosidad (m)

$$m = \frac{S \cdot P}{n_s \cdot \left(\frac{r}{Cr}\right)^2} = 7 \cdot 10^{-3} \text{ Reyns}$$

Entrando en la tabla de lubricantes del anexo E, con baja temperatura de trabajo y con la viscosidad calculada, se observa que no existe un aceite que cumpla con los propósitos requeridos; por tanto se recomienda usar grasa como lubricante para los casos en que se tengan cargas pesadas, velocidades bajas y diseños para los cuales sea difícil retener el aceite. Se usa mucho la grasa aplicada a presión sobre la superficie a lubricar.

Se utilizará grasa *OKS 400*, a base de aceite mineral con jabón de Litio en combinación con sólidos lubricantes de Disulfuro de Molibdeno MoS_2 , que garantiza un elevado nivel de protección de las superficies metálicas.

Esta es una grasa multipropósito de alto desempeño para toda clase de mecanismos en movimiento y resistente a altas cargas de impacto.

6.14.2 Cojinetes de fricción en los rodillos de arrastre

Cojinete completo	: $b = 360^\circ$
Diámetro del muñón	: $D = 200 \text{ mm} = 7.874 \text{ in}$
Longitud del cojinete	: $L = 200 \text{ mm} = 7.874 \text{ in}$
Carga resultante	: $W = \sqrt{R_{2Y}^2 + R_{2Z}^2} = 423558.97 \text{ N} = 94988 \text{ Lbf}$
Revoluciones por minuto	: $n = 3.1 \text{ rpm}$
Revoluciones por segundo	: $n_s = 0.05 \text{ rps}$
Presión en el cojinete	: $P = \frac{W}{L \cdot D} = 1534 \text{ psi}$
Material del cojinete	: Bronce fosforado, seleccionado por poseer buena resistencia al desgaste y adecuados para soportar cargas elevadas.

Las tolerancias y juegos deben ser comerciales a ser posible. Considerando el mismo ajuste seleccionado para el rodillo curvador.

$$\left\{ \begin{array}{l} D = 7.87.in \\ \text{Ajuste RC.5} \\ \text{tabla industrial} \\ \text{Anexo E} \end{array} \right\} \Rightarrow \text{Agujero } \left\{ \begin{array}{l} +1.8 \\ 0 \end{array} \right\} \quad \text{Eje } \left\{ \begin{array}{l} -4.0 \\ -5.8 \end{array} \right\}$$

Las características restantes como huelgo medio (C_d), holgura radial (C_r), relación de juego ($\frac{C_r}{r}$), mínimo espesor de película lubricante (h_0), Sommerfeld (S), factor de fricción (f), entre otras, son las mismas que para el rodillo curvador.

Despejando para la viscosidad (m)

$$m = \frac{S.P}{n_s \cdot \left(\frac{r}{C_r} \right)^2} = 7.2 * 10^{-3} \text{ Reyns}$$

Observando que las condiciones de trabajo de estos cojinetes son similares a las de los cojinetes del rodillo curvador, se recomienda utilizar el mismo tipo de grasa como lubricante.

6.15 SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR

Parámetros de selección según la casa FALK

Aplicación: Roladora de láminas.

Ciclo de trabajo: De tres a ocho horas al día.

Condición de operación: Aire libre bajo techo.

Accionado por motor eléctrico de 1750 rpm.

Velocidad de entrada al reductor : $n_e = 1750$ rpm

Velocidad de salida del reductor : $n_s = 6$ rpm

Potencia de diseño : $P = 26$ Hp

Relación de velocidad : $m_w = 291.9$

Tamaño de la unidad : 1120

Para mayor detalle sobre dimensiones (Ver anexo C)

6.16 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Calcular un par de engranajes de evolvente 20° , altura completa, para transmitir 26 Hp. El diámetro primitivo del piñón es igual a 10 pulgadas y gira a 6 rpm. La relación de velocidad es igual a 2.

Datos:

Evolvente 20° , altura total

Potencia = 26 Hp

$n_p = 6$ rpm

$D_p = 10$ in

$m_w = 2$

Solución:

Se asume material para el par de engranajes

Acero forjado 3250

Endurecido superficialmente por cementación para mejorar sus propiedades mecánicas.

Límite de fatiga $S'_n = 83$ Ksi

Dureza Brinell (BHN) = 600

Asumir número de dientes

$$N_p = 16$$

$$N_g = 32$$

Los cálculos se efectuarán en base al piñón por ser el elemento más débil.

$$V_m = \mathbf{p} \cdot D_p \cdot n = \mathbf{p} \cdot \left(\frac{10}{12} \right) * 6 = 15.71 \text{ ft}/\text{mín}$$

$$F_t = \frac{33000 * H_p}{V_m} = 54615 \text{ Lb}$$

Según la AGMA:

Si se conocen los diámetros primitivos

$$F = \frac{S \mathbf{p}^2 \cdot K \cdot Y}{(Pd)^2} \Rightarrow \frac{(Pd)^2}{Y} = \frac{(S \cdot perm) \mathbf{p}^2 \cdot K}{F_t}$$

$K = 4$ (asumido)

Para tallado ordinario

$$S_{perm} = 83000 * \left(\frac{600}{600 + 15.71} \right) = 80882 \text{ Psi}$$

$$\frac{(Pd)^2}{Y} = 58.47 \text{ (permissible)}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Evolvente } 20^\circ \\ \text{Pr ofundidad total} \\ Np = 16 \text{ dientes} \\ \text{Tabla industrial} \\ \text{Anexo D} \end{array} \right\} Y = 0.094$$

$$(Pd)^2 = 58.47 * 0.094$$

$$Pd \cong 2.34$$

$$Pd = 2 \text{ (asumido)}$$

Recalculando número de dientes

$$Np = Pd * Dp = 2 * 10 = 20 \text{ dientes}$$

$$Ng = 2Np = 40 \text{ dientes}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Evolvente } 20^\circ \\ \text{Pr ofundidad total} \\ Np = 20 \text{ dientes} \\ \text{Tabla industrial} \\ \text{Anexo D} \end{array} \right\} Y = 0.102$$

$$\frac{(Pd)^2}{Y} = \frac{(2)^2}{0.102} = 39.22$$

$$\frac{K_{real}}{K} = \frac{\frac{(Pd)^2}{Y} \text{ producido}}{\frac{(Pd)^2}{Y} \text{ permissible}}$$

$$K_{real} = 2.68$$

Ancho del diente (b)

$$b = \frac{K_{real} * P}{Pd} = 4.210 \text{ in}$$

Estandarizando

$$b = 4^{1/4} \text{ in}$$

Remplazando en la ecuación de Lewis

$$F_s = \frac{S_b * p * Y}{Pd}$$

$$F_s = 56518 \text{ Lb}$$

Carga dinámica (F_d) para servicio intermitente

Para tallado ordinario

$$F_d = \left(\frac{600 + V_m}{600} \right) * F_t \quad V_m \leq 2000 \text{ ft/mín}$$

$$F_d = 56045 \text{ Lb}$$

Factor de servicio $N_{sf} = 1$ asumido para carga uniforme sin choque.

Por resistencia se debe cumplir que:

$$F_s \geq F_d * N_{sf}$$

Carga de desgaste en los dientes (F_w)

$$F_w = D_p * b * K_g * Q$$

D_p : Diámetro primitivo del piñón

b : Ancho del diente

K_g : Factor de fatiga superficial del material

Q : relación de número de dientes $\frac{\text{piñón}}{\text{rueda}}$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Ambas.ruedas.dentadas} \\ \text{de.acero.} \\ \text{suma.de.BHN} = 1200 \\ \text{Tabla.AT - 26.Faires} \\ \text{AnexoD} \end{array} \right\} K_g = 750$$

$$Q = \frac{2N_g}{N_g + N_p} = 1.33$$

$$F_w = 42394 \text{ Lb}$$

Si se trata de servicio intermitente no necesariamente se debe cumplir que:

$$F_w \geq F_d * N_{sf}$$

Solución definitiva:

$$D_p = 10 \text{ in}$$

$$D_g = 20 \text{ in}$$

$$N_p = 20$$

$$N_g = 40$$

$$P_d = 2$$

$$b = 4^{1/4} \text{ in}$$

Calcular un tren de engranajes de evolvente 20° , altura completa, para transmitir 26 Hp a 3 rpm. El diámetro primitivo del piñón es igual a 12 pulgadas y la relación de velocidad es igual a 1.

