



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



Diseño de un sistema de corte longitudinal de láminas metálicas para una empresa fabricante de filtros automotrices.

David R. Díaz H.

Naguanagua, Octubre 2010



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



Diseño de un sistema de corte longitudinal de láminas metálicas para una empresa fabricante de filtros automotrices.

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO PRESENTADO ANTE LA ILUSTRE
UNIVERSIDAD DE CARABOBO PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

Tutor académico:
Javier Arruti. *Ing.*

Autor:
David R. Díaz H.

Naguanagua, Octubre 2010

Dedicatoria

A mi madre, Edibea Hernandez, quien a pesar de la distancia que nos separa siempre supo ayudarme, apoyarme y mantenerme firme en mi meta.

A mi padre, Baltazar Díaz, quien estando cerca me instruyó y se mantuvo pujante para que obtuviera y supiera mostrar los conocimientos adquiridos durante el pregrado.

A mis padres que durante todo el proceso de pregrado me dieron ánimos, conocimientos, experiencias y apoyo, lo que sin duda fue clave en mi desempeño durante este proceso.

Eterno agradecimiento a mis familiares y amigos que me acompañaron durante este viaje, incluso a los que lo completaron con anticipación y los que no lo pudieron completar, ya que sin ellos, este viaje carecería completamente de esencia.

Un muy especial agradecimiento a mi pareja, Joice Hayling, quien a pesar de instruirse en una rama muy distinta a la ingeniería, siempre me brindó su apoyo incondicional y me sirvió de mucha ayuda tanto en el proceso de pregrado como en el desarrollo de este proyecto.

Agradecimiento

A la universidad de Carabobo y a los docentes que en ella laboran por proveer a todos sus estudiantes educación de calidad que forma parte fundamental de las bases del futuro de los alumnos que en ella estudiaron y con ellos compartieron. Un eterno agradecimiento por ayudar a todos los estudiantes egresados de esta institución a estar un paso más cerca de ser un profesional de un gran logro profesional.

A la empresa Jet-Filter, C.A. Por ayudar a instituciones como la universidad de Carabobo en su meta de formar profesionales que serán el futuro de esta sociedad y del país, facilitando proyectos tanto de desarrollo para el país como para el desarrollo profesional de los estudiantes.

Resumen

La empresa fabricante de filtros automotrices e industriales Jet-Filter,C.A., en su recientemente instalada línea de corte longitudinal, experimentaba problemas con las láminas cortadas, adicionalmente necesitaban realizar una cantidad de cortes mucho mayor a la capacidad del equipo al momento de su adquisición, es por eso que se propuso la realización de investigaciones acerca de la causa de los problemas existentes, determinación de esfuerzos para las nuevas condiciones, y diseño de nuevos equipos que ayuden a la fluidez y correcto funcionamiento del proceso. Se procedió con investigación bibliográfica acerca del proceso lo que generó respuesta ¿Qué equipos son necesarios? y al origen de los problemas de corte, seguida del cálculo de los esfuerzos a los que estaría sometida la máquina de corte longitudinal con las nuevas exigencias, considerando los efectos de la fatiga y esfuerzos combinados; se continuó con el diseño de los equipos adicionales considerando esfuerzos combinados, soldadura, selección de rodamientos, tornillos, entre otros. Se finalizó realizando un estudio de factibilidad económica, comparando la opción de realizar el proceso en la empresa y realizarlo en una empresa dedicada a este servicio. De ésta manera se determinó que el equipo existente en la empresa soporta las nuevas exigencias, que sólo se necesitan dos equipos adicionales: un tensor y un dispositivo para cambio de discos; que el principio de funcionamiento del tensor es con la acción del roce, el dispositivo de cambio de discos consta básicamente de cuatro ejes dispuestos verticalmente pivotados en un centro que los divide en dos pares y que el proyecto es más rentable que realizar el proceso en una empresa de servicios.

Nomenclatura

A: Constante depende del material.

A: Área de sección transversal, Área de contacto [mm²].

A_t: Área total de esfuerzo a tensión, Área total de contacto de la rosca [mm²].

A_b: Área de la sección transversal del perno [mm²].

B: Constante depende del material.

c: Claro vertical [mm].

b: Dimensión paralela al eje de inercia [mm].

d: Dimensión perpendicular al eje de inercia [mm].

d: Diámetro del perno [mm].

E: Modulo de Young del material [MPa].

F: Fuerza (Corte, compresión o tracción)[N].

F_b: Fuerza absorbida por el perno[N].

F_i: Fuerza de precarga [N].

F_t: Fuerza tangencial total en el eje [N].

F_{Td}: Fuerza tangencial al eje ejercida por cada disco [N].

h: Altura del cordón de soldadura [mm].

K_b: Rigidez de la junta.

K_f: Factor de concentración de esfuerzos a fatiga.

K_m: Rigidez del material.

l_s: Longitud sin rosca del perno [mm].

l_{perno} : Longitud total del perno [mm].

l_{rosca} : Longitud total de la rosca [mm].

l_t : Longitud con rosca sin roscar del perno [mm].

M_a : Momento flector máximo aplicado al eje [N.m].

N: Factor de seguridad.

N_d : Número de discos de corte.

P: Potencia [w]

P_b : Carga del perno [N]

r: Radio del eje [mm].

r, r_{discos} : Radio de los discos de corte [mm].

S: Resistencia al corte del material [MPa].

S_f : Resistencia corregida a la fatiga del material [MPa].

S_{us} : Resistencia al corte del material [MPa] (Ver tabla 2.1).

S_y : Resistencia a la fluencia del material [MPa].

t: Espesor del material a cortar [mm]

T: Torque [N.m].

T_m : Torque máximo [N.m].

V: Velocidad lineal [m/s]; Fuerza de corte [N].

X: Porcentaje de Esfuerzo de prueba necesario para generar F_i .

α : Angulo entre las cuchillas de corte [°].

η : Eficiencia de la máquina de corte longitudinal.

σ_{prueba} : Esfuerzo de prueba del perno [MPa].

σ : Esfuerzo de tracción requerido para el correcto enrollado [MPa].

ω : Velocidad angular [rad/s].

Índice General

<i>Introducción.....</i>	<i>1</i>
1 El Problema.....	3
1.1 <i>Introducción.....</i>	3
1.2 <i>Situación Problemática.....</i>	4
1.3 <i>Objetivos.....</i>	6
1.3.1 <i>Objetivo General.....</i>	6
1.3.2 <i>Objetivos Específicos.....</i>	7
1.4 <i>Justificación.....</i>	7
1.5 <i>Alcance.....</i>	8
2 Marco Teórico.....	9
2.1 <i>Antecedentes.....</i>	9
2.2 <i>Bases teóricas.....</i>	13
2.2.1 <i>Acero.....</i>	13
2.2.2 <i>Hojalata.....</i>	15
2.2.3 <i>Algunos procesos de formado de metales.....</i>	17
2.2.3.1 <i>Cizallado.....</i>	17
2.2.3.2 <i>Corte longitudinal.....</i>	21
2.2.3.3 <i>Torsión.....</i>	22
2.2.4 <i>Resistencia a la fatiga y límite de resistencia.</i>	24
2.2.4.1 <i>Estimación de la resistencia teórica a la fatiga S, o del límite de resistencia a la fatiga Se'</i>	25

2.2.4.2	<i>Factores de corrección aplicables a la resistencia a la fatiga o al límite de resistencia a la fatiga teóricos.....</i>	26
2.2.4.3	<i>Diseño de ejes o flechas para flexión totalmente alternante con torsión uniforme.....</i>	28
2.2.5	<i>Factores de seguridad sugeridos.....</i>	29
2.2.6	<i>Muestras y concentraciones de esfuerzos.....</i>	30
2.2.6.1	<i>Sensibilidad a las muescas.....</i>	31
2.2.7	<i>Soldadura.....</i>	33
2.2.7.1	<i>Soldaduras a tope y de filete o entalle.....</i>	33
2.2.7.2	<i>Flexión en juntas soldadas.....</i>	34
2.2.7.3	<i>Resistencia de juntas soldadas.....</i>	36
2.2.8	<i>Tornillos.....</i>	37
2.2.8.1	<i>Área de esfuerzo a tensión.....</i>	37
2.2.8.2	<i>Sujetadores precargados a tensión.....</i>	38
2.2.8.3	<i>Pernos precargados bajo carga estática.....</i>	40
2.2.8.4	<i>Determinación del factor de rigidez de la junta.....</i>	44
2.2.9.	<i>Selección de rodamientos.....</i>	46
2.2.9.1	<i>Rodamientos solicitados estáticamente.....</i>	46

3 Marco metodológico..... 49

3.1	<i>Nivel de la investigación.....</i>	49
3.2	<i>Diseño de la investigación.....</i>	50
3.3	<i>Fases de la investigación.....</i>	50

4	<i>Desarrollo</i>	55
4.1.	<i>Situación Actual</i>	55
4.2.	<i>Soluciones propuestas</i>	59
4.2.1	<i>Bancada</i>	59
4.2.2	<i>Tensor</i>	61
4.2.3	<i>Mecanismo de accionamiento manual para facilitar el cambio de discos</i>	65
4.2.4	<i>Discos</i>	67
4.3.	<i>Selección de las mejores soluciones</i>	68
4.3.1	<i>Bancada</i>	68
4.3.2	<i>Tensor</i>	69
4.3.3	<i>Dispositivo para el cambio de discos</i>	69
4.3.4	<i>Discos</i>	70
4.4.	<i>Diseño de las soluciones</i>	71
4.4.1	<i>Máquina de corte longitudinal</i>	72
4.4.2	<i>Tensor</i>	89
4.4.3	<i>Dispositivo mecánico de accionamiento manual para el cambio de discos</i>	116
4.5.	<i>Estudio económico</i>	133
4.5.1	<i>Modificaciones necesarias a la máquina de corte longitudinal</i>	133
4.5.2	<i>Tensor</i>	134
4.5.3	<i>Bancada</i>	136
4.5.4	<i>Dispositivo para facilitar el cambio de discos</i>	137
4.5.5	<i>Discos</i>	138
4.5.6	<i>Factibilidad</i>	139

<i>Conclusiones</i>	<i>143</i>
<i>Recomendaciones</i>	<i>145</i>
<i>Bibliografías</i>	<i>146</i>
<i>Apéndices</i>	<i>148</i>

Índice de Tablas

Tabla 2.1.	Valores del esfuerzo de corte de algunos materiales.....	20
Tabla 2.2.	Coeficientes para la ecuación del factor superficial.....	27
Tabla 2.3.	Factores de confiabilidad para $S_d = 0,08 \mu$	28
Tabla 2.4.	Propiedades mínimas del material de soldadura.....	36
Tabla 2.5.	Esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal de soldadura.....	36
Tabla 2.8.	Especificaciones y resistencias SAE para pernos de acero.....	39
Tabla 2.9.	Especificaciones y resistencias métricas para pernos de acero.....	40
Tabla 2.10.	Parámetros de rigidez para la ecuación 2.43.....	45
Tabla 4.1.	Lista de materiales requeridos para la fabricación del tensor.....	134
Tabla 4.2.	Lista de materiales necesarios para la modificación de la bancada.....	136
Tabla 4.3.	Lista de materiales necesarios para la fabricación del dispositivo para el cambio de discos.....	137
Tabla 4.4.	Cotización de los separadores.....	138

Índice de Figuras

Figura 2.1	Esquema del proceso de recubrimiento electrolítico.....	17
Figura 2.4	Operación de cizallado.....	17
Figura 2.5	Esquema de las cuchillas de corte.....	18
Figura 2.6	Esquema de corte con cizalla. (a) Cizalla paralela (b) Cizalla oblicua.	19
Figura 2.8	Esquema de una línea de corte longitudinal.....	21
Figura 2.10	Expresiones de Q y K para algunas secciones transversales no circulares conocidas.....	24
Figura 2.13	Diagrama S-N o de vida-resistencia de un material sometido a fatiga...	25
Figura 2.15	Curvas de sensibilidad a las muescas de aceros.....	32
Figura 2.17	Soldadura típica a tope.....	33
Figura 2.18	Voladizo de sección rectangular soldado a un soporte por los bordes superior e inferior de la sección.....	35
Figura 2.19	Áreas y momentos de inercia de algunas formas de cordones de soldadura.....	35
Figura 2.20	Forma de rosca United National y estándar de ISO.....	38
Figura 2.21	Conjunto atornillado a tensión.....	40
Figura 2.24	Efectos sobre un perno y material correspondientes a una precarga (a) Precarga y (b) Carga aplicada.....	41
Figura 4.1.	Máquina de corte longitudinal. (A) Vista lateral derecha (B) Vista lateral izquierda.....	56

Figura 4.2.	Deformaciones en las láminas debido a los cortes.....	56
Figura 4.3.	Máquina de corte longitudinal desarmada por cambio de número de discos.....	57
Figura 4.4.	Esquema del sistema de sujeción actual de los discos de corte.....	58
Figura 4.5.	Alternativa de solución 1 de solución para los problemas de la bancada.....	59
Figura 4.6.	Alternativa de solución 2 de solución para los problemas de la bancada.....	60
Figura 4.7.	Alternativa de solución 3 de solución para los problemas de la bancada.....	60
Figura 4.8.	Alternativa de solución 1 de solución para los problemas del tensor..	61
Figura 4.9.	Alternativa de solución 2 de solución para los problemas del tensor..	62
Figura 4.10.	Alternativa de solución 3 de solución para los problemas del tensor..	62
Figura 4.11.	Alternativa de solución 1 de solución para los problemas del mecanismo de cambio de discos.....	63
Figura 4.12.	Alternativa de solución 2 de solución para los problemas del mecanismo de cambio de discos.....	64
Figura 4.13.	Alternativa de solución 3 de solución para los problemas del mecanismo de cambio de discos.....	64
Figura 4.14.	Esquema del sistema de sujeción excéntrico. Opción 1. (Anaranjado) Disco, (Azul) Eje, (Rojo) Canal, (Verde) Anillo.....	65
Figura 4.15.	Discos con cuñeros. Opción 2.....	66
Figura 4.16.	Discos ranurados apretados por tornillos. Opción 3.....	67
Figura 4.17.	Esquema del conjunto solución.....	71
Figura 4.18.	Esquema del proceso de corte.....	73
Figura 4.19.	Diagramas de cargas, corte y momento flector de los ejes.....	78
Figura 4.20.	Estructura base original de la máquina de corte longitudinal.....	87

Figura 4.21. Esquema de las modificaciones necesarias a la estructura base de la máquina de corte longitudinal. (a) Guías modificadas, (b) Estructura modificada.....	87
Figura 4.22. Diagrama de cuerpo libre de colas de milano.....	88
Figura 4.23. Esquema del tensor seleccionado.....	91
Figura 4.24. Diagramas de cargas, corte y momento flector de la placa 1.....	92
Figura 4.25. Diagramas de cargas, corte y momento de la placa 2, eje y.....	99
Figura 4.26. Diagramas de cargas, corte y momento flector de la placa 2, eje x...	100
Figura 4.27. Diagramas de cargas, corte y momento de la placa 3, eje y.....	103
Figura 4.28. Diagramas de cargas, corte y momento de la placa 3, eje x.....	104
Figura 4.29. Diagramas de cargas tracción y momentos de los soportes verticales, plano xy.....	107
Figura 4.30. Diagramas de cargas de los soportes verticales.....	108
Figura 4.31. Distribución de esfuerzos normales a través de la sección transversal. (a) Sección transversal (b) Eje z (c) Eje x.....	109
Figura 4.32. Diagramas de cargas del inferior de los soportes verticales.....	112
Figura 4.33. Dispositivo para el cambio de discos.....	117
Figura 4.34. Diagramas de cargas, corte y momento de los ejes.....	118
Figura 4.35. Diagramas de cargas y momento flector del soporte de los ejes (Vertical).....	122
Figura 4.36. Diagramas de cargas, corte y momento flector del soporte de los discos (Horizontal).....	123
Figura 4.37. Diagramas de cargas, corte y momento de la viga vertical de la base.	127
Figura 4.38. Diagramas de cargas del sistema.....	129
Figura 4.39. Flujo monetario en el tiempo para la opción A.....	141
Figura 4.40. Flujo monetario en el tiempo para la opción B.....	141
Figura 4.41. Gastos vs. tiempo para las opciones A y B.....	142

Introducción

La empresa Jet-Filter,C.A. se dedica a la fabricación de filtros automotrices e industriales, utilizando para ello, materia prima nacional e importada, entre éstas se encuentran las láminas de hojalata. Dicha materia prima se utiliza para aproximadamente un 90% de sus productos y es adquirida actualmente en SIDOR y procesada posteriormente en una empresa dedicada a realizar cortes longitudinales a bobinas metálicas. En vista del alto costo de del transporte y procesamiento del material y a su constante aumento, de los retrasos en la entrega del material por parte de la empresa que presta el servicio de corte, y que la empresa posee un equipo diseñado para tal fin, se decidió instalar una línea de corte longitudinal de láminas en la empresa para procesar el material directamente en la planta. Para dicho fin es necesario evaluar la condición de esfuerzos de la máquina de corte longitudinal existente en la empresa y verificar si soporta las condiciones a las que la empresa pretende someterla (las cuales no son iguales a las originales de diseño), corregir los problemas que ocasiona el equipo a las láminas actualmente, diseñar los equipos adicionales necesarios para el correcto funcionamiento de la línea, establecer los parámetros de funcionamiento de los equipos, y realizar un estudio económico del proyecto.

Para poder cumplir con estos objetivos se busca en bibliografía especializada en el proceso para determinar las cargas a las que se encontrarán sometidos los equipos y los parámetros de funcionamiento de los mismos, se utilizarán criterios de falla por fatiga para el diseño de los componentes que lo ameriten, así como el método ASME para la determinación de los diámetros de los ejes de los dispositivos, el cálculo para los tornillos utilizados es el de pernos precargados a tensión, y el estudio económico se realiza con el método de evaluación de los proyectos de servicio (Evaluando que opción incurre en menores costos).

CAPÍTULO 1

El Problema

1.1 Introducción.

En el este capítulo se pretende dar a conocer la situación problemática que enmarca el presente trabajo de investigación, la cual se basa en la dificultad de adquisición de bobinas de hojalata de anchos acordes a los utilizados en la empresa Jet-Filter, C.A. y en los problemas que ha sufrido la empresa al tratar de fabricar dichas bobinas. De ésta manera el objetivo general de este proyecto se enfoca en analizar los problemas presentes y realizar los cambios necesarios a la máquina que origina algunos defectos en la lámina, la cual es una máquina de corte longitudinal que no se encuentra adaptada a un proceso de tal exigencia.