Datos:

Evolvente 20° , altura total

Potencia = 26 Hp

Rpm = 3

$D_p = 12 \text{ in}$

$m_w = 1$

Solución:

Se asume material para el par de engranajes

Acero forjado 3250

Endurecido superficialmente por cementación para mejorar sus propiedades mecánicas.

Límite de fatiga $S'_n = 83 \text{ Ksi}$

Dureza Brinell (BHN) = 600

Asumir número de dientes

$N_p = 20$

$N_g = 20$

$$V_m = p \cdot D_p \cdot n = p \cdot \left(\frac{12}{12}\right) \cdot 3 = 9.42 \text{ ft/mín}$$

$$F_t = \frac{33000 \cdot H_p}{V_m} = 91083 \text{ Lb} \quad \text{Fuerza transmitida al diente en dos puntos de}$$

contacto, por tanto para cada engranaje del rodillo de arrastre

$$F_t = 45541 \text{ Lb}$$

Según la AGMA:

Si se conocen los diámetros primitivos

$$F = \frac{S_p^2 \cdot K \cdot Y}{(Pd)^2} \Rightarrow \frac{(Pd)^2}{Y} = \frac{(S_{perm})^2 \cdot K}{F_t}$$

$K = 4$ (asumido)

Para tallado ordinario

$$Sperm = 83000 * \left(\frac{600}{600 + 9.42} \right) = 81717 \text{ Psi}$$

$$\frac{(Pd)^2}{Y} = 70.84 \text{ (permissible)}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Evolvente } 20^\circ \\ \text{Pr ofundidad total} \\ Np = Ng = 20 \text{ dientes} \\ \text{Tabla industrial} \\ \text{Anexo D} \end{array} \right\} Y = 0.102$$

$$(Pd)^2 = 70.84 * 0.102$$

$$Pd \cong 2.69$$

$$Pd = 2 \text{ (asumido)}$$

Recalculando número de dientes

$$Np = Pd * Dp = 2 * 12 = 24 \text{ dientes}$$

$$Ng = 24 \text{ dientes}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Evolvente } 20^\circ \\ \text{Pr ofundidad total} \\ Np = Ng = 24 \text{ dientes} \\ \text{Tabla industrial} \\ \text{Anexo D} \end{array} \right\} Y = 0.107$$

$$\frac{(Pd)^2}{Y} = \frac{(2)^2}{0.107} = 37.38$$

$$\frac{K.real}{K} = \frac{\frac{(Pd)^2}{Y} \text{ producido}}{\frac{(Pd)^2}{Y} \text{ permisible}}$$

$$K.real = 2.11$$

Ancho del diente (b)

$$b = \frac{K.real * p}{Pd} = 3.314 \text{ in}$$

Estandarizando

$$b = 3^{3/8} \text{ in}$$

Remplazando en la ecuación de Lewis

$$Fs = \frac{S.b.p.Y}{Pd}$$

$$Fs = 47082 \text{ Lb}$$

Carga dinámica (Fd) para servicio intermitente

Para tallado ordinario

$$Fd = \left(\frac{600 + Vm}{600} \right) * Ft \quad Vm \leq 2000 \text{ ft}/\text{mín}$$

$$Fd = 46256 \text{ Lb}$$

Factor de servicio $Nsf = 1$ asumido para carga uniforme sin choque.

Por resistencia se debe cumplir que:

$$Fs \geq Fd * Nsf$$

Carga de desgaste en los dientes (Fw)

$$Fw = Dp * b * Kg * Q$$

Dp : Diámetro primitivo del piñón

b : Ancho del diente

Kg : Factor de fatiga superficial del material

Q : relación de número de dientes $\frac{\text{piñón}}{\text{rueda}}$

$$\left. \begin{array}{l} \text{[Ambas.ruedas.dentadas } \\ \text{de.acero.} \\ \text{suma.de.BHN} = 1200 \\ \text{Tabla.AT - 26.Faires} \\ \text{[AnexoD} \end{array} \right\} Kg = 750$$

$$Q = \frac{2Ng}{Ng + Np} = 1$$

$$Fw = 30375 \text{ Lb}$$

Si se trata de servicio intermitente no necesariamente se debe cumplir que:

$$F_w \geq F_d * N_{sf}$$

Solución definitiva:

$$D_p = 12 \text{ in}$$

$$N_p = 24$$

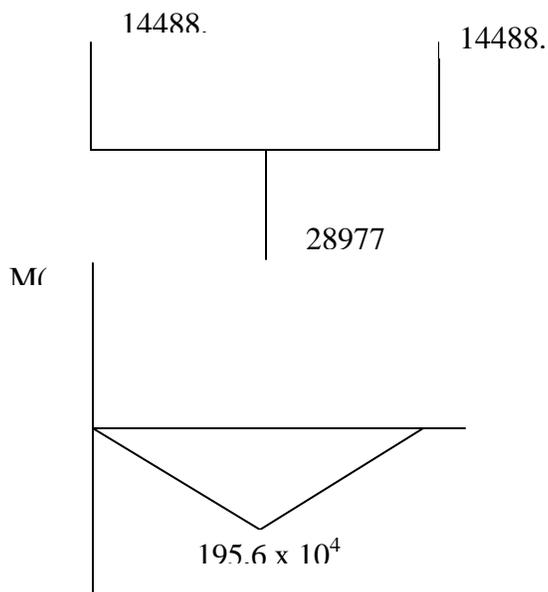
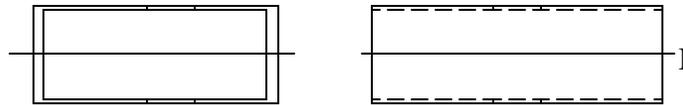
$$D_g = 12 \text{ in}$$

$$N_g = 24$$

$$P_d = 2$$

$$b = 3^{3/8} \text{ in}$$

6.17 DISEÑO DEL PERFIL QUE SOPORTA AL TORNILLO DE POTENCIA



Estructura metálica en general.

ASTM A - 36

$$S_Y = 25 \text{ Kg/mm}^2$$

$$s = \frac{Mc}{I}$$

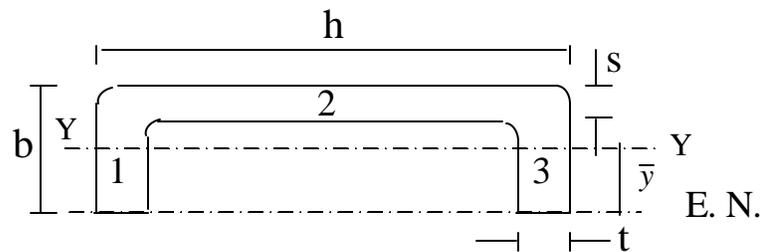
$$S = \frac{I}{c} \quad \text{modulo elástico de la sección.}$$

$$s = \frac{Sy}{n}$$

$$\frac{Sy}{n} = \frac{M}{S} \Rightarrow S = \frac{nM}{Sy}$$

Para $n = 2$

$$S = 156476 \text{ mm}^3 = 156,48 \text{ cm}^3$$



$$A_1 = A_3 = tb$$

$$\bar{y} = \frac{y_1 A_1 + y_2 A_2 + y_3 A_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

$$A_2 = (h - 2t) * S$$

$$y_1 = y_2 = \frac{b}{2}$$

$$\bar{y} = \frac{2tb^2 + (2b - s)(h - 2t)S}{2[2tb + (h - st)S]}$$

Teniendo en cuenta según el dimensionamiento de la estructura, se necesita un perfil con una longitud mínima de 225 mm; por tanto se asume un perfil de designación C9 x 13.4 según anexo.

C9 x 13,4

$$\left. \begin{array}{l} h = 228.6mm \\ S = 5.8mm + \\ b = 61.7mm \\ t = 10.5mm \end{array} \right\} \quad \bar{y} = 44.31mm$$

$$I_{yy} = 74.9 \text{ cm}^4$$

$$A = 25.1 \text{ cm}^2$$



Aplicando el teorema de los ejes paralelos.