1.2 Situación Problemática

La empresa JET-FILTER, C.A. se dedica a la fabricación de filtros automotrices de aire, aceite y combustible. Entre la materia prima utilizada para su fabricación se encuentran las láminas de hojalata (acero Norma ASTM-623 de embutido profundo) las cuales se compran en SIDOR o en el exterior. Dichas láminas sólo se fabrican en bobinas de anchos estándar de 950 mm y pesos que van desde 5 T hasta 8 T. La empresa trabaja con anchos que varían entre 35 y 440mm y solo puede manejar pesos de hasta 2 T, por lo que dichas bobinas deben ser cortadas y rebobinadas antes de poder ser utilizadas.

Actualmente el proceso de adquisición de las bobinas que realiza la empresa Jet-Filter, C.A. se lleva a cabo de la siguiente manera: se solicita y compra el producto a SIDOR en Matanzas Edo. Bolívar, el cual posteriormente es llevado a los centros de servicios de cortes entre los cuales se encuentra Policorte, C.A. en Cúa Edo. Miranda y finalmente es enviado a Jet-Filter, C.A., en Tinaquillo Edo.

Cabe destacar que Policorte, C.A. es el único centro de corte que presta el servicio de corte a terceros como fuente única de producción de sus ingresos y aunque existen otros centros más cercanos en Valencia, Edo. Carabobo, que prestan el servicio, éstos solo lo hacen como un complemento de ingresos a sus propias empresas las cuales dependen también de esas líneas o centros de cortes para su consumo en la elaboración de productos metalúrgicos.

A raíz de la resolución 195 del ministerio del poder popular para las industrias livianas y comercio MILCO, en donde se establece que la comisión de administración de divisas sólo otorgará autorización de adquisición de divisas para la importación de productos no producidos en el país, y en vista de que Venezuela cuenta con SIDOR

para la producción de productos metalúrgicos, la demanda interna de los mismos se vio incrementada drásticamente; lo que ha ocasionado por una parte, que los centros que complementaban sus ingresos con la venta de tiempo en sus líneas de corte hayan reducido casi a cero el servicio a terceros y por la otra, Policorte, C.A. como única empresa de servicios a terceros se encuentra materialmente saturada de trabajo y por lo tanto incumpliendo en los tiempos de entrega normales para este servicio.

Por lo anteriormente expuesto la empresa JET-FILTER, C.A. se ha visto en la necesidad de estudiar la problemática planteada en virtud de dos razones fundamentales que comprometen la salud de la empresa y su sustentabilidad en el tiempo:

- 1) Los inventarios de los ítems que corresponden a láminas cortadas se han tenido que elevar a montos que ocasionan una gran reducción de capacidad financiera, se ha elevado el pago de fletes adicionales por la lejanía de Policorte C.A. de la planta de Jet-Filter, C.A., en comparación con las otras posibilidades que se encontraban en la ciudad de Valencia que, por lo anteriormente expuesto, ahora no existen y se ha aumentado el área de almacenamiento.
- 2) La paralización de actividades de Jet-Filter, C.A. producto del retardo en que incurre la empresa Policorte, C.A. en la entrega, causa pérdidas cuantiosas tanto económicas como de calidad del servicio y por ende de participación en el mercado.

Por estas razones, se desarrolló un proyecto multidisciplinario para el estudio técnico-económico e instalación de una línea de corte longitudinal de bobinas de láminas metálicas en la empresa Jet-Filter, C.A., el cual propuso el diseño e instalación en planta de maquinarias necesaria para llevar a cabo este proceso.

Entre las máquinas instaladas se encuentra una máquina de corte longitudinal que la empresa poseía con anterioridad, la cual se encontraba en desuso y parcialmente desmantelada. El sistema de sujeción actual de los discos de corte de dicha máquina (el cual forma parte de los discos), debido a su espesor, es tal que no permite cortes de anchos tan pequeños como algunos de los requeridos por la empresa así como también, como se observó en pruebas realizadas, genera en ocasiones cortes defectuosos haciendo perder tiempo y material. Adicionalmente la manera actual de realizar los cambios de los discos de corte implica el desensamblaje de sus ejes y el traslado de los mismos al taller de mantenimiento, lo cual implica un gran consumo de tiempo y dinero, y por consiguiente baja eficiencia del proceso.

De las pruebas mencionadas anteriormente también se observó que la mesa de la máquina de corte, por donde el material pasa antes de entrar a las cuchillas, es de superficie metálica y produce marcas en la superficie del material las cuales se convierten en un problema mayor cuando debe ser embutido. La mesa también cumple la función de guiar el material en dirección perpendicular al corte para asegurar la uniformidad de las medidas de los cortes. Dichas guías no las posee la máquina que actualmente se está utilizando.

Teniendo en cuenta las consideraciones anteriores se propone el diseño de un sistema de corte longitudinal de láminas metálicas para ayudar a solucionar el problema.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar un sistema de corte longitudinal de láminas metálicas para una empresa fabricante de filtros automotrices.

1.3.2 Objetivos Específicos

1. Estudiar la condición de esfuerzos actual de la máquina de corte longitudinal.
2. Rediseñar la bancada para el corte a la medida de las bobinas metálicas.
3. Rediseñar el sistema de sujeción de los discos de la máquina de corte longitudinal.
4. Diseñar un dispositivo mecánico de accionamiento manual para facilitar el cambio de los discos.
5. Estudiar la factibilidad económica del proyecto.

1.4 Justificación

Las láminas metálicas de anchos comprendidos entre 35 y 440 mm son materia prima de vital importancia para la producción de la mayoría de los filtros de la empresa (aproximadamente un 90% en peso del producto), por lo que el abastecimiento en planta de los mismos es muy importante para la salud de la empresa.

Eliminando la necesidad de solicitar el servicio de corte a terceros se reduce el gasto en transporte del material, prescindiendo de éste servicio desde SIDOR a Policorte, C.A., y realizando éste directamente desde SIDOR a Jet-Filter, C.A. Lo que implica un ahorro significativo para la empresa y convierte el proceso de abastecimiento de flejes en un proceso de autoabastecimiento.

Al no existir relación de dependencia de la empresa con terceros se asegura la producción continua de la empresa. Por otro lado, el abastecimiento continuo de la planta conlleva a la disminución del inventario, por lo que se verán reducidos los costos de los productos y con ellos el precio final de los mismos.

Esta disminución de precios es importante para la permanencia y competencia del producto así como para el usuario final cuya inversión de mantenimiento de sus vehículos se verá reducida.

Adicionalmente, las máquinas de corte longitudinal no se fabrican en el país por lo que la utilización y rediseño de la existente en la empresa se prefiere antes que la adquisición, importación y transporte de un equipo nuevo, debido al costo y al largo tiempo de respuesta.

Dicho equipo es parte fundamental para la línea de corte longitudinal y su pronta puesta en funcionamiento implica la pronta puesta en funcionamiento de la línea y con esto el autoabastecimiento de las láminas en la planta.

1.5 Alcance

En este trabajo sólo se propone el sistema de corte longitudinal. La adquisición de materiales, la construcción de los sistemas diseñados, instalación y puesta en marcha de la línea con los equipos diseñados es decisión exclusiva de la empresa.

CAPÍTULO 2

Marco Teórico

2.1 Antecedentes

Acevedo V. (2005). *Estudio de los procesos de corte de cinta galvanizada para ser utilizados en la implementación de normas ISO 9001:2000*. “El objetivo de este trabajo es elaborar un estudio de procedimientos de manejo, producción, operación y mantenimiento de la máquina de corte de cintas Slitter, el cual servirá de soporte a la Industria Galvanizadora a seguir con la certificación de sistemas de gestión de calidad ISO 9001:2000, esto busca interrelacionar distintos procesos, todos con el fin de brindarle satisfacción a sus clientes y, todo esto, se logra teniendo los procesos bajo condiciones controladas.

Se inicia con una descripción de productos y procesos de una Industria Galvanizadora, dando a conocer como es el proceso de galvanización de bobinas de acero virgen, para, luego, pasar el proceso de producción de cintas galvanizadas, las cuales pueden ser utilizadas como producto final o como materia prima para la fabricación de algún otro producto, como, por ejemplo: costaneras, puertas o cortinas metálicas, etc.

A continuación se especifica qué es un Sistema de Gestión de Calidad, en donde se explican todos los requisitos y directrices que se tiene que seguir para poder ser reconocida como una empresa innovadora en el mercado.

Se realiza el estudio del procedimiento de producción de cintas galvanizadas con el apoyo del personal operativo de la empresa y se tomaron los datos y lineamientos utilizados por los operadores del proceso, para poder generar el reporte de los procedimientos, estos con el fin de integrar esta línea de producción al sistema de Gestión de Calidad que se maneja, actualmente, en la empresa.

No sólo se tomó en cuenta el proceso productivo para el estudio, si no que, también, los procedimientos utilizados para mantener el equipo y maquinaria en perfecto estado, integrando al estudio los procedimientos de mantenimiento preventivo de la empresa.

Álvarez, P. (2002). *Aplicación de la metodología seis sigma para analizar el proceso de fabricación y ensamble de una estufa doméstica a gas para una empresa manufacturera de línea blanca*. “El escenario donde se desarrolla el presente estudio es el proceso de fabricación de estufas domésticas a gas, razón por la cual, se hace una breve descripción de dicho proceso.

La falta de uniformidad en el ancho de las estufas es un efecto tangible en el proceso de ensamble final, llevando eventualmente a reprocesos de lotes de producción. Se plantea y se justifica el uso de la metodología Seis Sigma como la mejor opción en el entorno de la calidad para eliminar tal efecto.

En el desarrollo del estudio, concretamente en la etapa de definición, describe cuál es el problema a ser solucionado, las causas que lo generaron y las variables involucradas (C.T.O.'s), con herramientas usadas en 6 Sigma tales como O.F.O. y Mapa de Proceso, posteriormente en la etapa de medición, se validan todos los sistemas de medición a través del Gage R&R Método ANOVA para tener mayor confiabilidad de los datos.

Una vez aprobados todos los sistemas de medición se hará un muestreo con la ayuda de un equipo de apoyo técnico a través de un plan de Subgrupos Racionales usando tormenta de ideas y elaborando diagramas de causa y efecto, del cual obtendremos información que nos permita seleccionar variación de causa común y causa asignable, para calcular la capacidad de proceso de manufactura y ensamble a corto y largo plazo del ancho de la estufa como un indicador de la situación actual.

El objetivo es hacer un análisis de resultados preliminares con la ayuda de estudios estadísticos basados en la distribución normal, para determinar si el problema es por falta de control en el proceso o por tecnología pobre. También se determina si existen problemas de centrado o dispersión de la capacidad real del proceso con respecto a las especificaciones de diseño y comprobar la acción parcial o la interacción de los factores que generan y controlan las desviaciones.

Finalmente, en la etapa de análisis, se plantean pruebas de hipótesis basadas en un riesgo alfa del 5%, (95% de confiabilidad) como unidad de negocio, para comprobar si los resultados obtenidos tienen validez, esto solo con respecto a variables relacionadas entre sí.

En las conclusiones y recomendaciones se plantean las posibles acciones correctivas en los puntos críticos del proceso de manufactura o ensamble previamente identificados.”

Barcia, K. y Córdoba, W. (2005). *Mejoramiento de la Operación de Preparación de Máquinas Cortadoras de Bobinas de Acero “Slitters” en una Empresa Metalmecánica por Medio del Sistema SMED*. “El objetivo de este estudio es desarrollar una metodología para el mejoramiento de la preparación de Slitters en un proceso de producción de flejes por medio del sistema SMED (Single Minute Exchange of Die). El término SMED se refiere a la teoría y técnicas para realizar

preparaciones en menos de diez minutos. La metodología estuvo enfocada en el Sistema SMED, la cual está formada por tres etapas precedidas por una fase preliminar de familiarización y análisis de la preparación.

Durante el trabajo, se realizó un análisis detallado de la preparación; con estudios de tiempos, diagrama de flujos, gráficos de Pareto y de actividades múltiples, entre otros. Con esto, se consiguió determinar los diferentes problemas que poseía la preparación. Asimismo, acorde al progreso del estudio se procedió a desarrollar cada una de las mejoras, donde se hacía una breve explicación teórica, señalando su función y utilidad para contrarrestar el efecto de los problemas.

Finalmente, en función de las mejoras propuestas se estimó primero las reducciones del tiempo que generarían cada una de ellas sobre la preparación, para posteriormente estimar los ahorros y la inversión requerida para la ejecución de las mejoras, justificada mediante la evaluación económica”.

Hongbing, L. et al (2006). *Altura de rebabas en corte longitudinal de bobinas de aluminio*. “El corte longitudinal de hojas de aluminio (o bobinas) ha sido investigado usando una slitter de laboratorio. Este estudio se enfocó en la investigación experimental del efecto de tres parámetros principales (claro, ángulo de canto y superposición) en la altura de la rebaba. Se encontró que existe un claro crítico en el corte continuo de bobinas de aluminio; usando un claro mayor al crítico llevaba a una altura inaceptable de rebaba. La superposición de las cuchillas debe estar dentro de cierto rango; usando una superposición menor al borde inferior del rango no permitirá el corte de la bobina; y utilizando una sobreposición mayor al borde superior del rango produce grandes rebabas. Un canto relativamente grande produce un borde de corte de buena calidad pero a expensas de vida útil de la cuchilla; un canto relativamente pequeño produce una calidad relativamente pequeña del borde de corte mientras mantiene una vida útil razonable. Basado en los

resultados de las rebabas de cuatro bobinas de aluminio, una se presenta una relación vinculando el claro crítico a los parámetros de corte y las propiedades de la bobina. Esto puede ser utilizado para la selección apropiada del claro que produzca un buen borde de corte y baja altura de rebaba para una bobina de aluminio dada.

Wisselink, H. (2000). *Análisis de guillotinado y corte continuo, simulación de elementos finitos*. El guillotinado y el corte longitudinal son dos procesos de corte de láminas, los cuales producen largos cortes rectos y pueden ser vistos como procesos estacionarios. El análisis de estos dos procesos es el objetivo de esta tesis. Este proyecto de investigación es parte de un grupo de proyectos de IOP sobre corte de láminas metálicas, originados por requerimientos industriales para más información fundamental, debido a que el proceso de corte de láminas sigue basado mayormente en experiencias y ensayo y error. El objetivo es desarrollar modelos de guillotinado y corte longitudinal para incrementar la visión y contribuir con la calidad y productividad de estos procesos de corte.

El método de elementos finitos es usado para modelar el guillotinado y corte continuo. Este modelo debería ser capaz de describir el fenómeno que ocurre durante el corte, como lo son las grandes deformaciones elasto-plásticas, el contacto entre las láminas y las cuchillas y la fractura dúctil de las láminas”.

2.2 Bases teóricas

2.2.1 Acero

El acero es una aleación de hierro y carbono, donde el carbono no supera el 2,1% en peso de la composición de la aleación, alcanzando normalmente porcentajes entre el 0,2% y el 0,3%. Porcentajes mayores que el 2,0% de carbono dan lugar a las

fundiciones, aleaciones que al ser quebradizas y no poderse forjar, a diferencia de los aceros, se moldean.

El acero es un material importante para la fabricación de muchos materiales de construcción como por ejemplo en la fabricación de varillas de distintos diámetros que son usados para la elaboración de columnas y vigas.

El acero es una aleación de hierro y carbono que se produce en un proceso de dos fases. En la primera fase el mineral de hierro es reducido o fundido con coque y piedra caliza, produciendo hierro fundido que es moldeado como arrabio o conducido a la siguiente fase como hierro fundido. La segunda fase, la de acería, tiene por objetivo reducir el alto contenido de carbono introducido al fundir el mineral y eliminar las impurezas tales como azufre y fósforo, al mismo tiempo que algunos elementos como manganeso, níquel, cromo o vanadio son añadidos en forma de ferro-aleaciones para producir el tipo de acero demandado.

En las instalaciones de colado y laminación se convierte el acero bruto fundido en lingotes o en laminados; desbastes cuadrados (también llamados arrabios) o planos (también llamados flog), y posteriormente en perfiles o chapas, laminadas en caliente o en frío.

Productos acabados:

Algunos reciben un tratamiento térmico, conocido como "laminado en caliente". Más de la mitad de las chapas finas laminadas en caliente vuelven a ser laminadas a temperatura ambiente (proceso conocido como "laminado en frío"). Posteriormente pueden ser recubiertas con un material protector anticorrosión.

Por la variedad ya apuntada y por su disponibilidad, sus dos elementos primordiales abundan en la naturaleza facilitando su producción en cantidades industriales, los aceros son las aleaciones más utilizadas en la construcción de maquinaria, herramientas, edificios y obras públicas, habiendo contribuido al alto nivel de desarrollo tecnológico de las sociedades industrializadas. Sin embargo, en ciertos sectores, como la construcción aeronáutica, el acero apenas se utiliza debido a que es un material muy denso, casi tres veces más denso que el aluminio (7.850 kg/m³ de densidad frente a los 2.700 kg/m³ del aluminio). [Wikipedia, 2001]

2.2.2 *Hojalata*

La hojalata es un producto laminado plano, constituido por acero y carbono (entre 0,03% y 0,13%), recubierto por una capa de estaño.

La composición de la hojalata es la siguiente (del exterior al interior):

- Película de aceite
- Película de pasivación
- Estaño libre
- Aleación Fe Sn₂
- Acero libre

El producto del acero recubierto más importante es la hojalata estañada que se emplea para la fabricación de latas y envases. El material de las latas contiene más de un 99% de acero. En algunas instalaciones, las láminas de acero se pasan por un baño de estaño fundido (después de laminarlas primero en caliente y luego en frío) para estañarlas. El método de recubrimiento más común es el proceso electrolítico. La chapa de acero se desenrolla poco a poco de la bobina y se le aplica una solución química. Al mismo tiempo se hace pasar una corriente eléctrica a través de un trozo

de estaño puro situado en esa misma solución, lo que hace que el estaño se disuelva poco a poco y se deposite en el acero. Con este sistema, medio kilogramo de estaño basta para recubrir 20 metros cuadrados de acero. En la hojalata delgada, la chapa recibe un segundo laminado en frío antes de recubrirla de estaño, lo que aumenta la resistencia de la chapa además de su delgadez. Las latas hechas de hojalata delgada tienen una resistencia similar a las ordinarias, pero contienen menos acero, con lo que reduce su peso y coste. También pueden fabricarse envases ligeros adhiriendo una delgadísima lámina de acero estañado sobre papel o cartón.

Se trata de un material ideal para la fabricación de envases metálicos debido a que combina la resistencia mecánica y la capacidad de conformación del acero con la resistencia a la corrosión del estaño. Se trata de un material ideal para la fabricación de productos de complemento, a disposición de los clientes, toda una gama de tapones y recipientes metálicos para alimentos, productos sintéticos, aceites y derivados.

Hay dos métodos para recubrir la hojalata:

Inmersión: se sumergen las láminas de acero previamente pulidas y limpias en un recipiente que contiene estaño líquido a 230° c., adhiriéndose de esta forma a ambas caras de la hojalata, donde el consumo en estaño es de 43 a 82 g/dm²

Electrolítico: se sumergen las láminas de hierro en una solución compuesta por sulfato de estaño y ácido sulfúrico, un esquema de este proceso se muestra en la Figura 2.1.

Lo que sucede durante la electrólisis es que la corriente eléctrica lleva estaño del ánodo al cátodo, recubriéndolo de una capa delgada y uniforme, donde el consumo de estaño es de 10 a 15 g/dm² [Wikipedia, 2001]

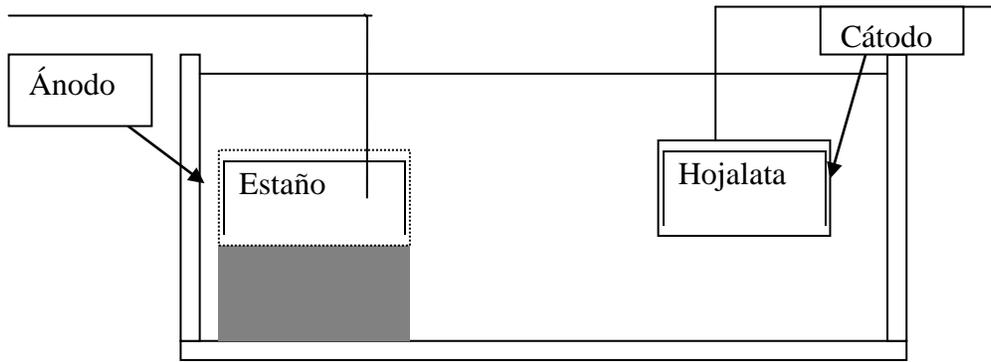


Figura 2.1 Esquema del proceso de recubrimiento electroquímico.

2.2.3 Algunos procesos de formado de metales

2.2.3.1 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 como se muestra en la figura 2.2(a). 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 o cizalla recta. La cuchilla superior de la cizalla de potencia está frecuentemente sesgada, como se muestra en la figura 2.2(b), para reducir la fuerza requerida de corte.

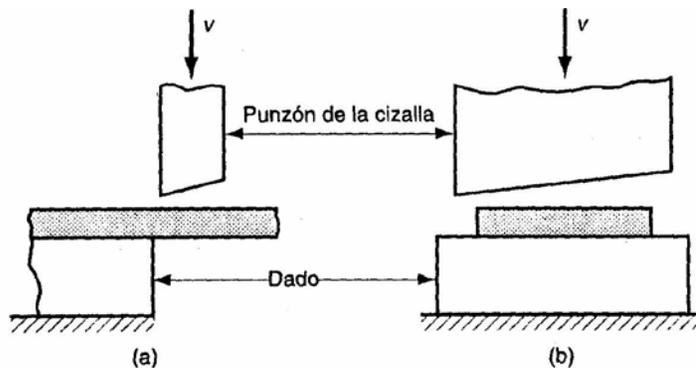


Figura 2.2 Operación de cizallado (Carrasco, 2004)

Previamente a cualquier trabajo es preciso cortar la chapa con unas dimensiones de ancho y largo en función de la pieza final a obtener (en caso de calderería) o sólo en función del ancho para que las tiras de chapa denominadas bandas se adapten a las guías del útil de trabajo de chapa (matriz). [Carrasco, V. 2004].

La cizalla contiene dos cuchillas metálicas que al cerrarse cortan la chapa. En el esquema de la figura 2.3 se muestran las cuchillas durante el corte mostrando la cara de corte y los respectivos ángulos correspondientes. Siendo α el ángulo de incidencia, β el ángulo de corte y γ el ángulo de desprendimiento. Estos ángulos dependen de la dureza del material a trabajar y la de la propia cuchilla.

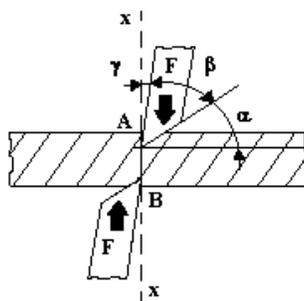


Figura 2.3 Esquema de las cuchillas de corte (Saluela, 2000).

Existen varios tipos de montajes según la orientación de las cuchillas: Cizallas de cuchillas paralelas (Figura 2.4a) y de oblicuidad constante (Figura 2.4b). En ambas la fuerza de corte es igual a la sección de corte S por el esfuerzo a corte σ_t . La sección de corte es menor en el caso de cuchillas de oblicuidad constante por lo que requiere de máquinas cizalladoras menos potentes para el mismo grosor s y ancho a de chapa. El esfuerzo a cortadura $\sigma_t = 0,8 \sigma_t$. Donde σ_t es la resistencia a la rotura. En las cuchillas de oblicuidad constante se recomienda un ángulo de inclinación $\lambda = 10^\circ$.

El esfuerzo de corte se calcula a partir de las ecuaciones 2.1 y 2.2:

$$F = s * a * \sigma_t ; \text{(Cuchillas paralelas)} \quad 2.1$$

$$F = \frac{s^2 * \sigma_t}{2 * \operatorname{tg}(\lambda)} ; (\lambda = 10^\circ) \text{ (Cuchillas oblicuas)} \quad 2.2$$

donde:

s: Espesor de la lámina.

σ_t : Resistencia al corte del material.

λ : Ángulo entre las cuchillas y el material.

a: Longitud total a cortar.

Para el cálculo de la fuerza de corte se muestran los valores del esfuerzo de corte σ_t en la tabla 2.1.

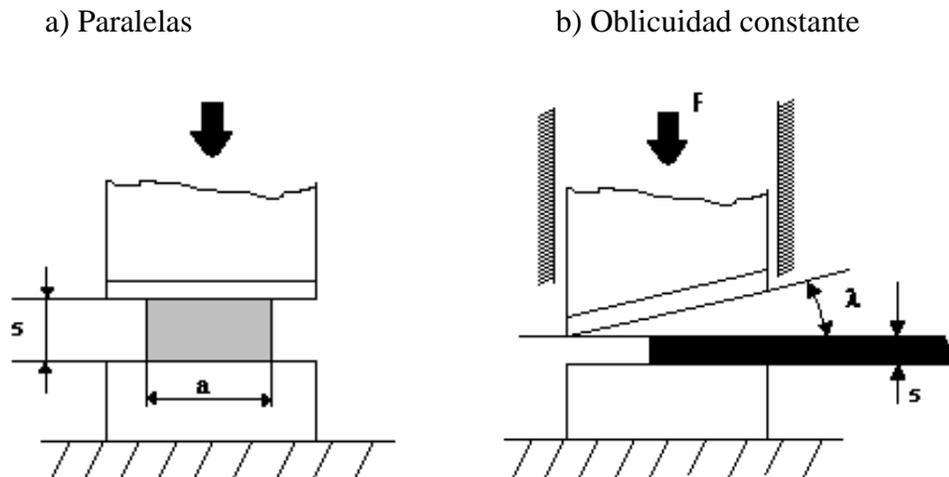


Figura 2.4 Esquema de corte con cizalla. (a) Cizalla paralela (b) Cizalla oblicua

Tabla 2.1 Valores del esfuerzo de corte de algunos materiales (Salueña, 2000).

MATERIALES	Res. a la cortadura en Kg/mm ² σ_t	
	Laminado	Recocido
Acero laminado 0,1 % C	32	25
Acero laminado 0,2 % C	40	32
Acero laminado 0,3 % C	48	35
Acero laminado inoxidable	60	52
Acero laminado al silicio	56	45
Aluminio	13 - 15	6 - 7
Anticorodal	25 - 29	9 - 10
Alpaca laminada	45 - 46	28 - 36
Bronce	40 - 60	32 - 40
Cinc	20	12
Cobre	25 - 30	18 - 22
Duraluminio	30 - 36	13 - 16
Estaño	-	3 - 4
Latón	35 - 40	22 - 30
Plata laminada	23,5	23,5
Plomo	-	2 - 3

Las velocidades de corte suelen ser $V = 1$ a 2 m/min. Luego la potencia absorbida en corte se calcula con la ecuación 2.3:

$$N = F * V.$$

2.3

donde:

F: Fuerza de corte.

V: Velocidad lineal.

N: Potencia.

2.2.3.2 Corte longitudinal

En la figura 2.5 se observa un esquema de una línea de corte longitudinal por halado, donde se muestran los equipos primordiales: Un desenrollador, una máquina de corte longitudinal, un tensor y un enrollador (de izquierda a derecha) y el centro de control de la línea.

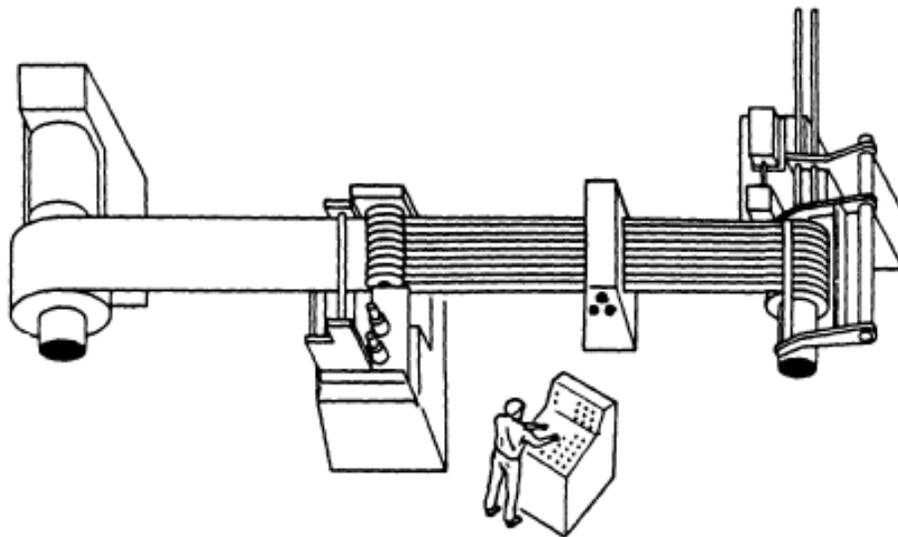


Figura 2.5 Esquema de una línea de corte longitudinal (Theis, 1999).

El corte longitudinal es uno de los procesos más comunes en la industria metalúrgica. Es el proceso en el que se desenrolla de una bobina de ancho base, cortada en anchos predeterminados a lo largo de toda su longitud, y enrollado en bobinas más de anchos menores. Las bobinas cortadas están entonces listas para su posterior procesamiento, que puede incluir rolado adicional, decoración de superficie, sellado, el corte de nuevo para la formación de bobinas de anchos aún menores.

La potencia necesaria para el corte longitudinal se determina con el uso de la ecuación 2.4.

$$P = \frac{N * 1,44 * V * t^2 * S}{50000 * \eta} \quad 2.4$$

donde:

N: Numero de cortes

V: Velocidad lineal de la lámina. (pie/min)

t: Espesor.(pulg)

S: Resistencia al corte del material. (psi)

η : Eficiencia de la máquina de corte.

La deflexión máxima del eje para asegurar un corte correcto se determina con la ecuación 2.5.

$$\delta = 0,075 * t^{0,6} \quad 2.5$$

donde:

t: Espesor del material.(pulg).

δ : Deflexión máxima del eje.

2.2.3.3 Torsión

Cuando se cargan los miembros con un momento respecto a un eje longitudinal, se dice que están sujetos a torsión, y el momento aplicado se conoce como par de torsión. Esta situación es común en flechas de transmisión de energía, en sujetadores de tornillo y en cualquier situación donde el vector del momento aplicado sea paralelo al eje largo de una pieza, en vez de transversal, como en el caso de la flexión. Muchas piezas de máquina están cargadas con combinaciones en momentos

de torsión y de flexión, y estas situaciones serán tratadas en capítulos posteriores. Aquí deseamos considerar sólo el caso simple de carga a la torsión pura.

Secciones no circulares: En algunos casos, por razones de diseño, pudieran ser necesarias otras formas. Las secciones transversales no circulares sujetas a la torsión muestran un comportamiento que viola algunas de las hipótesis arriba anotadas. Las secciones no se conservan planas y se torcerán. Las líneas radiales no se mantendrán rectas, y la distribución del esfuerzo cortante no será necesariamente lineal a lo largo de la sección transversal. Una expresión general para el esfuerzo cortante máximo debido a la torsión en secciones no circulares es el que se muestra en la ecuación 2.6.

$$\tau_{max} = \frac{T}{Q} \quad 2.6$$

donde Q es una función de la geometría de la sección transversal. La deflexión angular se calcula con la ecuación 2.7.

$$\theta = \frac{Tl}{KG} \quad 2.7$$

donde K es una función de la geometría de la sección transversal. En el caso de una sección transversal redonda cerrada (únicamente), el factor de geometría K es el momento polar de inercia, J . Para cualquier forma de sección transversal cerrada distinta a la redonda, el factor K será menor de J para las mismas dimensiones de la sección, lo que es una indicación del valor de utilizar una sección transversal redonda para cargas a la torsión.

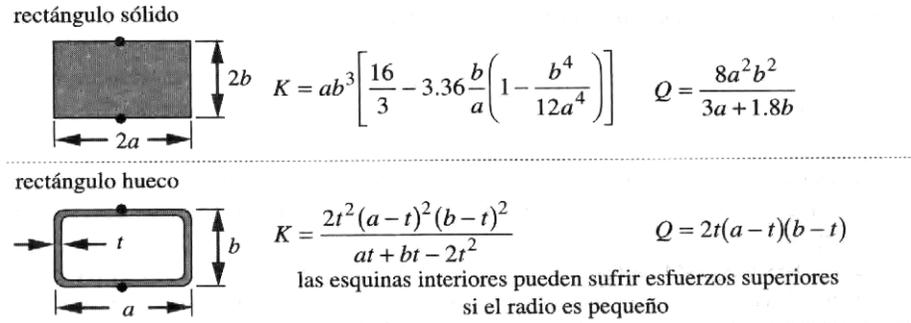


Figura 2.6 Expresiones de Q y K para algunas secciones transversales no circulares conocidas (Norton 1999).

Las expresiones para Q y para K para diversas secciones transversales pueden encontrarse en la Figura 2.6 donde se muestran expresiones para Q y para K para unas cuantas secciones transversales comunes, y también muestra la localización del esfuerzo cortante máximo. [Norton, R. L., 1999]

2.2.4 Resistencia a la fatiga y límite de resistencia

El ensayo a la tensión y el ensayo a la torsión aplican ambos lentamente a la probeta cargas y sólo una vez. Se trata de pruebas estáticas y miden resistencias estáticas. Aunque algunas piezas de maquinaria pudieran estar sujetas durante toda su vida a cargas estáticas únicamente, la mayor parte sufrirán cargas y esfuerzos variando con el tiempo. Los materiales se comportan de manera muy distinta en respuesta a cargas que vienen y van (llamadas cargas de fatiga) que en respuesta a cargas que se mantienen estáticas. La mayor parte del diseño de máquinas trata del diseño de piezas para cargas que varían con el tiempo, por lo que es necesario que conozcamos la resistencia a la fatiga de los materiales bajo estas condiciones de carga, en la figura 2.7.

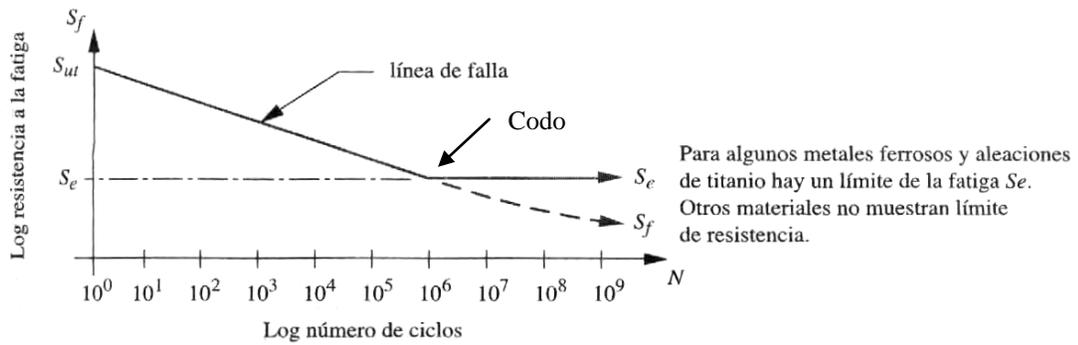


Figura 2.7 Diagrama S-N o de vida-resistencia de un material sometido a fatiga.