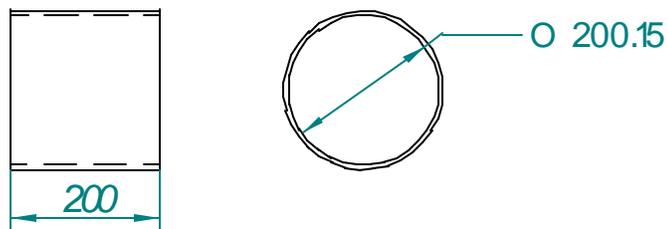
$$I_{EN} = 2[I_{yy} + A\bar{y}^2]$$

$$I_{EN} = 2[79.4 + 25.1(4.431)^2]$$

$$I_{EN} = 1135.41 \text{ cm}^4$$

$$S = \frac{I_{EN}}{b} \Rightarrow S = \frac{1135.4}{6.17} = 184.02 \text{ cm}^3$$

6.18 DISEÑO DEL SISTEMA MÓVIL QUE SOPORTA AL RODILLO CURVADOR



Camisa de bronce fosforado

Esfuerzo por aplastamiento

$$S = \frac{F}{A}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Pr opiedades del Material} \\ St = 112 \text{ ksi} \\ Sc = 97 \text{ ksi} = 68 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \\ E = 14 \times 10^6 \text{ psi} = 9839 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \\ d_{adm} = 0.010 = 0.254 \text{ mm} \end{array} \right.$$

F: Fuerza aplicada en el sistema

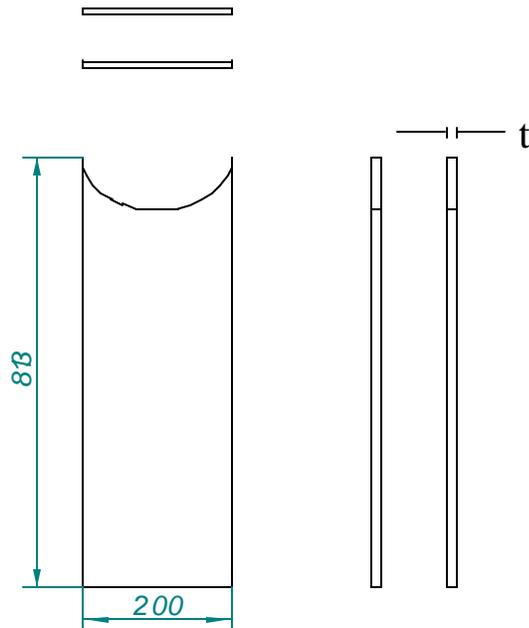
A: Area sometida al aplastamiento

$$A = d \times L = 200 \text{ mm} \times 200 \text{ mm} = 4 \times 10^4 \text{ mm}^2$$

$$F = 28977 \text{ Kgf}$$

$$S = \frac{28.977}{4 \times 10^4} = 0.71 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} < 68 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

6.19 CÁLCULO DE LA LÁMINA QUE SOPORTA LOS RODILLOS DE ARRASTRE.



$$I = \frac{PcrL^2}{cp^2E}$$

$$Pcr = N_1 * 2440 * (\text{FS})$$

$$\text{FS} = 1,5 \text{ Asumido}$$

$$Pcr = 523380 \text{ N}$$

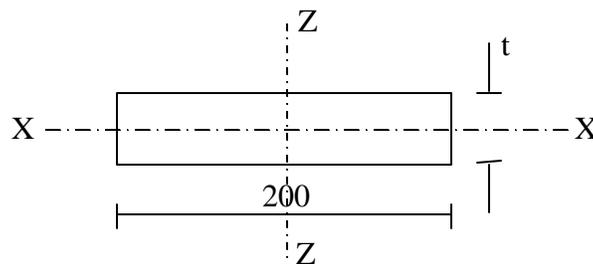
Como se utilizarán dos láminas por cada apoyo de rodillo, entonces la fuerza crítica que soportará cada lámina es:

$$P_{cr} = 261690 \text{ N}$$

Longitud de la lámina utilizada como columna $L = 813 \text{ mm}$.

Constante de condiciones de extremos $C = 1,2$ (extremos empotrados).

Módulo de elasticidad para el acero $E = 207 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$



$$I_{xx} = \frac{1}{12}(200)t^3 = 16,67t^3$$

$$I_{zz} = \frac{1}{12}t(200)^3 = 666666,67t$$

$$I = \frac{261690 \text{ N} * (813)^2 \text{ mm}^2}{1,2 * P^2 * 207 * 10^3 \text{ N/mm}^2} = 70553,23 \text{ mm}^4$$

$$16,67t^3 = 70553,23 \quad \mathbf{P} \quad t = 16,18 \text{ mm}$$

$$666.666,67t = 70553,23 \quad \mathbf{P} \quad t = 0,106 \text{ mm}$$

$$I_{xx} = 16,67 * (16,18)^3 = 70610,80 \text{ mm}^4$$

$$I_{zz} = 666666,67 * (0,106)^3 = 70666,67 \text{ mm}^4$$

Pandeo en el eje I_{xx}

Se debe verificar por Euler

$$\left(\frac{L}{K}\right)_l = \left(\frac{2P^2 cE}{S_y}\right)^{1/2}$$

$$\text{ASTM A - 36 } S_y = 250 \text{ N/mm}^2$$

$$\left(\frac{L}{K}\right)_l = 140$$

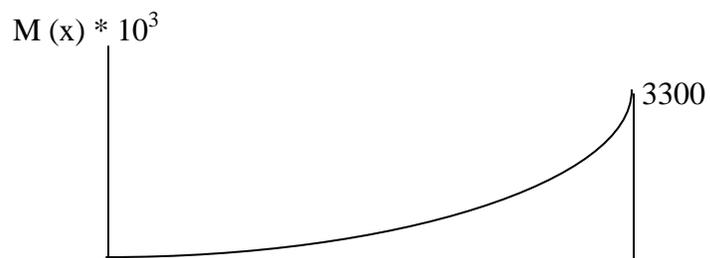
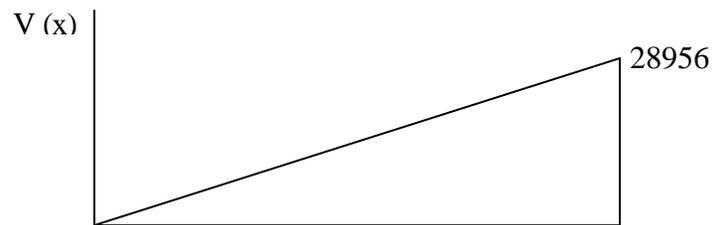
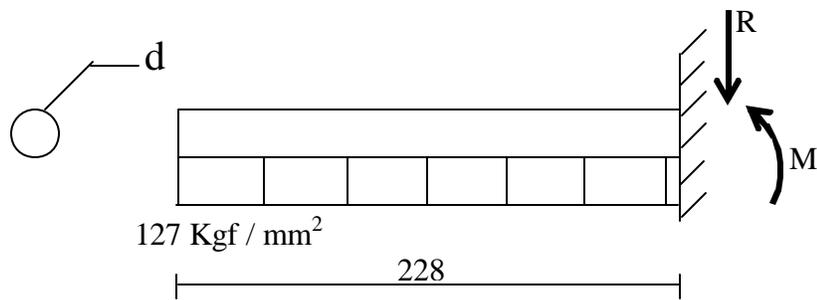
$$\left(\frac{L}{K}\right) = \frac{813}{\sqrt{\frac{70610,8}{200 * 16,18}}} = 174 \quad \text{luego } t = 16,18 = 0,637 \text{ pulg}$$

$$\left(\frac{L}{K}\right) > \left(\frac{L}{K}\right)_l \quad \text{Diseño por Euler acertado}$$

luego $t = 16,18 \text{ mm} = 0,637 \text{ pulg}$ Utilizar $t = 5/8 \text{ pulg}$.

6.20 DISEÑO DEL EJE DE AJUSTE

Este es el eje que ajusta el sistema móvil con la estructura de apoyo de los ejes de arrastre.



$$V(x) = 127x$$

$$M(x) = 63.5x^2$$

Propiedades mecánicas

$$S_y = 24 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$S_{y(\text{máx})} = 55 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$S_t = 36 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$s = \frac{Mc}{I} = \frac{M}{S} \leq \frac{S_y}{n}$$

$$\left. \begin{array}{l} I = \frac{\mathbf{p}}{64}d^4 \\ c = \frac{d}{2} \end{array} \right\} S = \frac{I}{C} = \frac{\mathbf{p}}{32}d^3$$

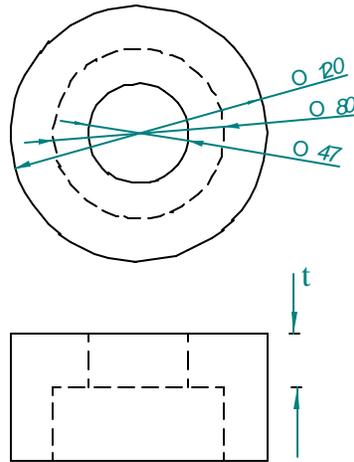
Asumiendo $n = 2$

$$12 = \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} = \frac{3300 * 10^3 \text{ Kgf} \cdot \text{mm} * 32}{\mathbf{p}d^3}$$

$$d = 140,97 \text{ mm} = 5,550 \text{ pulg}$$

Utilizar dos ejes de $d = 2 \frac{3}{4}$ pulg.