2.2.4.1 Estimación de la resistencia teórica a la fatiga S_f , o del límite de resistencia a la fatiga S_e .

Si están disponibles datos publicados de la resistencia a la fatiga S_f o del límite de resistencia a la fatiga S_e , del material, deberán utilizarse y a los mismos aplicarse los factores de corrección. Los datos publicados de resistencia a la fatiga típicamente provienen de pruebas de carga a flexión o axial totalmente alternante, sobre pequeños especímenes pulidos. Si no hay datos disponibles de resistencia a la fatiga, se puede estimar burdamente un S_f o S_e aproximado, a partir de la resistencia máxima a tensión publicada del material. Se pueden establecer relaciones aproximadas entre S_{ut} y S_f o S_e . Estas relaciones para aceros se muestran en la ecuación 2.8.

$$\text{Aceros} \quad \begin{cases} S_e \cong 0,5 * S_{ut} & \text{Para } S_{ut} < 200 \text{ ksi (1400MPa)} \\ S_e \cong 100 \text{ ksi (700MPa)} & \text{Para } S_{ut} \geq 200 \text{ ksi (1400 MPa)} \end{cases} \quad \mathbf{2.8}$$

2.2.4.2 Factores de corrección aplicables a la resistencia a la fatiga o al límite de resistencia a la fatiga teóricos

La resistencia a la fatiga o los límites de resistencia a la fatiga que se obtienen de especímenes de prueba a la fatiga estándar, o a partir de estimaciones basadas en pruebas estáticas deben modificarse para tomar en consideración las diferencias físicas entre el espécimen de prueba y la pieza real que se está diseñando. Deben tomarse en consideración las diferencias del entorno y las diferencias de temperatura entre las condiciones de prueba y las condiciones reales. También deben tomarse en cuenta las diferencias en la manera de aplicar la carga. Estos y otros factores se incorporan en un conjunto de factores de reducción de resistencia, que entonces se multiplican por la estimación teórica, a fin de obtener la resistencia a la fatiga o el límite de resistencia a la fatiga corregido, para la aplicación en particular.

$$S_e = C_{carga} * C_{temperatura} * C_{tamaño} * C_{confiabilidad} * C_{superficie} * S'_e \quad 2.9$$

$$S_f = C_{carga} * C_{temperatura} * C_{tamaño} * C_{confiabilidad} * C_{superficie} * S'_f \quad 2.10$$

donde se representa el límite de resistencia a la fatiga corregido de un material que presenta un codo en su curva $S-N$, y S representa la resistencia a la fatiga corregida a un número particular de ciclos N , para un material que no tiene codo. Los factores de reducción de resistencia de las ecuaciones 0 y 0 se definirán ahora.

Efectos de la carga:

$$\begin{aligned} \text{Flexión} &\rightarrow C_{carga} = 1 \\ \text{carga axial} &\rightarrow C_{carga} = 0,70 \end{aligned} \quad 2.11$$

Efectos dimensionales:

$$\begin{aligned}
 \text{Para } d \leq 0,3 \text{ pulg (8 mm):} & \quad C_{\text{Tamaño}} = 1 \\
 \text{Para } 0,3 \text{ pulg} \leq d \leq 10 \text{ pulg:} & \quad C_{\text{Tamaño}} = 0,869 * d^{-0,097} \\
 \text{Para } 8 \text{ mm} \leq d \leq 250 \text{ mm:} & \quad C_{\text{Tamaño}} = 1,189 * d^{-0,097}
 \end{aligned}
 \tag{2.12}$$

Para tamaños mayores utilice $C_{\text{tamaño}} = 0,6$. (Los datos de prueba sobre los cuales se basan estas ecuaciones son para piezas de acero).

Efectos superficiales:

Shigley y Mischkel proponen que se maneje una ecuación exponencial con la forma de la ecuación 2.13.

$$C_{\text{Superficie}} \cong A * (S_{ut})^b
 \tag{2.13}$$

Si $C_{\text{Superficie}} > 1$ tomar $C_{\text{Superficie}} = 1$.

Para aproximar el factor superficial con S_{ut} , ya sea en kpsi o en MPa. Los coeficientes A y los exponentes b para diversos acabados se determinan a partir de datos experimentales, y aparecen en la Tabla 2.2. Este procedimiento tiene la ventaja de ser programable por computadora, eliminando la necesidad de consultar gráficas.

Tabla 2.2 Coeficientes para la ecuación del factor superficial (Norton 1999).

Acabado superficial	MPa		kpsi	
	A	b	A	b
Rectificado	1.58	-0.085	1.34	-0.085
Maquinado o estirado en frío	4.51	-0.265	2.7	-0.265
Rolado en caliente	57.7	-0.718	14.4	-0.718
Forjado	272	-0.995	39.9	-0.995

Temperatura:

$$\begin{aligned}
 \text{Para } T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C (840 }^\circ\text{F)}: & \quad C_{\text{Temp}} = 1 \\
 \text{Para } 450 \text{ }^\circ\text{C} \leq T \leq 1055 \text{ }^\circ\text{C}: & \quad C_{\text{Temp}} = 0,0058 * (T - 450) \\
 \text{Para } 840 \text{ }^\circ\text{F} \leq T \leq 1020 \text{ }^\circ\text{F}: & \quad C_{\text{Temp}} = 0,0032 * (T - 840)
 \end{aligned}
 \tag{2.14}$$

Observe que estos criterios se basan en datos para aceros, no debiéndose utilizar para otros metales, como aleaciones de Al, Mg y Cu.

Confiabilidad:

Tabla 2.3 Factores de confiabilidad para $S_d = 0,08 \mu$ (Norton 1999).

Confiabilidad %	$C_{\text{confiabilidad}}$
50	1.000
90	0.897
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659

2.2.4.3 Diseño de ejes o flechas para flexión totalmente alternante con torsión uniforme

Este caso de carga es un subconjunto del caso general de flexión fluctuante y torsión fluctuante, y debido a la ausencia de esfuerzo a torsión se considera un caso de fatiga multiaxial simple. (Sin embargo, la presencia de concentraciones locales de esfuerzo puede causar esfuerzos multiaxiales complejos.) Este caso de carga simple ha sido investigado de manera experimental y existen datos para la falla de piezas

cargadas de esta manera. La ASME ha definido un procedimiento para el diseño de flechas cargadas de esta forma.

El método ASME: Hay publicado una norma ANSI/ASME para el Diseño de flechas de transmisión, identificada como B106.1M-1985. Esta norma presenta un procedimiento simplificado para el diseño de las flechas. El procedimiento ASME supone que la carga es a flexión totalmente alternante (con componente medio a flexión igual a cero) y un par de torsión uniforme (con componente al par de torsión alternante igual a cero) a un nivel tal que genere esfuerzos por debajo del límite de fluencia elástico a torsión del material. El estándar se justifica porque muchas flechas de máquina entran en esta categoría. Maneja como envolvente de fallas la curva elíptica formada por datos experimentales, adecuada a través de la resistencia a la fatiga a flexión sobre el eje σ_y el límite de fluencia elástico a tensión en el eje σ_m . El límite de fluencia elástico a tensión es reemplazado por el límite de tensión a torsión, mediante la razón de Von Mises. Se propone la ecuación 2.15 para la determinación del diámetro mínimo del eje. [Norton, R. L., 1999]

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(k_f \frac{M_d}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad 2.15$$

2.2.5 Factores de seguridad sugeridos.

Materiales dúctiles

1. $N = 1.25$ a 2.0 . El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.

2. $N = 2.0$ a 2.5 . Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño.

3. $N = 2.5$ a 4.0 . Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.

4. $N = 4.0$ o más. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.

Materiales frágiles

5. $N = 3.0$ a 4.0 . Diseño de estructuras bajo cargas estáticas donde haya un alto grado de confianza en todos los datos de diseño

6. $N = 4.0$ a 8.0 . Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo carga, dinámicas, con incertidumbre acerca de cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente. [Mott, R., 2006].

2.2.6 Muecas y concentraciones de esfuerzos

Una muesca crea una concentración de esfuerzo, que eleva los esfuerzos localmente, e incluso puede causar fluencia plástica local. En el análisis de las concentraciones de esfuerzos donde sólo se consideraban cargas estáticas, los efectos de la concentración de esfuerzo únicamente eran motivo de preocupación en el caso

de materiales frágiles. Se supuso que los materiales dúctiles cederían en la concentración de esfuerzo local, reduciendo dichos esfuerzos a nivel aceptable. En el caso de cargas dinámicas, la situación es distinta, ya que en fallas por fatiga los materiales dúctiles se comportan como si fueran frágiles.

Muchos de los factores de concentración de esfuerzos geométricos o teóricos han sido determinados para diversas cargas y geometrías de piezas. Para cargas dinámicas, es necesario modificar el factor de concentración de esfuerzo teórico, con base en la sensibilidad a las muescas del material, a fin de obtener un factor de concentración de esfuerzo a la fatiga, que se aplique a esfuerzos dinámicos nominales.

2.2.6.1 Sensibilidad a las muescas

La sensibilidad a las muescas q de cada material se define de la con la ecuación 2.16.

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad 2.16$$

donde K_t es el factor de concentración de esfuerzo teórico (estático) para esta geometría particular, y K_f es el factor de concentración de esfuerzo a la fatiga (dinámico). La sensibilidad a las muescas q varía entre 0 y 1. Esta ecuación se puede volver a escribir, en función de K_f , como se muestra en la ecuación 2.17.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad 2.17$$

El procedimiento es determinar primero la concentración de esfuerzo teórica K_t para la geometría y carga específica, y a continuación establecer la sensibilidad a las muescas apropiada para el material escogido, y utilizarlas en la ecuación 2.18, con el objeto de encontrar el factor de concentración de esfuerzo dinámico K_f . El esfuerzo dinámico nominal para cualquier situación quedará entonces incrementado por el factor K_f , de la misma manera que se hizo en el caso estático:

$$\sigma = K_f * \sigma_{nom} \quad 2.18$$

$$\tau = K_{fs} * \tau_{nom} \quad 2.19$$

Observe en la ecuación 2.18 que cuando $q = 0$, $K_f = 1$, no incrementando el esfuerzo nominal de la ecuación 2.19. Cuando $q = 1$, $K_f = K_t$, y se hace sentir en la ecuación 2.19 todo el efecto del factor de concentración de esfuerzo geométrico.

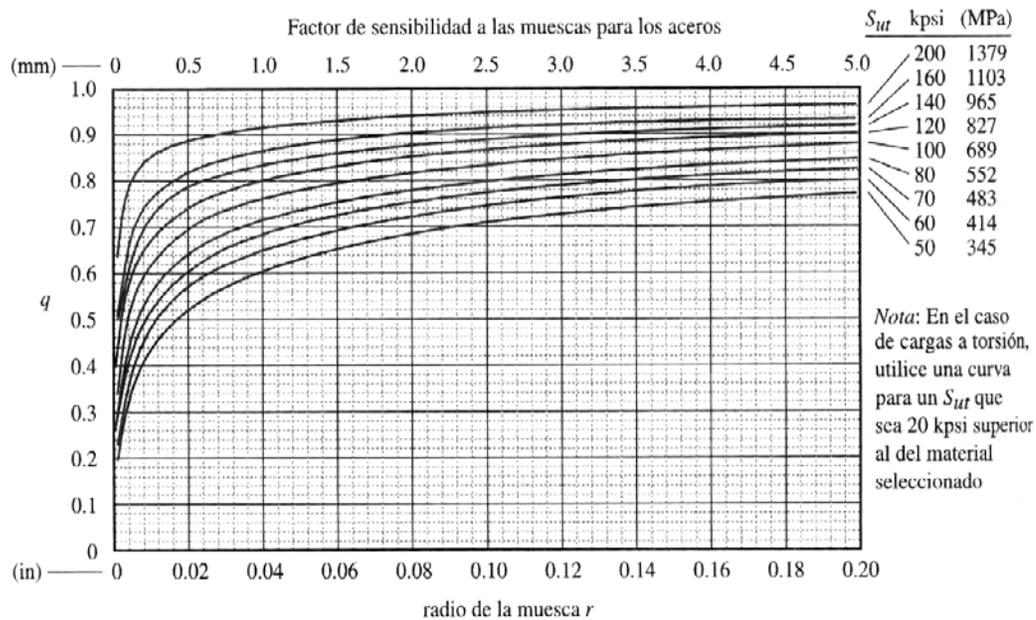


Figura 2.8 Curvas de sensibilidad a las muescas de aceros (Norton, 1999).

2.2.7 Soldadura

2.2.7.1 Soldaduras a tope y de filete o entalle

La figura 2.9 muestra una soldadura a tope con ranura en V sometida a una carga de tensión F . Para cargas de tensión o de compresión el esfuerzo normal medio viene dado por la ecuación 2.20

$$\sigma = \frac{F}{h * l} \quad 2.20$$

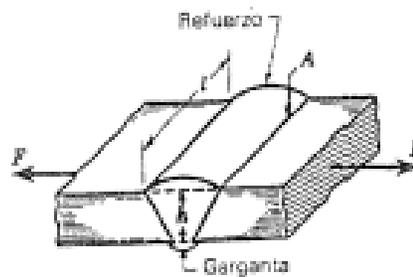


Figura 2.9 Soldadura típica a tope.

donde h es la medida de la garganta y l la longitud de la soldadura, como se indica en la figura. Debe notarse que el valor de h no incluye el espesor del refuerzo. Éste último sirve para compensar las grietas o huecos de la junta; pero varían un poco y origina concentración de esfuerzos en el punto A . Cuando existen cargas de fatiga una buena práctica es esmerilar o maquinar el refuerzo, emparejando la junta.

El esfuerzo medio en una junta a tope debido a carga cortante se determina con la ecuación 2.21

$$\tau = \frac{F}{h * l} \quad 2.21$$

La ecuación para el esfuerzo medio viene dado por la ecuación 2.22.

$$\sigma_1 = \frac{F}{0,707 * h * l} \quad \mathbf{2.22}$$

En el caso de soldaduras de filetes paralelos la hipótesis de un esfuerzo cortante a lo largo de la garganta se apega más a la realidad. Como hay dos soldaduras, el área de garganta para ambas es $A = (2) (0,707hl) = 1,414.h.l$. Por consiguiente, el esfuerzo cortante medio se calcula con la ecuación 2.23.

$$\tau = \frac{F}{1,414 * h * l} \quad \mathbf{2.23}$$

Es muy probable que la distribución de esfuerzo a lo largo de las uniones no sea uniforme. [Shigley, E., 1985]

2.2.7.2 Flexión en juntas soldadas

La figura 2.10 presenta un voladizo unido a un soporte mediante soldaduras de filete en las partes superior e inferior. Un diagrama de cuerpo libre de la viga mostraría una reacción de fuerza cortante τ y una reacción de momento M . La primera produce cortante primario en las juntas de magnitud

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{V}{A} \quad \mathbf{2.24}$$

donde A es el área total de garganta.

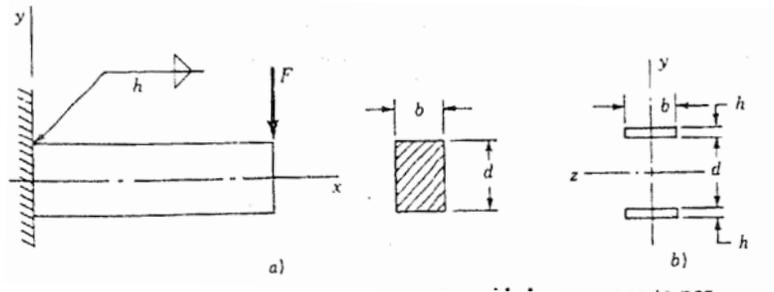


Figura 2.10 Voladizo de sección rectangular soldado a un soporte por los bordes superior e inferior de la sección.

El momento M produce un esfuerzo normal por flexión c en las juntas. Aunque no es riguroso, en el análisis de esfuerzos en soldaduras se acostumbra suponer que este esfuerzo actúa perpendicularmente al área de garganta. El esfuerzo de flexión se determina con la ecuación 2.25 [Shigley, E., 1985]

$$\sigma = \frac{M * c}{I} = \frac{M * c}{0,707 * h * I_u} \tag{2.25}$$

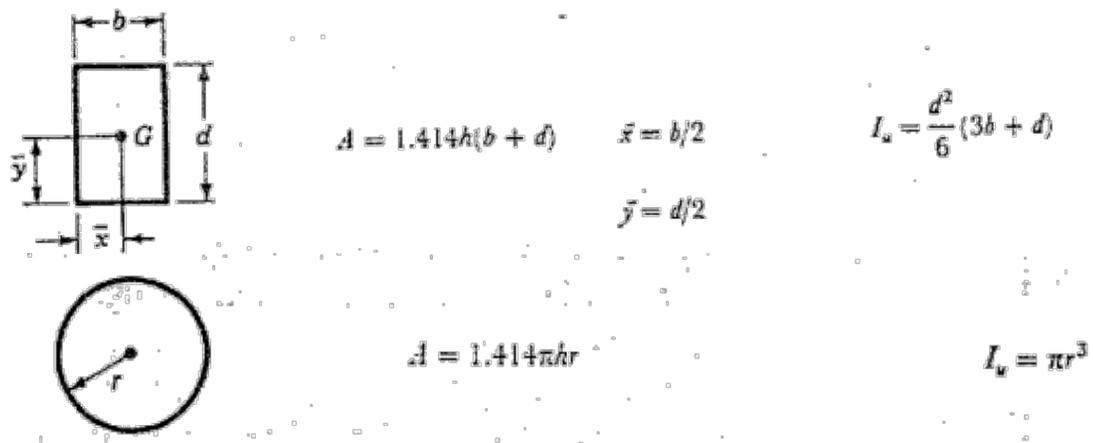


Figura 2.11 Áreas y momentos de inercia de algunas formas de cordones de soldadura (Shigley, 1985).

2.2.7.3 Resistencia de juntas soldadas

Generalmente, comparar las propiedades de los electrodos con las del metal principal a unir no es tan importante como la rapidez de trabajo, la habilidad del soldador y el aspecto que tenga la junta terminada. Las propiedades de los electrodos varían en forma considerable, pero en la tabla 2.4 se tienen las propiedades mínimas para algunas clases.

Tabla 2.4 Propiedades mínimas del material de soldadura.

AWS número de electrodo*	Resistencia a la tensión, kpsi	Resistencia de fluencia, kpsi	Porcentaje de alargamiento
E60 _{XX}	62	50	17-25
E70 _{XX}	70	57	22
E80 _{XX}	80	67	19
E90 _{XX}	90	77	14-17
E100 _{XX}	100	87	13-16
E120 _{XX}	120	107	14

Es importante observar que el material del electrodo es a menudo el más resistente, Si se suelda una barra de acero AISI 1010 a una de acero 1018, el metal de soldadura es en realidad una mezcla del material electrodico y los aceros 1010 y 1018, Además, las propiedades de una barra soldada estirada en frío son reemplazadas por las de laminado en caliente en las cercanías de la soldadura.

Tabla 2.5 Esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal de soldadura

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60 - 0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.40S_y$	1.44

* El factor de seguridad n ha sido calculado, empleando para ello la energía de distorsión.