6.21 CÁLCULO DEL BUJE QUE ACOPLA CON EL TORNILLO DE POTENCIA.



Para el análisis de este buje se tendrá en cuenta el estudio de una lámina circular apoyada por los bordes y en la cual actúa una fuerza distribuida.

Asumiendo un material AISI 1045

Propiedades físicas:

$$S_y = 310 \text{ Mpa} = 31.6 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$S_u = 570 \text{ Mpa} = 58 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\text{Dureza Brinell} = 163$$

Factor de seguridad $n = 2$ (Asumido)

$$S = \frac{r^2 P}{t^2} \leq \frac{S_y}{n}$$

$$r = r_2 - r_1 = 40 - 23.5 = 16.5 \text{ mm}$$

$$P = \frac{F}{A} = \frac{28977 \text{ Kgf}}{\frac{\pi}{4}(80^2 - 47^2)} = 8.8 \text{ Kgf/mm}^2$$

Despejando el espesor t:

$$t = 12,31 \text{ mm}$$

7. MANUAL DE MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN DE LA MÁQUINA

7.1 GENERACIÓN DEL PROGRAMA ANUAL DE MANTENIMIENTO DE UNA MÁQUINA ROLADORA.

Comprende el desarrollo e implementación de los cronogramas y procedimientos para el chequeo de todos los equipos y sistemas de la máquina garantizando la operación continua, así como el registro e intercambio de información para lograr optimizar su uso.

Es especialmente importante señalar que el Plan de mantenimiento de la máquina se revisará y actualizará permanentemente, con el fin de que en todo momento refleje los cambios que se presenten en materia tecnológica y en las necesidades del sistema. Para esto se contará con una planeación anual, mensual y diaria que permita ejercer los controles adecuados y le dé la flexibilidad requerida. Podrá utilizarse un software de programación y control

que permita organizar la asignación de recursos, fechas y duración de actividades de mantenimiento o reprogramación. Esta herramienta podrá ser Microsoft Project o primavera Project Planner los cuales son de fácil comprensión e interacción con el programador de los trabajos. Esta programación podrá ser:

ORDEN DE TRABAJO (OT)

Se entiende por orden de trabajo (OT), la que se utiliza para solicitar trabajos de reparación y mantenimiento con un valor. Este valor puede ser imputable a gastos o a capital de acuerdo al carácter de la orden y siendo diferente una imputación de la otra. Estos valores incluyen cada uno, materiales y mano de obra.

NORMAS A CUMPLIR DIARIAMENTE:

- ❑ Limpiar la máquina y el puesto de trabajo después de cada jornada de trabajo.
- ❑ Verificar los niveles de aceites de las parte lubricables de la roladora.

SEMANALMENTE:

- ❑ Engrasar el tornillo de potencia
- ❑ Lubricar con aceiteras los cojinetes de cada uno de los rodillos
- ❑ Verificar si existe deflexión en los rodillos comparadas con la máxima que pueden aceptar según el diseño de la máquina.
- ❑ Aunque se este trabajando a bajas velocidades se debe verificar el balanceo y la concentricidad de la máquina.
- ❑ Revisión y aseo general de la máquina, reporte de novedades.

SEGURIDAD:

- ❑ Verificar antes de operar la perfecta fijación de los rodillos.
- ❑ Verificar el correcto montaje y sujeción de los accesorios, herramientas y piezas antes de iniciar el trabajo.
- ❑ Utilizar la indumentaria y los elementos de protección adecuados como botas de seguridad, overol, guantes, tapa oídos.
- ❑ No utilice reloj, anillos, cadenas, ropa suelta, al operar la máquina.

- Verifique el buen estado de las guardas de protección y utilícelas siempre.

RUTINA DE LUBRICACIÓN

- AGREGADO DE GRASA PEQUEÑA CAPACIDAD A LOS COJINETES.

Equipo a utilizar:

Un inyector.

Trapo de algodón para aseo.

Una llave de expansión No 10.

Destornillador de 12”.

Consigna de seguridad.

Personal:

Operario de la roladora

Procedimiento:

1. El operario debe asegurarse de que la maquina este apagada, y debe dejar una consigna en el interruptor de la misma.
2. Con el trapo se limpia la grasera para evitar que al engrasarla, que la nueva grasa lleve mugre al cojinete.
3. Conecte la boquilla de la pistola a la grasera y vaya aplicando la grasa nueva, observando que la grasa vieja vaya saliendo por el orificio de desfogue. Continué esta operación hasta que la grasa nueva vaya apareciendo por el orificio.
4. Terminada esta operación limpie con el trapo todo el exceso de grasa dejado la superficie del cojinete limpia.
5. Cualquier ruido extraño o exceso de calor debe ser reportado inmediatamente al supervisor de lubricación o al programador del plan de mantenimiento.
6. Terminada la lubricación de la máquina se retira la consigna de parada y se retorna la máquina a servicio.

➤ ENGRANAJES CEMENTADOS

Equipo:

Una caneca con tapa para la grasa indicada.

un cepillo de alambre y trapo de algodón limpio para el aseo.

Una llave de expansión No 10.

Destornillador de 12”.

Una llave para tubo No 10.

Una brocha de 1 ½”.

Consigna de seguridad.

Personal

Operario de la roladora

Procedimiento:

1. El operario debe asegurarse de que la maquina este apagada, y debe dejar una consigna en el interruptor de la misma.
2. Retire las guardas de seguridad y colóquelas a un lado de la maquina.

3. Inspeccionar los engranajes y si se encuentran muy sucios , límpielos con el cepillos de alambre dejándolos perfectamente limpios. Limpie también las guardas
4. Si se encuentran dientes dañados y desgastados debe avisar a su jefe para corregir inmediatamente esta anomalía.
5. Ya limpios los piñones, utilizando la brocha aplique una capa delgada de grasa sobre los engranajes.
6. Terminada esta operación coloque las guardas protectoras dejando los elementos de sujeción bien apretados , quiete la consigna de la máquina parada y devuelva la máquina al servicio.

➤ CAJA REDUCTORA

Equipo:

Una caneca con tapa para la grasa indicada.

un cepillo de alambre y trapo de algodón limpio para el aseo.

Una llave de expansión No 10.

Destornillador de 12”.

Una llave para tubo No 10.

Una brocha de 1 ½”.

Consigna de seguridad.

Personal

Operario de la roladora

Procedimiento:

1. El operario debe asegurarse de que la maquina este apagada, y debe dejar una consigna en el interruptor de la misma.
2. Retire las guardas de seguridad y colóquelas a un lado de la maquina.
3. Inspeccionar los engranajes y si se encuentran muy sucios , límpielos con el cepillos de alambre dejándolos perfectamente limpios. Limpie también la carcaza del reductor
4. Si se encuentran dientes dañados y desgastados debe avisar a su jefe para corregir inmediatamente esta anomalía.
5. Ya limpios los piñones, utilizando la brocha aplique una capa delgada de grasa sobre los engranajes.
6. Revise si los retenedores están en buen estado.

7. Terminada esta operación los elementos de sujeción de la carcasa deben quedar bien apretados , quite la consigna de la máquina parada y devuelva la máquina al servicio.

➤ ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA:

Para seguir las normas del mejoramiento continuo, y de seguir de con la filosofía de las 5's el lugar de trabajo debe estar limpio y además se debe pintar la máquina con pintura epóxica por lo menos una vez al año.

OPERACIÓN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO EQUIPOS ELÉCTRICOS.

TODOS LOS APARATOS:

Verificación de manuales.

1. Fijación.
2. Apretar conexiones.
3. Fijación de cables.

Verificaciones visuales.

1. Estado general del material.
2. Limpieza.
3. Accesibilidad.
4. Identificación completa.

Mantenimiento y control.