Se sugiere usar los factores de reducción de la resistencia a la fatiga dados en la tabla 2.5, según Jennings. Éstos deben emplearse para el metal principal y para el soldante. [Shigley, E., 1985]

2.2.8 Tornillos

Hay una tremenda variedad de sujetadores comerciales disponibles, desde las vulgares tuercas y tornillos a dispositivos multipieza para la liberación rápida de paneles o para aplicaciones de sujetadores ocultos.

Los tornillos sirven tanto para sujetar cosas como para desplazar cargas como en el caso de los tornillos de potencia o tornillos guía. Los tornillos como sujetadores se disponen para absorber cargas a tensión, cargas al cortante o ambas.

2.2.8.1 Área de esfuerzo a tensión

Si una varilla roscada como la que se muestra en la figura 2.12 se sujeta a una carga pura a tensión, se esperaría que su resistencia quedara limitada por el área de su diámetro menor (de la raíz), d_r . Sin embargo, las pruebas con varillas roscadas a tensión muestran que su resistencia a tensión se define mejor en función del promedio de los diámetros menor y de paso. El área de esfuerzo a tensión A_t se define en la ecuación 2.26:

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 \quad 2.26$$

donde, para el caso de roscas UNS:

$$d_p = d - 0.649\ 519/N \qquad d_r = d - 1.299\ 038/N \qquad 2.27$$

y para roscas ISO:

$$d_p = d - 0.649\ 519p \qquad d_r = d - 1.226\ 869p \qquad 2.28$$

Con d = diámetro exterior, N = número de hilos por pulgada y p = paso en mm.

El esfuerzo en una varilla roscada debido a una carga axial F a tensión pura, es por lo tanto

$$\sigma_t = \frac{F}{A_t} \qquad 2.29$$

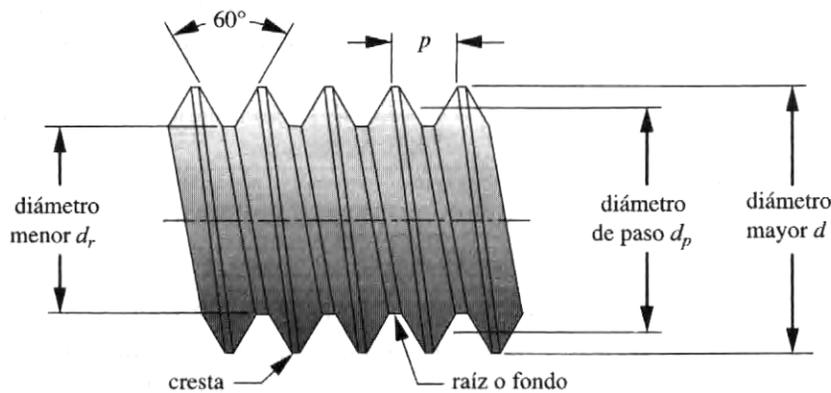


Figura 2.12 Forma de rosca United National y estándar de ISO

2.2.8.2 Sujetadores precargados a tensión

Una de las aplicaciones principales de los pernos y tuercas es sujetar las piezas juntas en situaciones donde las cargas aplicadas colocan los pernos a tensión, según se aprecia en la Figura 2.13. Es práctica común precargar la unión apretando los pernos con un par de torsión suficiente para crear cargas a tensión cercanas a su

resistencia de prueba. Para ensambles cargados estáticamente, a veces se utiliza una precarga que genere un esfuerzo en el perno tan elevado como 90% de la resistencia de prueba. Para ensambles cargados dinámicamente (carga por fatiga), se utiliza por lo común una precarga de 75% o más de la resistencia de prueba. Suponiendo que los pernos están adecuadamente dimensionados para las cargas aplicadas, estas elevadas precargas hacen muy improbable que los pernos se rompan en servicio, si no se rompen al tensionarse (apretarse). Las razones para lo anterior son sutiles y requieren comprender cómo interactúan las elasticidades de perno y miembros sujetos, una vez apretado el perno, y cuando luego se aplica la carga externa.

Tabla 2.6 Especificaciones y resistencias SAE para pernos de acero

Número de grado SAE	Rango de dimensión del diámetro exterior (in)	Resistencia de prueba mínima (kpsi)	Límite de fluencia elástico mínimo (kpsi)	Resistencia mínima a tensión (kpsi)	Material
1	0.25-1.5	33	36	60	bajo o medio carbono
2	0.25-0.75	55	57	74	bajo o medio carbono
2	0.875-1.5	33	36	60	bajo o medio carbono
4	0.25-1.5	65	100	115	medio carbono, estirado en frío
5	0.25-1.0	85	92	120	medio carbono, T y R*
5	1.125-1.5	74	81	105	medio carbono, T y R
5.2	0.25-1.0	85	92	120	martensita de bajo carbono, T y R
7	0.25-1.5	105	115	133	aleación de bajo carbono, T y R
8	0.25-1.5	120	130	150	aleación de medio carbono, T y R
8.2	0.25-1.0	120	130	150	martensita de bajo carbono, T y R

* Templado y revenido.

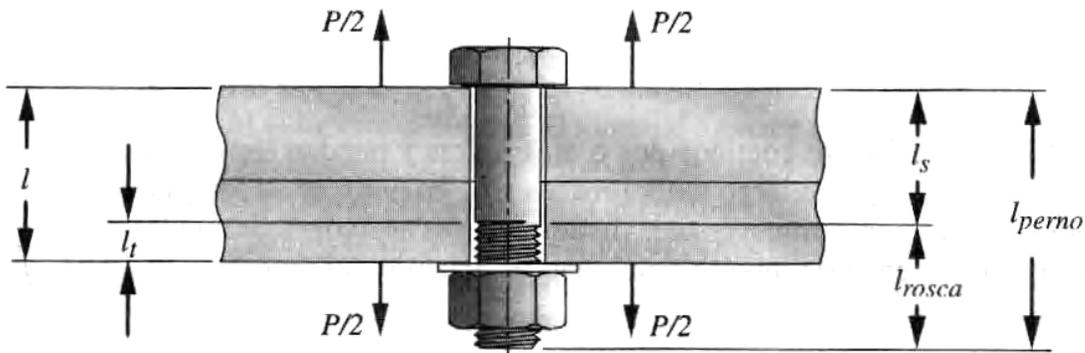


Figura 2.13 Conjunto atornillado a tensión.

Tabla 2.7 Especificaciones y resistencias métricas para pernos de acero.

Número de clase	Rango de tamaño del diámetro exterior (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Límite elástico mínimo (MPa)	Resistencia mínima a tensión (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M16-M36	600	660	830	medio carbono, T y R
9.8	M1.6-M16	650	720	900	medio carbono, T y R
10.9	M5-M36	830	940	1 040	martensita de bajo carbono, T y R
12.9	M1.6-M36	970	1 100	1 220	aleación, T y R

2.2.8.3 Pernos precargados bajo carga estática

La Figura 2.14 muestra una gráfica del comportamiento carga-deflexión tanto del perno como del material en ejes comunes con su longitud inicial tomada como deflexión σ igual a cero. Advierta que la pendiente de la línea del perno es positiva, ya que su longitud se incrementa al aumentar la fuerza. La pendiente del material es negativa, ya que su longitud se reduce al aumentar la fuerza. El material aparece como más rígido que el perno, ya que su área suele ser superior o mayor, se supone que en ambos se utiliza el mismo material. La fuerza tanto del perno como del

material es la misma, siempre que se mantengan en contacto. Al introducirse una fuerza de precarga F_i al apretar el perno, se controlan las deflexiones del perno σ_b y del material σ_m en función de sus tasas de resorte y llegan a los puntos A y B sobre sus curvas carga-deflexión respectivas, según se aprecia en la Figura 2.14a. Con base en nuestra suposición de las magnitudes relativas de k_b y I_c , el perno se estira más (S_b) de lo que el material se comprime (σ_m). [Norton, R. L., 1999]

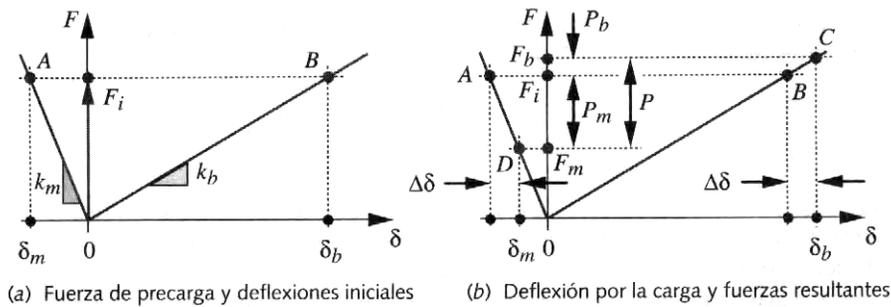


Figura 2.14 Efectos sobre un perno y material correspondientes a una precarga (a) Precarga y (b) Carga aplicada.

Cuando se aplica una carga externa P a la unión de la Figura 2.13, aparece una deflexión adicional $\Delta\delta$ introducida tanto en el perno como en el material, según se aprecia en la Figura 2.14b. Esta deflexión debe ser igual tanto en el perno como el material, a menos que la carga aplicada sea tan grande como para separar la unión (es decir, $P_a > F_i$ según se aprecia en la Figura 2.14a. La deflexión adicional $\Delta\delta$ crea una nueva situación de carga, tanto en el perno como en el material, según se aprecia en la Figura 2.14b. La carga de material queda reducida en el P_m y se mueve hacia abajo por la línea de rigidez del material hasta el punto D y un nuevo valor F_m . La carga en el perno aumenta en B y se desplaza hacia arriba de la línea de rigidez del perno a un punto C, con un nuevo valor F_b . Advierta que la carga aplicada P queda dividida en dos componentes, una (P_m) absorbida por el material y otra (P_b) por el perno.

$$P = P_m + P_b$$

2.30

La carga F_m del material ahora es

$$F_m = F_i - P_m \quad 2.31$$

y la carga F_b , sobre el perno se convierte en

$$F_b = F_i + P_b \quad 2.32$$

Advierta lo que ha ocurrido debido a la fuerza de precarga F_i . El “resorte” del material se ha “cargado” bajo la precarga. Cualquier carga aplicada queda parcialmente soportada al “descargarse” este resorte. Si la rigidez relativa del perno y del material son como se muestra en la figura 2.14 (es decir, el material más rígido que el perno), el material soporta la mayoría de la carga aplicada, y el perno siente poca carga adicional además de la precarga inicial. Este es uno de los aspectos que justifican el enunciado anterior que “si el perno no falla al ser precargado, lo probable es que no fallará en servicio”.

Sin embargo, si la carga aplicada P es lo bastante grande para hacer que el componente P_m exceda la fuerza de precarga F_i , entonces la unión se separará y el perno sufrirá el total de la carga aplicada P . Si la unión se ha separado el material ya no contribuye a soportar la carga. Esta es una razón para las tan grandes precargas recomendadas como porcentaje de la resistencia de prueba del perno. A fin de obtener todas las ventajas de compartición de carga por parte del material, la precarga deberá ser elevada.

Se puede resumir la información de la figura 2.14 de la manera siguiente. El cambio común de deflexión $\Delta\delta$ debido a la carga aplicada P se determina con la ecuación 2.33.

$$\Delta\delta = \frac{P_b}{k_b} = \frac{P_m}{k_m} \quad 2.33$$

Es decir:

$$P_b = \frac{k_b}{k_m} P_m \quad 2.34$$

Sustituya en la ecuación 2.35 para obtener:

$$P_b = \frac{k_b}{k_m + k_b} P \quad 2.35$$

Es decir:

$$P_b = CP \quad \text{donde } C = \frac{k_b}{k_m + k_b} \quad 2.36$$

El término C se conoce como la constante de rigidez de la unión o simplemente la constante de unión. Observe que C es < 1 y si k_b , es pequeño en comparación con K_m , C será una fracción pequeña. Esto confirma el hecho que el perno sólo verá una porción de la carga aplicada P .

$$\frac{1}{k_b} = \frac{l_t}{A_t E_b} + \frac{l - l_t}{A_b E_b} = \frac{l_t}{A_t E_b} + \frac{l_s}{A_b E_b} \quad 2.37$$

donde A_b es el área transversal total y A_t es el área de esfuerzo a tensión del perno, y $l_s = (l - l_t)$ la longitud del vástago sin usar.

De manera similar

$$P_m = \frac{k_m}{k_b + k_m} P = (1 - C)P \quad 2.38$$

Estas expresiones para P_b , y para P_m se pueden sustituir en las ecuaciones 2.51 y 2.52, para obtener expresiones para las cargas en el perno y material en función de la carga aplicada P :

$$F_m = F_t - (1 - C)P \quad 2.39$$

$$F_b = F_i + CP \quad 2.40$$

Se puede resolver la ecuación 2.40 en función de la precarga F_i necesaria para cualquier combinación de carga aplicada P y máxima carga permisible del perno (de prueba) F_b , siempre y cuando se conozca la constante de unión C .

Igualando F_m a cero se puede determinar, a partir de la ecuación 2.41, la carga P_0 requerida para separar la unión.

$$P_0 = \frac{F_i}{(1 - C)} \quad 2.41$$

Es posible determinar un factor de seguridad contra la separación de la unión a partir de la ecuación 2.42:

$$N_{sep} = \frac{P_0}{P} = \frac{F_i}{P(1 - C)} \quad 2.42$$

2.2.8.4 Determinación del factor de rigidez de la junta

Un estudio completo de la rigidez de una unión utilizando el análisis de elemento finito fue llevado a cabo por Wileman et al, que ajustaron una ecuación empírica a sus extensos datos modelados por elemento finito que definen un parámetro aproximado de rigidez de material k_m como función sólo del diámetro del perno d , de la longitud de la unión l y del módulo de elasticidad E del material unido. La ecuación 2.43 es la exponencial ajustada.

$$k_m = d E A e^{b(d/l)} \quad 2.43$$

El valor de k_m se aplica en la ecuación 2.36 para determinar la constante de rigidez de la unión C .

El coeficiente A y el exponente b de la ecuación 2.43 variarán según el material de la unión. La Tabla 2.8 muestra estos parámetros de la ecuación para varios metales comunes. El uso de esta aproximación deberá limitarse a casos que tengan una geometría y condiciones límites similares a su modelo de elemento finito. La distancia del eje del perno a los bordes de los miembros unidos deberá ser por lo menos varias veces el diámetro del perno, para evitar la presencia de efectos de borde. También hacen la observación que una fricción excesiva en las roscas, cargas por cortante, deslizamiento en la interfaz de los miembros, un terminado superficial áspero y otras violaciones a las hipótesis podrían afectar la precisión del cálculo de rigidez. Esta ecuación no debería aplicarse sola si en la unión se va a usar una junta sin confinar. La ecuación 2.66 está también limitada a uniones fabricadas totalmente con un mismo material. Sin embargo, se puede aceptar una unión con dos materiales diferentes, siempre y cuando los dos miembros unidos tengan ambos el mismo espesor. Entonces, la rigidez de cada uno de los miembros se puede calcular por separado y combinarse las dos rigideces como resortes en serie, con la ecuación 2.37. [Norton, R. L., 1999]

Tabla 2.8 Parámetros de rigidez para la ecuación 2.43.

Material	E (GPa)	ν	A	b
Acero	206.8	0.291	0.78715	0.62873
Aluminio	71.0	0.334	0.79670	0.63816
Cobre	118.6	0.326	0.79568	0.63553
Fundición de hierro gris	100.0	0.211	0.77871	0.61616

2.2.9 Selección de rodamientos

2.2.9.1 Rodamientos solicitados estáticamente

Bajo una sollicitación a carga estática, se calcula el factor de esfuerzos estáticos f_s , para demostrar que se ha elegido un rodamiento con suficiente capacidad de carga, éste se calcula con la ecuación 2.44.

$$f_s = \frac{C_0}{P_0} \quad 2.44$$

siendo:

f_s : factor de esfuerzos estáticos

C_0 capacidad de carga estática [kN]

P_0 carga estática equivalente [kN]

El factor de esfuerzos estáticos f_s se toma como valor de seguridad contra deformaciones demasiado elevadas en los puntos de contacto de los cuerpos rodantes. Para rodamientos que deban girar con gran suavidad y facilidad, habrá que elegir un factor de esfuerzos estáticos f_s mayor. Si las exigencias de suavidad de giro son más reducidas, bastan valores más pequeños. En general se pretende conseguir los siguientes valores:

$f_s = 1,5 \dots 2,5$ para exigencias elevadas

$f_s = 1,0 \dots 1,5$ para exigencias normales

$f_s = 0,7 \dots 1,0$ para exigencias reducidas

La capacidad de carga estática C_0 [kN] según DIN ISO 76 – 1988, está indicada en la tabla B.4. de los apéndices para algunos rodamientos. Esta carga (en rodamientos radiales una carga radial y en rodamientos axiales una carga axial y

centrada) en el centro del área de contacto más cargada entre los cuerpos rodantes y el camino de rodadura produciría una presión superficial teórica p_0 de:

- 4600 N/mm² para rodamientos oscilantes de bolas
- 4200 N/mm² para todos los demás rodamiento de bolas
- 4000 N/mm² para todos los rodamientos de rodillos

Bajo una sollicitación C_0 (correspondiente a $f_s = 1$) se origina una deformación plástica total del elemento rodante y el camino de rodadura de aprox. 1/10.000 del diámetro del elemento rodante en el área de contacto más cargada. La carga estática equivalente P_0 [kN] es un valor teórico. Es una carga radial en rodamientos radiales y una carga axial y centrada en los rodamientos axiales. P_0 origina la misma sollicitación en el punto de contacto más cargado entre cuerpos rodantes y camino de rodadura que la carga combinada real y se determina con la ecuación 2.45.

$$P_0 = X_0 * F_r + Y_0 * F_a \text{ [kN]}$$

2.45

Siendo: P_0 Carga estática equivalente [kN]

F_r Carga radial [kN]

F_a Carga axial [kN]

X_0 Factor radial

Y_0 Factor axial

Los valores para X_0 e Y_0 así como información sobre el cálculo de la carga estática equivalente para los distintos tipos de rodamientos están indicados en las tablas de rodamientos FAG y algunos se muestran en el apéndice B4. [Catálogo FAG, 2000].

CAPÍTULO 3

Marco metodológico

3.1 Nivel de la investigación

El nivel de la investigación es descriptivo, este tipo de investigación comprende la descripción, registro, análisis e interpretación de la naturaleza actual, composición o procesos de los fenómenos. Esta investigación descriptiva trabaja sobre realidades de hechos, y su característica fundamental es la de presentar una interpretación correcta de los hechos.

De acuerdo con lo mencionado anteriormente el presente trabajo se considera como una investigación descriptiva, ya que se deben realizar estudios, mediciones y análisis de la situación actual para poder rediseñar la máquina de corte longitudinal y diseñar los dispositivos adicionales requeridos para llevar a cabo el proceso de manera correcta y segura. Y también es de nivel explicativo ya que se debe dar a entender a la empresa el papel que juega cada parte de la máquina y cada parámetro

del proceso así como el “¿cómo?” y el “¿por qué?” de las modificaciones que sean necesarias.

3.2 Diseño de la investigación

El proyecto se lleva a cabo en la empresa Jet-Filter, C.A., en donde se requiere la medición de parámetros determinantes en la calidad y seguridad del proceso para determinar los cambios que son necesarios para adaptar la máquina de corte longitudinal existente al proceso de corte continuo de bobinas. Es un proyecto de campo, debido a que la medición y/o modificación de los parámetros se deben hacer basándose en pruebas de ensayo y error hasta dar con la configuración mas adecuada. Pero también es documental, debido a que mucha de la información suplementaria a la recolectada directamente para realizar los cálculos necesarios se obtuvo de investigaciones anteriores. Adicionalmente, es de diseño factible, debido a que se estudia la posibilidad de realizar el proyecto en lugar de otras opciones que ofrezcan solución al mismo proyecto.

3.3 Fases de la investigación

- Estudio del proceso de corte continuo

Se revisó bibliografía referente al corte continuo y se realizaron visitas a empresas donde se realice dicho proceso para recopilar toda la información necesaria para tomar la mejor decisión acerca de los equipos y las mejores tecnologías disponibles para realizar el proceso de la manera más eficiente posible. También se revisó la norma ASTM A623 correspondiente a hojalata para embutido profundo con la finalidad de asegurar las características del material, como rebabas y variación de

ancho permisibles (ésta última especialmente si se desea ofrecer servicio de corte a terceros), luego de las modificaciones a la máquina de corte.

- Investigar acerca de los tipos de sistemas de sujeción de los discos de las máquinas de corte longitudinal

Se buscaron y estudiaron los diferentes métodos de sujeción de las cuchillas de corte al eje de la máquina analizando sus características. Se determinaron las ventajas y desventajas de cada uno para el proceso y se realizará una comparación entre ellos así como también se verificó la factibilidad de producirlas dentro de la empresa.

- Estudiar la manera como el material se apoya sobre la bancada

El material se apoya sobre la bancada de la máquina de corte para guiarlo de forma perpendicular a las cuchillas de corte y evitar que la lámina se desvíe. Esta guía debe ser de ancho variable, y la superficie de apoyo y el ángulo de entrada debe ser tal que no deforme o marque la superficie del material. Se evaluó la forma como se apoya actualmente el material y se buscó la forma de mejorar las características que lo ameriten.

- Determinar la tensión necesaria, según el espesor de la lámina, para realizar el proceso de corte

Se calculó la tensión necesaria para un buen formado de la bobina. Esta tensión depende del espesor de la lámina. Los resultados se tabularon para facilitar su posterior uso en la línea.

- Calcular los esfuerzos a los que va a estar sometido el eje

La cortadora fue diseñada para un número de cortes mucho menor al requerido por la empresa. Por ésta razón se debió analizar si el eje de sujeción de las cuchillas soportaría las nuevas fuerzas que ejercerían dicha cantidad de cuchillas.

- Búsqueda de soluciones

Luego de realizados los cálculos e investigado los distintos tipos de sistemas de sujeción se propusieron distintas soluciones que satisfagan los requisitos de los pasos anteriores. Se seleccionó la mejor solución utilizando como criterios principales: costo y rapidez de fabricación.

- Determinar el tipo de sistema de sujeción a utilizar para los discos de corte, las dimensiones y material de los mismos

En base a las fuerzas determinadas en el paso anterior y sabiendo las características del proceso y del material a cortar, se buscó el material que represente la mejor opción para hacer con él las cuchillas de corte. Además como resultado del estudio de los diferentes sistemas de sujeción, y según los requerimientos del proceso y del material de trabajo, la mejor opción para sustituir el método actual de sujeción, ya que éste presenta problemas para satisfacer algunas de las necesidades de la empresa y del proceso.

- Calcular los esfuerzos a los que va a estar sometido el eje de soporte de los discos de reemplazo

Para realizar el cambio de discos del nuevo sistema, el conjunto de discos de corte se dispusieron sobre un eje auxiliar en la misma posición que se requiere para el corte.

Por tal razón se debió determinar el peso de los mismos y la ubicación más desfavorable para determinar los esfuerzos a los que va a estar sometido dicho eje. Cabe destacar que los ejes, para facilitar el cambio, están únicamente apoyados en uno de sus extremos.

- Diseñar el nuevo sistema de sujeción de las cuchillas de corte

Calculados los esfuerzos a los que estará sometido el eje y los discos, se procedió a realizar el diseño del sistema de sujeción de los discos de corte utilizando dichos cálculos como base.

- Diseñar elementos pisadores para la lámina

La lamina debe entrar al enrollador con suficiente tensión para hacer que la bobina se forme correctamente y ajustada para facilitar su maniobrabilidad. Para esto es necesario utilizar un mecanismo que genere dicha tensión. Se diseñó un mecanismo con elementos que presionarán la lamina y generarán fricción oponiéndose al movimiento de la lámina y haciendo que entre tensionada al enrollador.

- Establecer la velocidad, tensión y claros necesarios para el correcto funcionamiento del equipo

Luego de determinado el material de las cuchillas, su modo de sujeción y verificado que el eje soporte las nuevas cargas, en base a bibliografía se procedió a determinar los parámetros óptimos de trabajo y realizar una tabla con dichos valores para ser usados como referencia a la hora de poner en funcionamiento la línea.

- Determinar la factibilidad económica del proyecto y el tiempo de retorno de la inversión

Se averiguó en empresas fabricantes de este tipo de equipos la disponibilidad y precios de máquinas de este estilo y para capacidades similares, se investigarán los precios actuales de transporte del material de SIDOR a Policorte y de Policorte a Jet-Filter,C.A. También se buscarán los precios del servicio de corte por parte de Policorte y por otras empresas para el análisis de factibilidad económica del proyecto.

Se compararon los precios de rediseño de la máquina con los de comprar el equipo nuevo, los de transporte a Policorte y de Policorte a la empresa con los de transporte directo a la empresa, y los precios del servicio en otras empresas con el costo del servicio si se realiza dentro de la empresa. También se tomó en consideración el tiempo de respuesta de las empresas de corte como costo de inventarios.

Basado en la comparación anterior y utilizando los precios ya investigados se procedió a determinar la factibilidad económica del proyecto, el monto total de la inversión y el tiempo de retorno de dicha inversión.

CAPÍTULO 4

Desarrollo

Introducción

En el presente capítulo se presentan los análisis, cálculos y consideraciones necesarias para el diseño de los dispositivos propuestos, así como también el estudio de la factibilidad económica de realizar este proyecto. El sistema de corte esta compuesto básicamente por la máquina de corte longitudinal, un tensor, un desenrollador y un enrollador. Pero éste proyecto se enfoca en el equipo de corte longitudinal y el tensor.

4.1 Situación Actual

Como se ha mencionado anteriormente, la empresa posee una máquina de corte longitudinal, la cual se encontraba en desuso, parcialmente desmantelada y fue adquirida para 6 cortes y láminas cortadas en cuadros, el cual se muestra en la figura 4.1. Este equipo se pretende utilizar como base para el sistema de corte longitudinal a diseñar, de manera de aprovechar al máximo los materiales con los que se dispone. Para lograr dicho fin es necesario resaltar los problemas que presenta el equipo que afectan el proceso, estos son:

- Los bordes de las láminas cortadas presentan ondulaciones. Como se muestra en la figura 4.2.
- El proceso de cambio de discos, sea para aumentar o disminuir la cantidad de cortes, implica el desarmado casi por completo del equipo. Como se muestra en la figura 4.3.

- Genera rebabas excesivas en los cortes y, en ocasiones, cortes incompletos.
- El tensor que tiene incorporado se encuentra deformado y no cumple su función a cabalidad, generando tensión variable a lo ancho de la lámina.

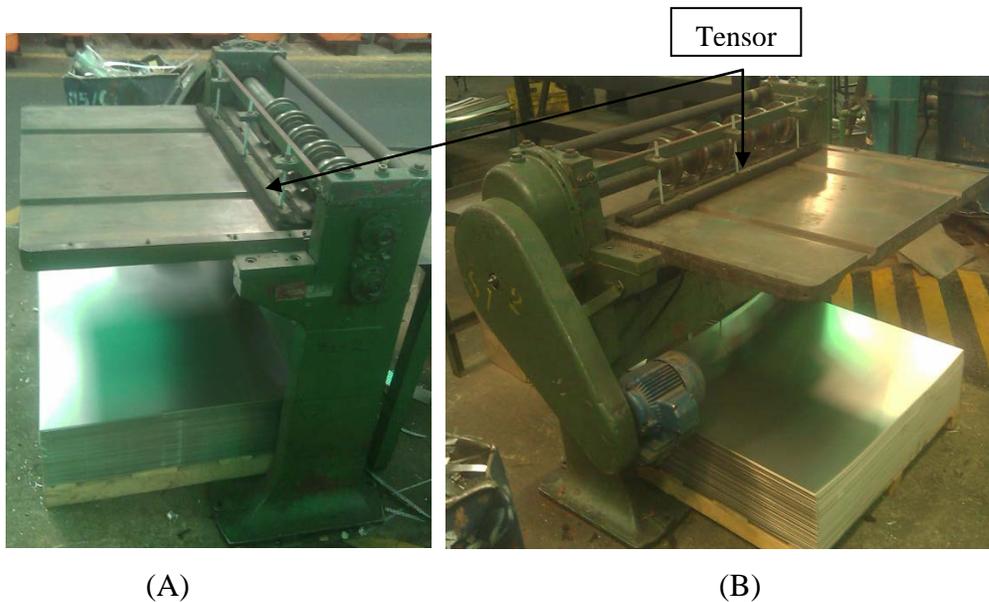


Figura 4.1 Máquina de corte longitudinal. (A) Vista lateral derecha, (B) Vista lateral izquierda.

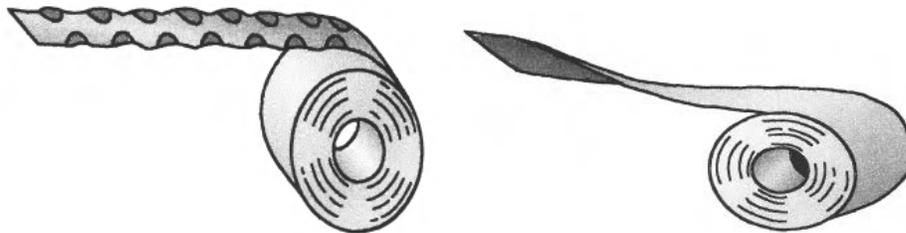


Figura 4.2 Deformaciones en las láminas debido a los cortes.

Frecuentemente las bobinas deben ser separadas en un número de bobinas diferentes entre sí, para lo que es necesario cambiar el conjunto de discos de corte. Debido a la complejidad del proceso de cambio de discos del equipo actual, se pretende también incluir un dispositivo que ayude a la remoción del conjunto de

discos de los ejes de la máquina y la inserción del nuevo. Dicho proceso se realiza actualmente de la siguiente manera:

1. Se remueven los cuatro tornillos que sujetan el tope de los apoyos de los ejes.
2. Se retiran los tornillos de la cubierta del sistema de transmisión.
3. Se desacopla el motor del sistema de transmisión (Se retira la correa).
4. Se desacopla el engrane motor del sistema de transmisión.
5. Se retiran los topes de los apoyos de los ejes junto con el tensor.
6. Se retira el eje superior.
7. Se remueven los tornillos de sujeción de la mesa o bancada.
8. Se retira la mesa o bancada.
9. Se retira el eje inferior.
10. Se extraen los cojinetes de apoyo de los ejes.
11. Se retiran o agregan los discos de corte que sean necesarios.
12. Se colocan de nuevo las piezas en orden inverso.

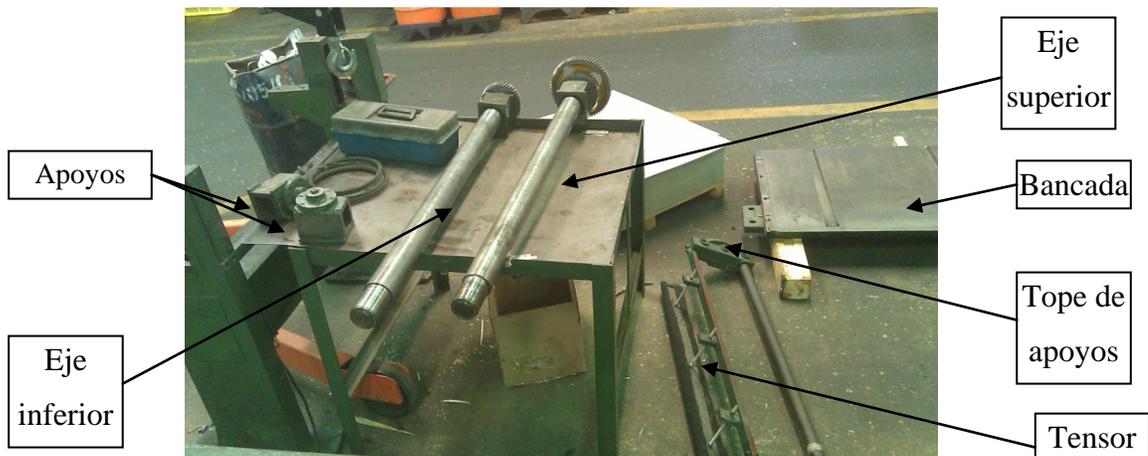


Figura 4.3 Máquina de corte longitudinal desarmada por cambio de número de discos.

Este proceso hace que el tiempo de puesta a punto del equipo sea muy grande y por consiguiente una eficiencia muy baja del proceso de corte. El dispositivo, junto

con algunas modificaciones en el equipo, debería disminuir este tiempo, eliminando pasos innecesarios y/o acortando el tiempo de ejecución.

Evaluando los defectos en los cortes, se determinó que la mayoría se deben a que los discos de corte no se mantienen paralelos entre si durante el giro de los mismos, generando claros oscilantes, los que son los causantes de las ondulaciones en los bordes, rebabas excesivas y cortes incompletos. La razón por la que esto sucede es debido a que el sistema actual de sujeción de los discos no garantiza la concentricidad del eje con los discos. Actualmente este sistema de sujeción funciona como se muestra en la figura 4.4. Se aprieta el tornillo 1 ajustando la cara interna del sistema al eje fijándolo al mismo por fricción.

La mesa o bancada, debido a su superficie metálica y a que el tensor actúa sobre ella, produce marcas en la superficie del material, que no presentan problemas para el proceso de corte, pero se convierten en un gran problema en los procesos posteriores como el embutido, a los que está destinado el material. Adicionalmente, la bancada debe guiar el material de manera que se mantenga paralelo a los cortes, evitando que el proceso se salga de control o genere cortes dispares.

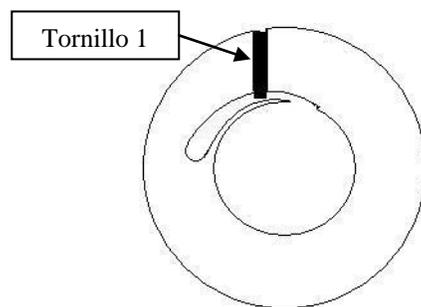


Figura 4.4 Esquema del sistema de sujeción actual de los discos de corte.

4.2 Soluciones propuestas

Se procede a proporcionar algunas ideas que se adapten a la necesidad existente, cuyo diseño ayude a la solución del problema planteado.

4.2.1 Bancada

La bancada no sufre ningún esfuerzo durante el proceso, solo apoya y guía el material, por lo que no es necesario realizar ningún cálculo relacionado a la solución sugerida. Se plantean las siguientes opciones:

➤ Alternativa de solución 1:

Rectificar la bancada, cubrirla con fieltro, colocar las guías y retirar el tensor, como se muestra en la figura 4.5. Con esto se lograría que no queden marcas sobre la superficie del material y que éste entre de la manera correcta a la máquina de corte. La desventaja de esta opción es que se debe limpiar o reemplazar periódicamente el fieltro para evitar que las suciedades que en él se acumulan sean las que marquen el material. La principal ventaja es su costo reducido y la rapidez de implementación.



Figura 4.5 Alternativa de solución 1 para los problemas de la bancada.

➤ Alternativa de solución 2:

Fabricar una nueva bancada de un material más blando con una forma tal que guíe el material, como se muestra en la figura 4.6. Al tener un material más blando en contacto con el metal se asegura que éste no quede marcado. Esta opción tiene la ventaja de que se puede guiar el material sin utilizar guías adicionales. La desventaja principal sería su costo elevado de fabricación.



Figura 4.6 Alternativa de solución 2 para los problemas de la bancada.

➤ Alternativa de solución 3:

Hacer una mesa nueva constituida por rodillos locos y unas guías laterales, como se muestra en la figura 4.7. De ésta manera el material no deslizaría sobre una superficie, eliminando la posibilidad de marcarlo. Su principal desventaja es también el alto costo de fabricación.

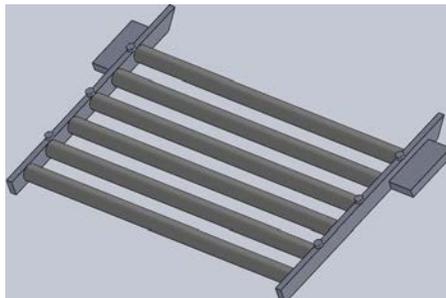


Figura 4.7 Alternativa de solución 3 de solución para los problemas de la bancada.

4.2.2 Tensor

➤ Alternativa de solución 1:

Un tensor compuesto por un par de rodillos con superficies de goma, frenadas y presionadas entre sí por cilindros neumáticos, como se muestra en la figura 4.8. Este mecanismo proporciona una tensión uniforme y los rodillos no deslizan sobre la superficie del material, por lo que no representa un riesgo para dejar marcas sobre el material causadas por suciedad atrapada entre la lámina y los rodillos. La principal desventaja de este mecanismo es su dificultad, largo tiempo y costo de fabricación.