1. Limpieza alrededores y señalización.
2. Desempolvado.
3. Fijación de cables.
4. Fijación de aparatos.

MOTOR ELÉCTRICO.

Verificación de manuales.

1. Apriete bornes de conexión.
2. Identificación de conductores.
3. Estado de conductores.
4. Empaque de la caja de bornes.

Mantenimiento y control.

1. Abrir la caja de bornes.
2. Limpieza interior con chorro de aire comprimido.
3. Medir resistencias de aislamiento con megohmetro.
4. Ventilador desempolvador de aletas.

INTERRUPTOR.

Verificaciones manuales.

1. Apertura y cierre simultaneo de los polos principales.
2. Ausencia de duros mecanismos.

Verificaciones visuales.

1. Punto de contacto.
2. Limpieza.
3. Desgaste.
4. Apriete.

Mantenimiento y control.

1. Cepillar las superficies de contacto.
2. Limar las perlitas eventuales.

CONTACTOR

Verificaciones manuales:

1. Maniobra del aparato.
2. Apertura y cierre simultaneo de los polos principales.
3. Enclavamiento mecánico (Eventual).

Verificaciones visuales:

1. Estado de la cámara extinción.
2. Estado de los polos principales.
3. Desgaste.
4. Soporte del circuito magnético.

Mantenimiento y control:

1. Limpieza.
2. Cámara de extinción.
3. Circuito magnético.
4. Polos principales.
5. Contactos auxiliares.
6. Limar: polos principales.
7. En caso de perlitas, no destruir el patín de empleo normal.

BOTÓN PULSADOR

Verificaciones manuales:

1. Funcionamiento mecánico contactos.

Verificaciones visuales:

1. Estado de los contactos.
2. Estado de los pulsadores.
3. Estado de la agarradera de conmutación.

Mantenimiento y control:

1. Limpiar los contactos.

MATRIZ DEL MANTENIMIENTO PREVENTIVO DE UNA MAQUINA ROLADORA

MAQUINA	MECANISMO	PARTE	PROCEDIMIENTO	FRECUENCIA	TIEMPO	ANUAL		
MAQUINA ROLADORA	1 SOPORTE	BASE	ANCLAJE, ALINEACIÓN	M2,P26,L1	30,30,30	720	60	1560
		ESTRUCTURA	ALINEACIÓN, PINTURA	M2,P26,L1	30	720	60	1560
		GUARDAS	LATONERIA, PINTURA	M26,L26	30,30	60		60
		EJES	RECTIFICACION	M52	120	120		
	2 TRANSMISIÓN POTENCIA	TORNILLO DE POTENCIA	ENGRASE	M1	10	520		
		COJINETES	LUBRICACION	M1	10	520		
		CAJA REDUCTORA	LUBRICACIÓN, LIMPIEZA	M4,L4	10	120		120
		ENGRANAJES	LUBRICACION	M4	10	120		
	3 ELECTRICO	INTERRUPTOR	AJUSTE,CAMBIO	M26	10	20		
		CONTACTOR	AJUSTE,CAMBIO	M26	10	20		
		BOBINA	CAMBIO	M26	10	20		
		MOTOR	MANTENIMIENTO	M26	15	30		
						2870	120	3300
				TOTAL MINUTOS		6290		

Se puede estimar del cuadro de tiempos de mantenimiento preventivo de una roladora que se utilizan 4.36 días para operaciones de mantenimiento.

2: 2 VECES AL MES
8: CADA DOS MESES
26: CADA 6 MESES

12: CADA 12 SEMANAS
4: 1 VEZ AL MES
1: 1 VEZ A LA SEMANA

M: MANTENIMIENTO GENERAL
P: PINTURA
L: LIMPIEZA

52: 1 VEZ AL AÑO

7.2 MANUAL DE OPERACIÓN DE LA MAQUINA ROLADORA

La presente guía pretende brindar un apoyo para ilustrar el funcionamiento y minimizar los riesgos que significa la realización de trabajos de rolado en labores de construcción, así como servir de herramienta para la autoinspección de seguridad en el proceso.

SEGURIDAD:

1. Las tareas se ejecutarán bajo la supervisión de un responsable de la actividad.
2. Los trabajadores deben ser instruidos previamente al trabajo, sobre los riesgos potenciales de la actividad.
3. El operario limpia su área de trabajo antes de iniciar su actividad.
4. Los cilindros de gases están lejos del área de utilización, en posición vertical y protegidos contra golpes, caídas o contacto con fuego.

5. Antes de iniciar el corte de placas, el operario revisa el estado de las mangueras, soplete y resto de herramientas para asegurarse de que estén en buen estado de utilización.
6. Antes de iniciar el trabajo, el operario revisa el estado de su equipo de protección personal, para verificar que esté íntegro y en buen estado de utilización.
7. Revisar que la máquina roladora tenga la capacidad suficiente de rolar las placas sin la intervención de los trabajadores para forzar su entrada en los rodillos o para obtener la curva requerida.
8. El área de trabajo de corte y rolado está bien iluminada para el trabajo nocturno.
9. El estibado y transporte de las placas roladas se efectúa por medios mecánicos como grúas, camiones, etc.
10. Al terminar el turno, el personal efectúa la limpieza del área de trabajo.

EQUIPO DE PROTECCIÓN PERSONAL

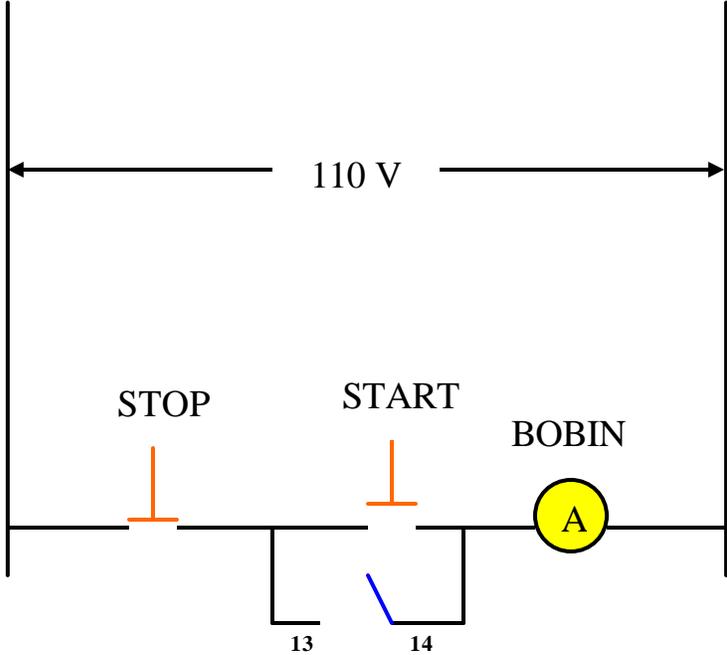
CASCO		
FAJA DE SOPORTE DE LA ESPALDA.		
GUANTES		
ANTEOJOS		
TAPONES DE PROTECCIÓN AUDITIVA		
MASCARILLA DE PROTECCIÓN CONTRA POLVOS		
CALZADO DE SEGURIDAD		
BOTAS DE HULE O PLÁSTICO		
CAMISA DE MANGA LARGA Y PANTALÓN.		
EL PERSONAL UTILIZA SU EQUIPO COMPLETO DE PROTECCIÓN PERSONAL.		

A continuación se enuncian los pasos en la operación de la máquina roladora.

1. Es necesario que se realice un proceso de marcación y predoblado en los extremos antes de colocarlos en la máquina.
2. Colocar la lámina sobre los rodillos de arrastre teniendo en cuenta que coincida un extremo de esta con uno de los rodillos como punto de partida.
3. Cada operario debe rotar un tornillo de potencia en el mismo sentido y desplazamiento angular, con el fin de hacer descender el rodillo curvador hasta que éste ejerza una fuerza de presión considerable sobre la lámina.
4. Presionar el botón start para encender la máquina.
5. Presionar el botón PUSH para invertir el giro de la máquina cuando el otro extremo de la lámina se encuentre apoyado sobre el rodillo de arrastre contiguo.
6. Siempre que se invierta el giro del motor es siempre necesario ajustar el rodillo curvador con el fin de proporcionar una mayor fuerza de presión sobre la lámina aumentando considerablemente el radio de curvatura.

7. Repetir los pasos 5 y 6 hasta obtener la configuración deseada.,
8. Si el curvado final de la lámina es *abierto* (radio de barrido $< 270^\circ$) puede liberarse la lámina levantando el rodillo curvador por medio de los tornillos de potencia.
9. Si el curvado final de la lámina es *cerrado* ($360^\circ > \text{radio de barrido} > 270^\circ$), la lámina debe liberarse de la siguiente forma: asegure el rodillo curvador levantándolo en el extremo del sistema de transmisión de potencia una distancia tal que permita deslizar la lámina, fácilmente, por debajo de éste. Luego retire el sistema móvil con la ayuda de un puente grúa y de inmediato retire la lámina curvada.

SISTEMA DE CONTROL ELECTRICO DE INICIO Y PARE DE LA MAQUINA ROLADORA



9. ANÁLISIS FINANCIERO DE LA INVERSIÓN DE LA MÁQUINA

Las inversiones o asignación de recursos en las distintas áreas de la organización son la base del progreso y de los logros de la empresa, y por lo tanto, es necesario desarrollar conceptos, métodos y herramientas para evaluar y decidir sobre ellas. Para este análisis se utilizará como herramienta datos estadísticos seleccionados al azar de algunos meses como son Febrero (Cuadro 6), Mayo (Cuadro 7) y Junio (Cuadro 8) de la producción mensual de una máquina roladora en un reconocido taller industrial de la ciudad de Cartagena.

9.1 RELACIÓN BENEFICIO – COSTO (B/C)

Es un método de evaluación de proyecto que relaciona los beneficios obtenidos con los costos del proyecto.

$$(B/C) = \frac{BENEFICIOS - DESBENEFICIOS}{COSTOS}$$

Cuadro 6. Estadística de producción de una roladora en el mes de febrero de 2001

DIA		KG / DIA	VALOR KG	VR.TOTAL
JUEVES	1	430	\$ 400	\$ 172.000
VIERNES	2	225	\$ 400	\$ 90.000
SÁBADO	3	52	\$ 400	\$ 20.800
LUNES	5	4000	\$ 400	\$ 1.600.000
MARTES	6	1230	\$ 400	\$ 492.000
MIÉRCOLES	7	380	\$ 400	\$ 152.000
JUEVES	8	533	\$ 400	\$ 213.200
VIERNES	9	10	\$ 400	\$ 4.000
SÁBADO	10	0	\$ 400	\$ -
LUNES	12	23	\$ 400	\$ 9.200
MARTES	13	90	\$ 400	\$ 36.000
MIÉRCOLES	14	267	\$ 400	\$ 106.800
JUEVES	15	0	\$ 400	\$ -
VIERNES	16	634	\$ 400	\$ 253.600
SÁBADO	17	38	\$ 400	\$ 15.200
LUNES	19	229	\$ 400	\$ 91.600
MARTES	20	0	\$ 400	\$ -
MIÉRCOLES	21	47	\$ 400	\$ 18.800
JUEVES	22	29	\$ 400	\$ 11.600
VIERNES	23	52	\$ 400	\$ 20.800
SÁBADO	24	25	\$ 400	\$ 10.000
LUNES	26	80	\$ 400	\$ 32.000
MARTES	27	183	\$ 400	\$ 73.200
MIÉRCOLES	28	52	\$ 400	\$ 20.800
TOTAL PRODUCCIÓN MENSUAL				\$ 3.443.600

Cuadro 7. Estadística de producción de una roladora en el mes de mayo de 2001

DIA		KG / DIA	VALOR KG	VR.TOTAL
MIÉRCOLES	2	75	\$ 400	\$ 30.000
JUEVES	3	40	\$ 400	\$ 16.000
VIERNES	4	3125	\$ 400	\$ 1.250.000
SÁBADO	5	43	\$ 400	\$ 17.200
LUNES	7	420	\$ 400	\$ 168.000
MARTES	8	322	\$ 400	\$ 128.800
MIÉRCOLES	9	191	\$ 400	\$ 76.400
JUEVES	10	1027	\$ 400	\$ 410.800
VIERNES	11	732	\$ 400	\$ 292.800
SÁBADO	12	15	\$ 400	\$ 6.000
LUNES	14	0	\$ 400	\$ -
MARTES	15	24	\$ 400	\$ 9.600
MIÉRCOLES	16	0	\$ 400	\$ -
JUEVES	17	0	\$ 400	\$ -
VIERNES	18	31	\$ 400	\$ 12.400
SÁBADO	19	223	\$ 400	\$ 89.200
LUNES	21	1538	\$ 400	\$ 615.200
MARTES	22	1741	\$ 400	\$ 696.400
MIÉRCOLES	23	0	\$ 400	\$ -
JUEVES	24	19	\$ 400	\$ 7.600
VIERNES	25	2778	\$ 400	\$ 1.111.200
SÁBADO	26	293	\$ 400	\$ 117.200
MARTES	29	2036	\$ 400	\$ 814.400
MIÉRCOLES	30	3345	\$ 400	\$ 1.338.000
JUEVES	31	1283	\$ 400	\$ 513.200
TOTAL PRODUCCIÓN MENSUAL				\$ 7.720.400

Cuadro 8. Estadística de producción de una roladora en el mes de junio de 2001

DIA		KG / DIA	VALOR KG	VR.TOTAL
VIERNES	1	443	\$ 400	\$ 177.200
SÁBADO	2	93	\$ 400	\$ 37.200
LUNES	4	0	\$ 400	\$ -
MARTES	5	1848	\$ 400	\$ 739.200
MIÉRCOLES	6	715	\$ 400	\$ 286.000
JUEVES	7	646	\$ 400	\$ 258.400
VIERNES	8	85	\$ 400	\$ 34.000
SÁBADO	9	349	\$ 400	\$ 139.600
LUNES	11	0	\$ 400	\$ -
MARTES	12	0	\$ 400	\$ -
MIÉRCOLES	13	840	\$ 400	\$ 336.000
JUEVES	14	2508	\$ 400	\$ 1.003.200
VIERNES	15	3702	\$ 400	\$ 1.480.800
SÁBADO	16	941	\$ 400	\$ 376.400
MARTES	19	116	\$ 400	\$ 46.400
MIÉRCOLES	20	149	\$ 400	\$ 59.600
JUEVES	21	342	\$ 400	\$ 136.800
VIERNES	22	488	\$ 400	\$ 195.200
SÁBADO	23	1039	\$ 400	\$ 415.600
MARTES	26	1635	\$ 400	\$ 654.000
MIÉRCOLES	27	2630	\$ 400	\$ 1.052.000
JUEVES	28	693	\$ 400	\$ 277.200
VIERNES	29	712	\$ 400	\$ 284.800
SÁBADO	30	1112	\$ 400	\$ 444.800
TOTAL PRODUCCIÓN MENSUAL				\$ 8.434.400

BENEFICIOS: Son ventajas en términos de dinero que recibe el proyecto. Se utilizará para este caso un valor promedio correspondiente a la media aritmética de la producción de una roladora en los meses seleccionados al azar anteriormente; por tanto realizando dicha operación se obtiene una cantidad de beneficios por un valor de **\$ 6.532.800,0**

DESBENEFICIOS: Comprende las desventajas diferentes a los costos de operación, mantenimiento, y a las inversiones que son propias del proyecto.

Entre los principales desbeneficios a este proyecto se tienen:

<i>ARRIENDO</i>	300.000,0
SECRETARIA	
◦ Salario Básico (SB)	286.000,0
◦ Cesantías (8.33 % * SB)	23.823,0
◦ Vacaciones (4.125 % * SB)	11.797,5
◦ Prima de Servicios (8.33 % * SB)	23.823,0
◦ Intereses de Cesantías (1.0 % * SB)	2.860,0
◦ Seguridad Social (18.125 % * SB)	51.837,5
◦ Caja de Compensación (9.0 % * SB)	25.740,0
◦ A.R.P (0.00522% * SB)	14,9
<i>CONTADOR</i>	100.000,0

<i>PAPELERÍA</i>	50.000,0
<i>LÍNEA TELEFÓNICA</i>	80.000,0
<i>TOTAL DESBENEFICIOS</i>	<hr/> \$ 955.897,5

COSTOS: Corresponden a las inversiones, costos operativos, costos de mantenimiento, etc.