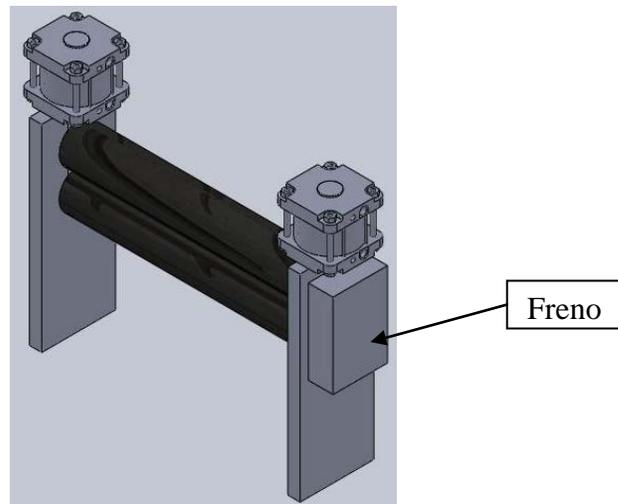


Figura 4.8 Alternativa de solución 1 para los problemas del tensor.

➤ Alternativa de solución 2:

Un tensor compuesto por dos placas cubiertas con un elemento resistente a la fricción y presionadas entre sí por cilindros neumáticos, como se muestra en la figura 4.9. Mientras el mecanismo conserve el elemento de fricción en buen estado la tensión se mantendrá relativamente uniforme a lo ancho del material y también se

evita que cualquier acumulación de residuos produzca marcas en la superficie del material.

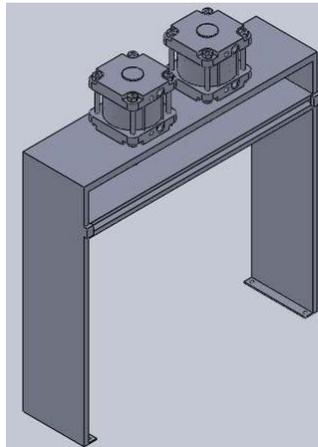


Figura 4.9 Alternativa de solución 2 para los problemas del tensor.

➤ Alternativa de solución 3:

Un tensor formado por varios cilindros de superficie de goma, frenados, separados entre sí, desfasados horizontalmente, como se muestra en la figura 4.10. Produce una tensión uniforme a lo ancho del material y no requiere cilindros neumáticos, pero requiere un dispositivo pre-tensor. Su desventaja es que produce deformaciones en frío, no conveniente para otros procesos.

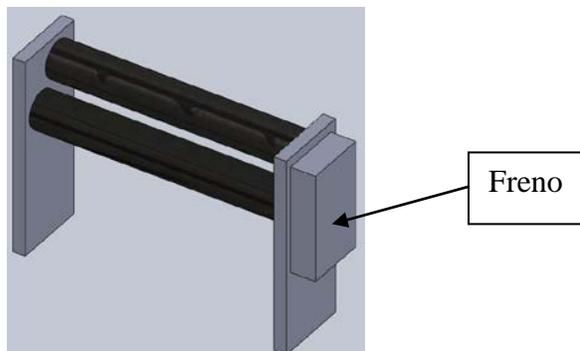


Figura 4.10 Alternativa de solución 3 para los problemas del tensor.

4.2.3 Mecanismo de accionamiento manual para facilitar el cambio de discos

➤ Alternativa de solución 1:

Un mecanismo con dos pares de ejes a la altura de los ejes de la máquina de corte, separados 90° entre sí, pivotado en el punto de intersección de las direcciones de los ejes, como se muestra en la figura 4.11. Se puede realizar un cambio de discos girando el equipo sólo 90° y el esfuerzo realizado es relativamente pequeño. La desventaja es el espacio que ocupa incluso en reposo o desuso.

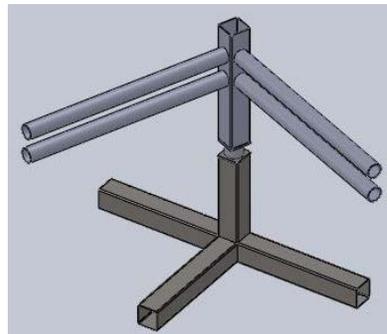


Figura 4.11 Alternativa de solución 1 para los problemas del mecanismo de cambio de discos.

➤ Alternativa de solución 2:

Un mecanismo con cuatro ejes horizontales perpendiculares a un mismo plano con centros en una misma línea vertical. Dos a la altura de los ejes de la máquina de corte y los otros dos, equidistados a un punto de pivote, como se muestra en la figura 4.12. Se realiza el cambio de los discos con un giro de 180° y el espacio que ocupa el equipo en desuso o en reposo es reducido. La principal desventaja es que los esfuerzos para el giro del dispositivo son mucho mayores.

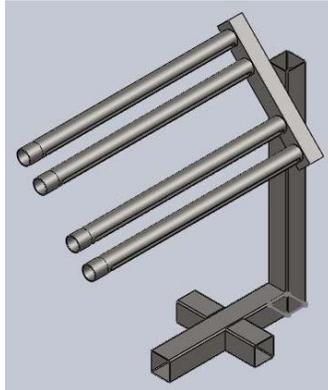


Figura 4.12 Alternativa de solución 2 para los problemas del mecanismo de cambio de discos.

➤ Alternativa de solución 3:

Un mecanismo con dos pares de ejes a la altura de los ejes de la máquina de corte, separados 180° entre si, pivotado en el punto de intersección de las direcciones de los ejes, como se muestra en la figura 4.13. El cambio de discos se realiza girando el dispositivo 180° y el esfuerzo realizado es pequeño, pero el espacio que requiere para operar y cuando se encuentra en desuso es bastante grande lo que puede representar problemas de obstrucción de la vía del montacargas y de seguridad.

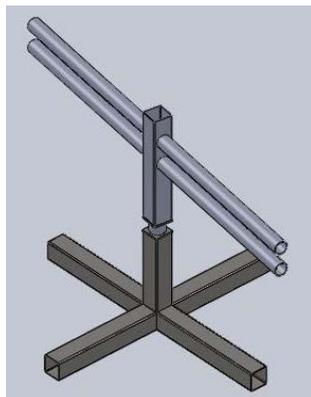


Figura 4.13 Alternativa de solución 3 de solución para los problemas del mecanismo de cambio de discos.

4.2.4 Discos

Los discos no solo deben soportar los esfuerzos que se deriven de las fuerzas de corte, sino también realizar el corte correctamente. Los discos cumplen un papel fundamental en procesos posteriores, debido a que si no efectúa bien el corte (como sucede actualmente), pueden quedar rebabas excesivas en el material, lo que provoca problemas con las guías de algunos equipos, además de constituir un gran factor de riesgo para los operarios. Otro problema derivado del corte son las ondulaciones en la lámina, la cual trae como resultado productos defectuosos, así como también el atascamiento de las láminas en los equipos y el consecuente retraso en los procesos.

De las investigaciones se lograron encontrar tres tipos de sistemas de sujeción que cumplen con las características necesarias para el corte de láminas metálicas, estos son los que se muestran a continuación:

➤ Alternativa de solución 1:

Un sistema de sujeción excéntrico que consiste en un disco con una canal interna excéntrica donde se aloja un anillo con agujero excéntrico, de manera que cuando se gira el disco sobre el eje, gira el disco en la canal y presiona al eje, como se muestra en la figura 4.14.

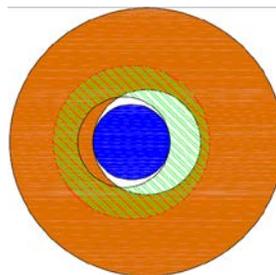


Figura 4.14 Alternativa de solución 1. Esquema del sistema de sujeción excéntrico. (Anaranjado) Disco, (Azul) Eje, (Rojo) Canal, (Verde) Anillo.

Este sistema tiene las ventajas de facilidad de fijación y libertad de posicionamiento. El principal inconveniente que presenta es la no concentricidad con el eje, la cual produce problemas en el corte.

➤ Alternativa de solución 2:

Discos con cuñero y ubicados en el sitio de corte gracias a unos separadores metálicos del ancho del corte, apretados desde los bordes, como se muestra en la figura 4.15. Este sistema permite una concentricidad muy precisa, lo que asegura el corte correcto. Sin embargo la ubicación de los discos se realiza por medio de separadores que deben ser fabricados a la medida de los cortes y en la cantidad que dichos cortes se utilicen para una misma bobina, lo que representa una inversión grande y un paso más en el proceso de puesta a punto.

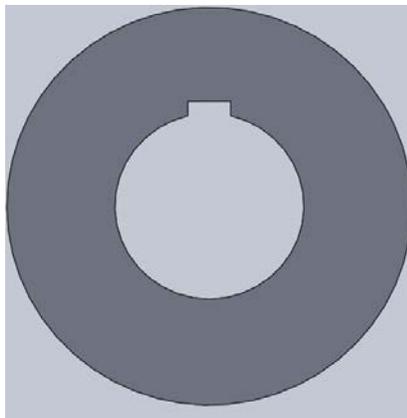


Figura 4.15 Alternativa de solución 2. Discos con cuñeros.

➤ Alternativa de solución 3:

Utilizar el mismo sistema actual, pero disminuyendo el diámetro interno de manera que haya menos juego entre el disco y el eje, y también reducir el espesor del disco y del sistema de corte para lograr hacer cortes de los anchos que se requieren,

como se muestra en la figura 4.16. También proporciona una gran libertad de ubicación de los discos en el eje, pero presentan el inconveniente de que el apriete debe realizarse con fuerza para que no deslice, y en ocasiones esto es un problema a la hora de retirarlos. Además existe la posibilidad de que la concéntrica con el eje no sea tan precisa y ocasione problemas en el corte.

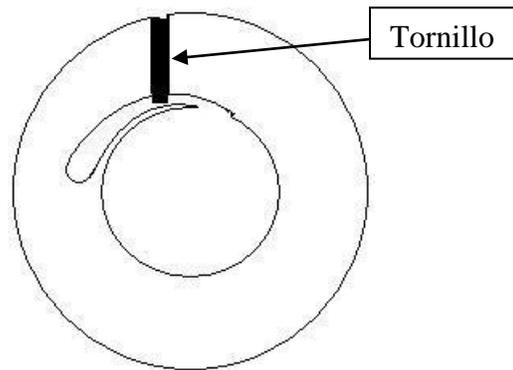


Figura 4.16 Alternativa de solución 3. Discos ranurados apretados por tornillos.

4.3 Selección de las mejores soluciones

Para seleccionar la mejor opción para cada uno de los casos se realizó una matriz de decisión en la que se colocaron varios criterios de importancia con una ponderación, donde 10 es más fácil, económico, de menor mantenimiento, de menor espacio ocupado, mayor adaptabilidad al proceso y donde 1 es menos fácil, menos económico, de mayor mantenimiento, de mayor espacio ocupado y de menor adaptabilidad al proceso. Se calificó cada una de las alternativas de solución respecto a cada uno de los criterios, se multiplicó la calificación de la alternativa de solución por la ponderación de cada criterio, se sumó el resultado de cada operación para cada alternativa de solución, representando el resultado mayor la opción adecuada.

4.3.1 Bancada

Aplicando el proceso de selección anteriormente expuesto a las tres alternativas de soluciones posibles para la bancada, se establecen como criterios de selección la facilidad de construcción, menor costo y menor mantenimiento. Las ponderaciones de cada uno y las calificaciones de cada opción respecto a los mismos se observan en la tabla A.3 del apéndice.

Para solucionar los problemas ocasionados por la bancada, la solución es sencilla se propone suavizar la entrada del material a la bancada, cubrir la superficie de la misma con un material más suave (fieltro), instalar unas guías laterales para asegurar que el proceso no se salga de control y se logren las medidas deseadas de los cortes. Debido a que existen dos medidas de ancho de las bobinas a cortar, estas guías deben ser tales que se puedan mover de posición cuando sea necesario pero también quedar fijas durante el proceso. Un esquema de los cambios propuestos se muestra en la figura 4.5.

Ya que la solución sugerida para los problemas ocasionados por la bancada incluye la remoción del tensor que ésta tiene incorporado, se diseñará de manera de mantener la tensión necesaria para el enrollado.

4.3.2 Tensor

Se procede a comparar las tres opciones de tensores propuestas utilizando como criterios: Facilidad de construcción, menor costo de inversión, espacio ocupado, menor mantenimiento y adaptación al proceso. Este último se refiere a el grado de modificación que trae al proceso o si produce algún efecto no deseado para

el mismo o el producto. La matriz de selección se muestra en la tabla A.4 del apéndice.

Con lo que se determina que la alternativa de solución 2 representa la mejor opción para mantener la tensión en la lámina.

4.3.3 Dispositivo para el cambio de discos

Para este dispositivo se realizó una comparación de las alternativas de solución tomando en cuenta los siguientes criterios: facilidad de construcción, menor costo de inversión y el menor espacio ocupado por el equipo. La matriz de selección donde se reflejan estos criterios, sus ponderaciones y las calificaciones de cada opción respecto a los mismos se muestra en la tabla A.5 del apéndice.

De donde se obtiene que la mejor alternativa para el dispositivo de cambio de discos es la opción 2.

4.3.4 Discos

Por último se comparan las opciones de sistemas de sujeción de los discos, para determinar el más adecuado para el proceso. Para dicha comparación se seleccionaron los criterios: facilidad de construcción, menor costo de inversión, menor espacio ocupado en el eje, adaptación al proceso (menor posibilidad de problemas con el corte) y facilidad de ubicación (que incluye facilidad de movimiento sobre el eje y mayor variedad de ubicaciones con menores cambios). Todos estos criterios, las ponderaciones y calificaciones de cada uno se pueden apreciar en la matriz de decisión que se encuentra en la tabla A.6 del apéndice.

Con lo que se determina que la mejor alternativa para el sistema de sujeción de los discos de corte al eje de la máquina de corte es la opción 2.

En el caso del equipo de corte longitudinal, los cambios de mayor importancia son los del sistema de sujeción de los discos de corte al eje y algunos en la estructura para facilitar el cambio de discos, debido a que lo que consume la mayoría del tiempo del proceso de reemplazo de discos es el desarme de la máquina. Dicho desarme involucra gran cantidad de tornillos y piezas de precisión que se pueden dañar fácilmente y hacen mucho más lento el proceso.

4.3.5 Conjunto solución

Luego de evaluadas y comparadas todas las opciones de solución para cada dispositivo se tiene que el conjunto de las soluciones más adecuadas para resolver los problemas de la línea consta de: Un tensor cuyo principio de funcionamiento es el efecto de fricción entre la lámina y un par de placas recubiertas con fieltro, un dispositivo para el cambio de discos compuesto por cuatro ejes dispuestos verticalmente y pivotados respecto a un eje horizontal, unos discos más delgados que los actuales que reciben la potencia del eje del equipo a través de una chaveta, y una bancada recubierta de fieltro y con una entrada suavizada para evitar daños a las láminas, y con unas guías laterales para guiar el material para un correcto formado de las nuevas bobinas.

De lo anteriormente mencionado se puede observar un esquema en la figura 4.17, donde se muestra tanto la forma como la cantidad y ubicación relativa de cada uno de los equipos.

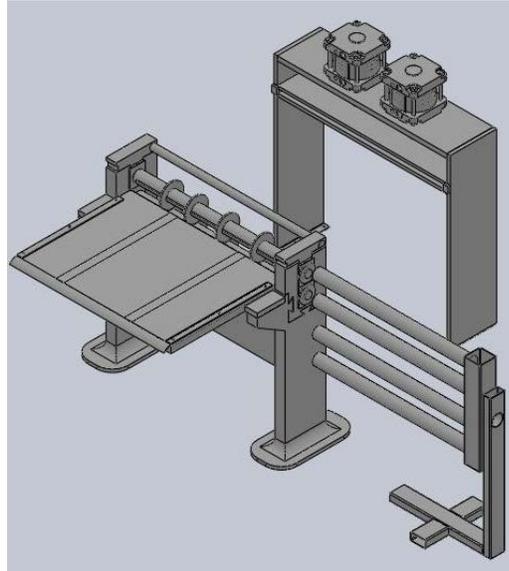


Figura 4.17 Esquema del conjunto solución.

4.4 Diseño de las soluciones

En esta sección se estudian los esfuerzos y las condiciones de trabajo a los que se encontrarán sometidos los dispositivos que se desean diseñar en este trabajo. Se determinarán las medidas necesarias de sus partes y se seleccionarán elementos como rodamientos, cilindros neumáticos, tornillos y ruedas. Cabe destacar que las medidas determinadas son un valor mínimo, los cálculos se realizaron con dichas medidas, pero a la hora de adquirirlos se buscó el valor estandarizado superior más próximo.

El factor de seguridad utilizado para la determinación de la dimensiones de los dispositivos a diseñar se toman, según lo descrito en la teoría, como 2 para el diseño de estructuras bajo cargas estáticas y dinámicas, para las que haya una confianza promedio en todos los datos del diseño; se utiliza 7 para el caso de las soldaduras debido al alto grado de incertidumbre (expresado en la teoría) acerca de los estudios de esfuerzos existentes para las mismas.

4.4.1 Máquina de corte longitudinal

Para este equipo se evaluó realizar algunas modificaciones en la estructura, necesarias para facilitar el cambio de los discos de corte utilizando el dispositivo propuesto, cuyo diseño se presenta mas adelante. Estas modificaciones básicamente radican en una manera de extraer uno de los soportes laterales de los ejes del equipo para retirar los discos sin necesidad de desmontar los ejes de la máquina y el consecuente proceso que esto acarrea, y en las modificaciones necesarias para utilizar el sistema de sujeción de discos seleccionados. También es necesario determinar si el equipo, en sus condiciones actuales, es capaz de soportar las cargas que implican un número de cortes mayor.