OPERADOR

◦ Salario Básico (SB)	350.000,0
◦ Sueldo Integral (48.91522 % * SB)	171.203,3

AYUDANTE OPERADOR

◦ Salario Básico (SB)	286.000,0
◦ Sueldo Integral (48.91522 % * SB)	139.897,5

ENERGÍA

Consumo mensual 4.73 Kw-h * 8 Horas * 30 Dias

= 1135.2 Kw-h

Tarifa Industrial Kw-h = \$ 148,0

Total valor Energía	168.009,6
---------------------	-----------

<i>MANTENIMIENTO ELÉCTRICO</i>	170.000,0
--------------------------------	-----------

GASTOS DE MANTENIMIENTO

◦ Grasa	12.000,0
◦ Pintura Acabado	5.833,0

◦ Pintura Anticorrosiva Cromato de Zinc	4.608,0
◦ Grata Trensada	3.200,0
◦ Disco de Pulir	725,0
◦ Pintor	2.500,0
◦ Camisas de Bronce Fosforado (5 años)	40.600,0

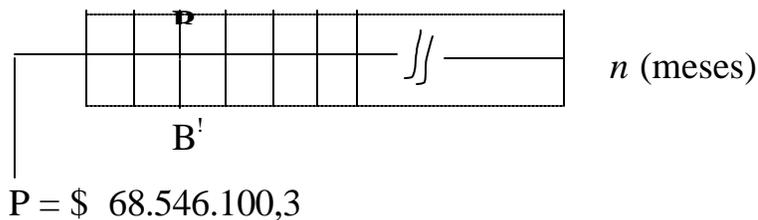
TOTAL COSTOS

\$ 1.354.576,4

$$(B/C) = \frac{6.532.800,0 - 955.897,5}{1.354.576,4} = 4.12$$

$(B/C) > 1$ El proyecto es económicamente ventajoso.

9.2 CÁLCULO DEL TIEMPO DE RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN



Estos conceptos de matemática financiera nos facilitan conocer el manejo que debemos darle a la inversión, permitiéndonos calcular en que tiempo se

cancelan los créditos, cuales son sus intereses y cuanto es el monto mensual a pagar, estimado por el sector bancario. En este caso en que se invertirán \$ 68.546.100,3 se tiene como información que el tiempo estipulado para cancelar la inversión al banco es a 60 meses con una tasa de interés del 1,79 %

Analizando estas condiciones del banco se calculará la cuota mensual que se debe pagar por el préstamo.

$$A = P * \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

Donde;

A = cuota mensual a pagar en el banco.

P = capital cedido por el banco para compra de maquinaria.

i = tasa de interés mensual.

n = periodo en meses.

$$A = 68.546.100 * \frac{0.0179(1+0.0179)^{60}}{(1+0.0179)^{60} - 1}$$

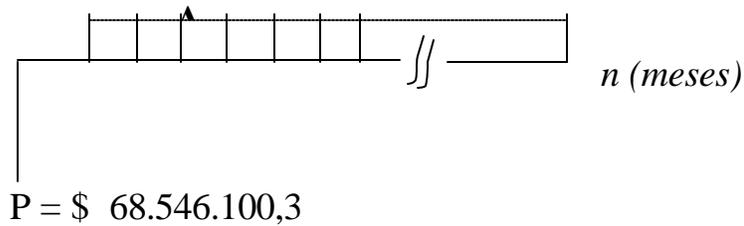
$$A = \$ 1.226.975,19$$

Cuota mensual fija de \$ 1.226.975,19 durante un periodo de 60 meses.

$$B = \$ 6.532.800,0$$

$$B' = 955.897,5 + 1.354.576,4 + 1.226.975,19 = \$ 3.537.448$$

$$A = B - B' = \$ 2.995.352$$



Si se evalúa el proyecto teniendo en cuenta el préstamo bancario, las condiciones financieras del proyecto serán las siguientes.

Ingresos brutos mensuales promedio	\$ 6.532.800
(-) costos fijos y variables mensuales promedio	\$ 3.537.449
Utilidad bruta antes de impuesto	\$ 2.995.352
(-) impuestos sobre la renta 35 %	\$ 1.048.373
Utilidad neta	\$ 1.946.979

A continuación se determinará el costo real que se pagará por la inversión en un término de 5 años estipulado por el banco.

$$F = A * \frac{(1+i)^n - 1}{i}$$

$$F = 1.226.975,19 * \frac{(1 + 0.0179)^{60} - 1}{0.0179}$$

$$F = \$130.390.419,4$$

El costo financiero será de \$ 61.844.319 al término de los 5 años.

BIBLIOGRAFÍA

BEER, Ferdinand P. y JOHNSTON junior, E. Russel. Mecánica de Materiales. 2° ed. Santa Fé de Bogotá: Editorial Mc-Graw Hill, 1999. p (47-221).

DOYLE, Lawrence E. Procesos y materiales de manufactura para ingenieros. 3° ed. México: Prentice – Hall Hispanoamericana. S. A., 1988.

FAIRES, Virgil Moring. Diseño de elementos de máquinas. 4° ed. México: Editorial Limusa S. A., 1994. p (46-380)

FLORIAN ESCALANTE, Herling. Diseño de una máquina roladora de perfiles. Cartagena, 1997, 83h. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar. Facultad de Ingeniería Mecánica.

LOBJOIS, Ch. Tecnología de la calderería: trazado, corte, curvado y plegado. 2° ed. Barcelona: Ediciones CEAC, S. A., 1984. p (223-289).

LOPEZ NAVARRO, Tomás. Troquelado y estampación: con aplicaciones al punzonado, doblado, embutición y extrusión. 5° ed. Barcelona: Editorial Gustavo Gili S. A., 1976. p(81-92).

ROSSI, Mario. Estampado en frío de la chapa: estampas, matrices, punzones, prensas y máquinas. 9° ed. Barcelona: Editorial Científico Médica, 1971. p (33-58).

SHIGLEY, Joseph Edward y MISCHKE, Charles R. Diseño en ingeniería mecánica. 5° ed. México: Editorial Mc-Graw Hill, 1980. p (36-350)

LISTA DE MATERIALES

DESCRIPCION	CANTIDAD
Pernos de anclaje	34
Rodillo curvador D= 360 mm	1
Rodillo de arrastre D= 300 mm	2
Camisa de bronce Dext = 212,7 Dint = 200	6
Cojinete de acero Dint=264 Dext = 212,7 mm	1

20	<i>Tornillo sinfín</i>	1	<i>Acero endurecido cementado</i>
19	<i>Tornillo de potencia</i>	2	<i>AISI 1095 normalizado</i>
18	<i>Sujetador del punzón</i>	1	<i>Acero forjado AISI 1118</i>
17	<i>Sujeción del portapunzón</i>	2	<i>Acero forjado AISI 1118</i>
16	<i>Refuerzo</i>	2	<i>Lámina 1/8" galvanizada</i>
15	<i>Reductor</i>	1	<i>Rel 1/30</i>
14	<i>Punzón</i>	1	<i>Acero forjado AISI 1118</i>
13	<i>Portapunzón</i>	1	<i>Acero forjado AISI 1118</i>
12	<i>Pernos de sujeción</i>	49	<i>Acero 1045 templado y revenido</i>
11	<i>Pernos de sujeción</i>	12	<i>Acero 1045 templado y revenido</i>
10	<i>Motor eléctrico</i>	1	<i>15 Hp 1800 rpm</i>
9	<i>Mesa</i>	1	<i>Angulo 4 x4 " AISI 1020</i>
8	<i>Matriz</i>	1	<i>AISI 1020 revenido y cementado</i>
7	<i>Guías laterales en C.</i>	2	<i>Acero forjado AISI 1118</i>
6	<i>Engranaje</i>	1	<i>Acero forjado 3250</i>
5	<i>Engranaje</i>	1	<i>Acero forjado 3250</i>
4	<i>Corona</i>	2	<i>Bronce fundido</i>
3	<i>Chumacera</i>	2	<i>Chumacera abierta D=3"</i>
2	<i>Base de matriz</i>	1	<i>Acero forjado AISI 1118</i>
1	<i>Base de chumacera</i>	2	<i>Acero forjado AISI 1118</i>
N°	DESCRIPCIÓN	CANT.	MATERIAL O REFERENCIA

36	<i>Varilla</i>	2	<i>AISI 1020</i>
35	<i>Tuerca</i>	2	<i>AISI 1045</i>
34	<i>Tornillo de potencia</i>	2	<i>ASTM 193 B7 Grado 8</i>
33	<i>Barra rectangular perforada</i>	1	<i>AISI 1020</i>
32	<i>Barra rectangular perforada</i>	2	<i>AISI 1020</i>
31	<i>Barra rectangular perforada</i>	2	<i>AISI 1020</i>
30	<i>Soporte</i>	8	<i>Lámina de 1/2 " ASTM A-36</i>
29	<i>Soporte</i>	1	<i>Lámina de 5/8 " ASTM A-36</i>
28	<i>Soporte</i>	1	<i>Lámina de 5/8 " ASTM A-36</i>
27	<i>Soporte</i>	1	<i>Lámina de 5/8 " ASTM A-36</i>
26	<i>Soporte</i>	1	<i>Lámina de 5/8 " ASTM A-36</i>
25	<i>Rodillos de apoyo</i>	4	<i>AISI 1045 recubierto en caucho</i>
24	<i>Rodillo de arrastre</i>	2	<i>AISI 4340 bonificado</i>
23	<i>Rodillo curvador</i>	1	<i>AISI 4340 bonificado</i>
22	<i>Refuerzo</i>	1	<i>Lámina de 5/8 " ASTM A-36</i>
21	<i>Refuerzo</i>	1	<i>Lámina de 5/8 " ASTM A-36</i>
20	<i>Pin</i>	1	<i>ASTM A - 36</i>
19	<i>Pin</i>	2	<i>ASTM A - 36</i>
18	<i>Perfil estructural</i>	4	<i>ASTM A - 36</i>
17	<i>Motor eléctrico</i>	1	<i>26 HP 1750 RPM</i>
16	<i>Horquilla</i>	1	<i>Lámina de 1/2 " ASTM A-36</i>
15	<i>Horquilla</i>	1	<i>Lámina de 1/2 " ASTM A-36</i>
14	<i>Guías</i>	4	<i>Lámina de 1/2 " ASTM A-36</i>
13	<i>Engranaje</i>	1	<i>Acero Forjado 3250</i>
12	<i>Engranaje</i>	1	<i>Acero Forjado 3250</i>
11	<i>Engranaje</i>	3	<i>Acero Forjado 3250</i>

10	<i>Eje</i>	1	<i>AISI 4340</i>
9	<i>Cojinete</i>	1	<i>AISI 1020</i>
8	<i>Cojinete</i>	4	<i>AISI 1020</i>
7	<i>Camisa</i>	1	<i>Bronce fosforado</i>
6	<i>Camisa</i>	6	<i>Bronce fosforado</i>
5	<i>Caja reductora</i>	1	<i>Ratios 291,9</i>
4	<i>Buje</i>	2	<i>AISI 4340 bonificado</i>
3	<i>Base</i>	2	<i>ASTM A - 36</i>
2	<i>Anclaje</i>	1	<i>ASTM A - 36</i>
1	<i>Anclaje</i>	1	<i>ASTM A - 36</i>
N°	DESCRIPCIÓN	CANT.	MATERIAL O REFERENCIA

8. PRESUPUESTO REAL DE CONSTRUCCIÓN

NOMBRE DEL PROYECTO: MAQUINA ROLADORA DE LÁMINAS METALICAS 3/4"
LUGAR Y FECHA: CARTAGENA, OCTUBRE DE 2001

MATERIALES	UND	CANT.	VR. UNIT.	VR.TOTAL
EJE DE ACERO ALEADO AISI 4340 D = 360 mm (14")	ML	3.2	3,981,630.0	12,741,216.0
EJE DE ACERO ALEADO AISI 4340 D = 300 mm (12")	ML	6.8	2,923,557.0	19,880,187.6
MOTOR ELÉCTRICO 1750 RPM (26 HP)	Und	1	2,850,000.0	2,850,000.0
CAJA REDUCTORA DE VELOCIDADES (FALK)	Und	1	6,800,000.0	6,800,000.0
TORNILLO DE POTENCIA ASTM 193 B7 GRADO 8 D = 1 3/4"	ML	1	149,292.0	149,292.0
ACERO RECTANGULAR ASTM A-36 PARA ELABORACIÓN DE TUERCA DEL TORNILLO DE POTENCIA	Kg	16.4	1,500.0	24,600.0
ACERO TUBULAR AISI 1020 PARA CONSTRUIR SOPORTES DE RODILLOS Dext = 266,7 mm Dint = 152,4 mm	Kg	352	1,500.0	528,000.0
CAMISA DE BRONCE FOSFORADO Dext = 212,7 mm Dint = 200 mm	Und	6	406,000.0	2,436,000.0
CUÑA CUADRADA ACERO AISI 1045 W = 1"	ML	1.1	29,928.0	32,920.8

ENGRANAJES CEMENTADOS	G/bal			1,000,000.0
LÁMINA ACERO ESTRUCTURAL C. 14 ASTM A-36 (1 x 2) mts	M2	6	26,042.0	156,252.0
LÁMINA ACERO ESTRUCTURAL (1/2") ASTM A-36 (1,22 x 2,44) mts	M2	1.49	140,000.0	208,600.0
LÁMINA ACERO ESTRUCTURAL (5/8") ASTM A-36 (1,22 x 2,44) mts	M2	11.92	145,584.0	1,735,361.3
PÉRFIL AMERICANO ASTM A-36 C9 x 13,4	ML	1.5	19,000.0	28,500.0
PIN DE ACERO AISI 1045 D = 2 3/4"	ML	0.56	131,116.0	73,425.0
PIN DE ACERO AISI 1045 D = 3 1/2"	ML	0.28	241,200.0	67,536.0
PIN DE ACERO AISI 1045 D = 7 "	ML	0.57	900,080.0	513,045.6
RODILLOS PARA SOPORTAR LOS EJES DE ARRASTRE D = 6"	Und	4	60,000.0	240,000.0
OXÍGENO	Und	1	86,444.0	86,444.0
GAS	Und	1	8,000.0	8,000.0
SOLDADURA OERLIKON 6011 (1/8")	Kg	25	4,872.0	121,800.0
GRATA TRENADA	Und	2	38,000.0	76,000.0
DISCO DE PULIR	Und	3	8,700.0	26,100.0
GRASA MULTIPROPÓSITO OKS 400	Lb	3	12,000.0	36,000.0
PINTURA ACABADO EPÓXICA	GL	2	70,000.0	140,000.0
PINTURA ANTICORROSIVA CROMATO DE ZINC VERDE	GL	2	55,300.0	110,600.0

SUBTOTAL	\$ 50,069,880.2

MANO DE OBRA	ESCALAFÓN	NÚMERO TRABAJ.	DIAS DE TRABAJO	SALARIO DIARIO	VR.TOTAL
SOLDADOR 1	8	1	7	36,000.0	252,000.0
METALISTA 1	8	1	5	30,000.0	150,000.0
OBRERO II	1	1	2	15,000.0	30,000.0
PINTOR	1	1	2	15,000.0	30,000.0
AYUDANTE	1	1	10	12,000.0	120,000.0
SUBTOTAL					\$ 582,000.0

EQUIPOS Y HERRAMIENTAS	CANT.	TARIFA EQUIPO	No. DIAS	VR.TOTAL
MÁQUINA DE SOLDAR	1	20,000.0	7	140,000.0
EQUIPO DE OXICORTE	1	15,000.0	5	75,000.0
PULIDORA	1	10,000.0	5	50,000.0
HERRAMIENTAS MENORES	1	1,000.0	10	10,000.0
SUBTOTAL				\$ 275,000.0

TRANSPORTE Y SEGURO	VR.TOTAL
TRANSPORTE DE MATERIALES	250,000.0
TRANSPORTE DE EQUIPOS	20,000.0

SEGUROS DE PERSONAL	35,000.0
OTROS	5,000.0
SUBTOTAL	
	\$ 310,000.0

SERVICIO ESPECIALIZADO DE TORNO	VR.TOTAL
ESCALONAMIENTO DE EJES DE ARRASTRE	2,000,000.0
ESCALONAMIENTO DEL EJE CURVADOR	800,000.0
MAQUINADO A, C1020 TUBULAR Dext=264mm Dint=212,7mm	720,000.0
MAQUINADO INTERIOR DE ACERO RECTANGULAR ASTM A-36	80,000.0
SUBTOTAL	
	\$ 3,600,000.0

TOTAL COSTO DIRECTO		\$ 54,836,880.2
ADMINISTRACIÓN	10%	5,483,688.0
IMPREVISTO	5%	2,741,844.0
UTILIDAD	10%	5,483,688.0
TOTAL COSTO DE LA ROLADORA		\$ 68,546,100.3