Para esto último se debe calcular la fuerza necesaria para el corte, lo cual se hace con la ayuda de la ecuación 2.2 de la siguiente manera:

$$F_{Corte} = \frac{t^2 * S_{us}}{2 * \tan(\alpha)};$$

Esta expresión da como resultado la fuerza vertical, aplicada en el punto de contacto del material con las cuchillas, necesaria para realizar el corte del material. De los valores necesarios para determinar dicha fuerza se tiene que el espesor más grande a cortar es de 0,53 mm y el S_{ut} del material (acero AISI 1010 laminado en frío) es de $32 \text{ kgf/mm}^2 = 313,8 \text{ MPa}$. El ángulo de corte es el que se forma entre la horizontal y la línea tangente al disco en el punto de corte, este depende del espesor del material, del radio de los discos de corte y del claro vertical (ver figura 4.17), además, debido a que las superficies de corte no son planas sino un arco de circunferencia, no existe un único ángulo de corte, varía desde el inicio de la superficie de contacto hasta el final. Como el espesor a cortar es bastante pequeño, se

puede determinar este ángulo como un promedio entre el ángulo al inicio de la superficie y el ángulo al final de la misma, a partir de la ecuación 4.1:

$$\alpha = \frac{a \cos\left(\frac{r - c/2}{r}\right) + a \cos\left(\frac{r - c/2 - t/2}{r}\right)}{2} \quad 4.1$$

donde:

r : 75 mm.

c : 0,18 mm, (ver tabla A.1 del apéndice)

t : 0,53 mm

Esto se puede observar en la figura 4.17:

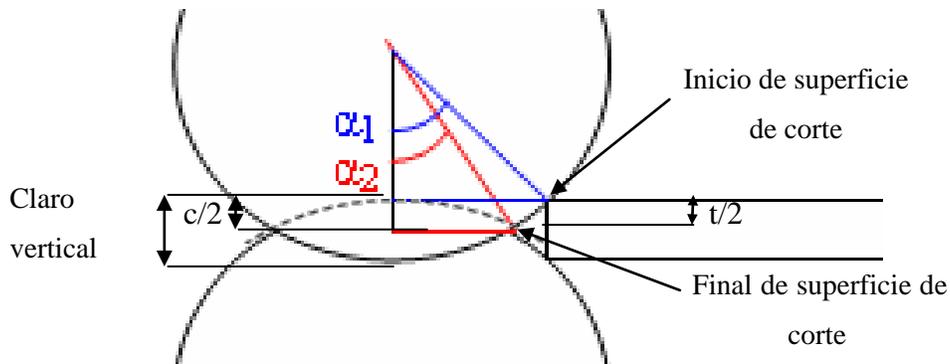


Figura 4.18 Esquema del proceso de corte.

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.1:

$$\alpha = \frac{a \cos\left(\frac{75 - 0,18/2}{75}\right) + a \cos\left(\frac{75 - 0,18/2 - 0,53/2}{75}\right)}{2}$$

$$\alpha = 4,19^\circ$$

Este es el ángulo con respecto a la horizontal, pero para la ecuación 2.2 se precisa el ángulo entre las cuchillas, esto es:

$$\alpha_{corte} = 2 * 4.19^\circ$$

$$\alpha_{corte} = 8,38^\circ$$

Entonces la fuerza de corte es:

$$F_{Corte} = \frac{0,53^2 * 313,8}{2 * \tan(8,38)}$$

$$F_{Corte} = 299 \text{ N}$$

La fuerza de corte se ejerce perpendicular a la superficie de corte, por lo que se encuentra ejercida en un ángulo de $274,19^\circ$ en sentido descendente para la cuchilla superior y 85.81° en sentido ascendente para la cuchilla inferior. Sabiendo el sentido de la fuerza resultante y conociendo el valor de su componente vertical, se tiene que:

$$F_{CTotal} = \frac{F_{corte}}{\cos(4,19)}$$

$$F_{CTotal} = 300 \text{ N}$$

La fuerza tangencial generada por dicha fuerza de corte es:

$$F_{t1} = F_{corte} * \tan(4,19)$$

$$F_{t1} = 21,9 \text{ N}$$

Sabiendo que la velocidad de avance de la lámina es de 0,5 m/s y que el radio de los discos de corte es 75 mm, se determina la velocidad angular con la ecuación 4.2:

$$\omega = \frac{V}{r} \quad 4.2$$

$$\omega = 1,18 \text{ rev/s} = \frac{0,5}{0,075} \Rightarrow \omega = 7,4 \text{ rad/s}$$

La potencia requerida para la el corte se puede determinar con la ecuación 2.4, de la siguiente manera:

$$P = \frac{N * 1,44 * V * t^2 * S}{50000 * \eta} = \frac{19 * 1,44 * 98,43 * 0,021^2 * 45512,84}{50000 * 0,8}$$

$$P = 1,35 \text{ HP}$$

donde:

N : 19

V : 0,5 m/s = 98,43 pie/s

t : 0,53 mm = 0,021"

S : 313,8 MPa = 45512,84 psi

η : Asumida como 80%

En vista de que el motor que posee la máquina es de 1,5 HP se puede afirmar que el mecanismo de transmisión de potencia se encuentra diseñado para soportar las cargas analizadas.

Teniendo la potencia requerida y el ángulo de aplicación de la fuerza se procede a determinar la dirección y magnitud de la fuerza de corte. Para dicho fin, se determina, a partir de la potencia requerida, el par torsor requerido, haciendo uso de la ecuación 4.3.

$$T = \frac{P}{\omega} \quad 4.3$$

Sustituyendo los valores ya conocidos de potencia y velocidad angular se tiene que:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{1070}{1,18}$$

$$T = 906,78 \text{ Nm}$$

Con lo que para determinar la fuerza tangencial aplicada en el punto de corte, basta con dividir a éste entre el radio del disco de corte, lo que queda de la siguiente manera:

$$F_t = \frac{T}{r_{\text{discos}}} = \frac{906,78}{0,075}$$

$$F_t = 12090,4 \text{ N}$$

Por lo que la fuerza total aplicada al eje es:

$$F_{total} = \sqrt{(F_{t1} + F_{t2})^2 + (N * F_{CTotal})^2} = \sqrt{(21,9 + 12090,4)^2 + (19 * 300)^2}$$

$$F_{total} = 13386,48 \text{ N}$$

Los ejes están sometidos a esta fuerza distribuida en los puntos donde hay un par de discos, para el caso de estudio, hay 19 pares de discos a una separación de 50 mm cada uno, dejando una separación de 50 mm hacia cada borde de los ejes, quienes a su vez miden 1000 mm. Lo que se puede considerar como una carga uniformemente distribuida a lo largo del eje. Adicionalmente, el eje estará sometido a torsión, efecto de estas fuerzas, por lo que se diseña para estas características. Debido a que estará funcionando aproximadamente 6 horas al día, se considera el efecto de la fatiga. También se debe recordar que el sistema de sujeción de los discos de corte implica la utilización de un chavetero en el eje lo que implica un factor de acumulación de esfuerzos. Se conoce que el diámetro de los ejes de sujeción de los discos es de 70 mm y el material con el que fueron fabricados es acero AISI 1040.

Carga uniformemente distribuida:

$$F = \frac{13386,48}{1 - (2 * 0,05)}$$

$$F = 14873,87 \text{ N/m}$$

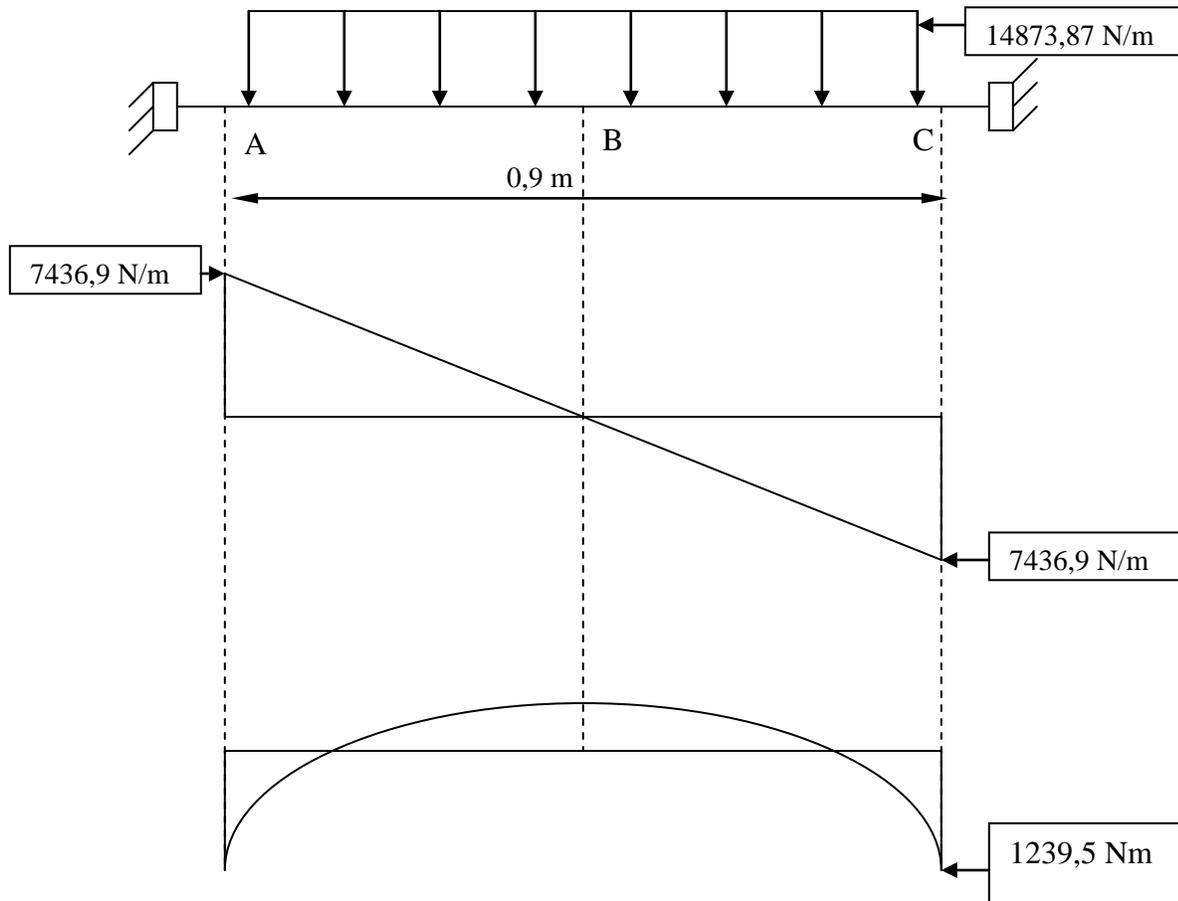


Figura 4.19 Diagramas de cargas, corte y momento flector de los ejes.

Suponiendo que el equipo opera durante al menos 6 horas al día, girando a esta velocidad, durante 20 días al mes y 12 meses al año. El número de ciclos al año sería:

$$\omega * 3600 \text{ s/h} * 6 \text{ h/día} * 20 \text{ día/mes} * 12 \text{ meses/año}$$

$$1,18 * 3600 * 6 * 20 * 12 = 6.117.120 \text{ ciclos}$$

Por lo que se diseña para vida infinita. En la figura 4.18 se muestran diagramas de cargas, corte y momento flector de los ejes. Para estas condiciones, el análisis es el siguiente:

Para diseñar a fatiga se utiliza la ecuación 2.15 para los puntos A ó C, en los cuales se presentan las cargas máximas:

S_f se obtiene de la ecuación 2.10:

$$S_f = C_{\text{carga}} * C_{\text{temperatura}} * C_{\text{tamaño}} * C_{\text{confiabilidad}} * C_{\text{superficie}} * S'_f$$

El eje se encuentra sometido únicamente a esfuerzos de flexión por eso se toma $C_{\text{carga}} = 1$; como la temperatura a la que opera se encuentra por debajo de los 450 °C se toma $C_{\text{temperatura}} = 1$; dado que el diámetro del eje es mayor a 8 mm pero menor a 250 mm, $C_{\text{tamaño}}$ se determina según la ecuación 2.12.

$$C_{\text{tamaño}} = 1,189 * d^{-0,097}; \quad 8 \text{ mm} \leq d \leq 250 \text{ mm}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1,189 * d^{-0,097} = 1,189 * 70^{-0,097}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 0,797$$

Para el factor de superficie se considera superficie rectificada comercial y un $S_{ut} = 621 \text{ MPa} = 90 \text{ kpsi}$, y utilizando la figura A.1 del apéndice, se obtiene $C_{\text{superficie}} = 0,9$; el factor de confiabilidad se toma de la tabla 2.3 para una confiabilidad de 99%, $C_{\text{confiabilidad}} = 0,814$; S'_f se obtiene de la ecuación 2.8. Para aceros de S_u menores a 1400 MPa, $S'_f = 0,5 \times S_u$

$$S_f = 1 * 1 * 0,797 * 0,814 * 0,9 * 0,5 * 621$$

$$S_f = 181,3 \text{ MPa}$$

El factor de concentración de esfuerzos se determina según ecuación 2.17.

Para el cálculo del factor de concentración de esfuerzos K_f se utiliza un radio de la muesca de 0,5 mm (promedio en cuñeros) y con una relación $r/d = 0,006$ se busca en la figura A.2 del apéndice, un valor K_t aproximado de 3,3 y en la figura 2.8 un valor de q de aproximadamente 0,58 con lo que se resuelve el valor de K_f :

$$K_f = 1 + 0,58 * (3,3 - 1)$$

$$K_f = 2,334$$

Ahora queda que:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * 2}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2,334 * 1239500}{181,3}\right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{906780}{414}\right)^2}}$$

$$d = 68,9 \text{ mm}$$

Debido a que el valor obtenido es muy cercano al diámetro del eje actual y que el factor de seguridad utilizado es el menor recomendado para cargas dinámicas, se procede a calcular la deflexión en el eje, sabiendo que esta no puede ser mayor a la que se determine con la ecuación 2.5, la cual nos da como deflexión máxima para este caso:

$$\delta_{máx} = 0,075 * \left(\frac{0,53}{25,4}\right)^{0,6}$$

$$\delta_{m\acute{a}x} = 0,00736 \text{ pulg} = 0,187 \text{ mm}$$

Para determinar la deflexión que sufrirá el eje debido a las cargas radiales se procede con el uso de la ecuación mostrada en la figura A.6 del apéndice. En el cual se muestra una barra empotrada en ambos lados y soportando una carga uniformemente distribuida. Lo cual se hace de la siguiente manera:

$$y_B = y_{m\acute{a}x} = \frac{-W * L^3}{384 * E * I}$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{-13386,48 * 1^3}{384 * 210 * 10^9 * \frac{\pi * 0,07^4}{64}}$$

$$y_{m\acute{a}x} = -0,14 \text{ mm}$$

En vista que el diámetro calculado es menor al real y la deflexión máxima permitida es mayor a la máxima calculada, se determina que los 70 mm de diámetro que posee el eje son suficientes para soportar las nuevas cargas, incluso con el nuevo cuñero y un factor de seguridad de 2.

En la tabla A.3 del apéndice, se muestran el ancho nominal de las cuñas según estándar AISI, para 70 mm el ancho correspondiente es 0,75 pulg = 19,05 mm el largo y el alto se determinan según los esfuerzos de compresión y corte a los que se encuentre sometida la cuña. Sabiendo que la fuerza que soporta es la fuerza tangente al eje producida por el par torsor la cual se calcula según la ecuación 4.4. El ancho estándar de los discos es de 8 mm, según el proveedor. Para determinar si soportan el

esfuerzo de corte con estas dimensiones, se utiliza el espesor de los discos para el largo de la cuña, que es de acero 1020:

$$F_{Td} = \frac{T}{r * N_d} \quad 4.4$$

$$F_{Td} = \frac{906780}{35 * 19}$$

$$F_{Td} = 1363,58 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{1363,58}{19,05 * 8}$$

$$\sigma = 8,95 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de corte despreciable ante los 331 MPa de resistencia del material de la chaveta. Para el esfuerzo de aplastamiento se debe determinar el alto de la chaveta:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{46,97}{8 * h}$$

$$\frac{1363,58}{8 * h} = \frac{331}{2} \rightarrow h = 1,03 \text{ mm}$$

La altura total de la cuña es de 2 veces h:

$$h_{total} = 2,06 \text{ mm}$$

Actualmente, los soportes de los ejes se mantienen en posición gracias a un tope en la parte superior de los mismos, el cual se encuentra unido a la estructura a través de cuatro tornillos M14 x 2 x 15 con dureza de 5,8 y una longitud de 55 mm. Estos tornillos están sometidos únicamente a tracción producida por la fuerza de corte, por lo que el análisis correspondiente a los mismos, según lo visto en el capítulo 2, es el siguiente:

Carga

La carga total que soportan los tornillos es la suma de la fuerza de corte y la componente vertical de la fuerza tangencial, esto es:

$$F_{\text{tornillos}} = F_{\text{Corte}} * N + F_t * \text{sen}(\alpha)$$

$$F_{\text{tornillos}} = 300 * 19 + 12090,4 * \text{sen}(4,19)$$

$$F_{\text{tornillos}} = 6564,37 \text{ N}$$

$$P_b = \frac{F_{\text{tornillos}}}{4} = \frac{6564,37}{4}$$

$$P_b = 1641,1 \text{ N}$$

El esfuerzo a tracción se calcula, según la ecuación 2.29, de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{F}{A_t}$$

El área total de esfuerzo a tensión está estandarizada, depende del paso y el diámetro del tornillo y está tabulada para muchos valores de diámetro y paso. Según

se puede observar en la tabla A.3 de los anexos, el $A_t = 115,44 \text{ mm}^2$. La resistencia de prueba de los tornillos, depende de la dureza del tornillo y para este caso $S_{\text{prueba}} = 380\text{MPa}$ (ver tabla 2.7). Teniendo esta información, se procede de la siguiente manera:

determinar la longitud del perno sin rosca (l_s).

$$l_s = l_{\text{perno}} - l_{\text{roeca}} = 55 - 15 = 40\text{mm}$$

Se determina la rigidez de la unión C , de la ecuación 2.36.

Para determinar K_b se utiliza la ecuación 2.37:

$$\frac{1}{K_b} = \frac{0}{115,44 * 200 * 10^3} + \frac{40 * 4}{\pi * 14^2 * 200 * 10^3} = 7,7 * 10^5$$

Luego se determina la rigidez de la junta con la ayuda de la ecuación 2.43.

$$K_m = d * E * A * e^{\frac{b * d}{l_{\text{perno}}}}$$

$$K_m = 14 * 200 * 10^3 * 0,78715 * e^{0,62873 * \frac{14}{55}}$$

$$K_m = 2,59 * 10^6$$

$$C = \frac{7,7 * 10^5}{2,59 * 10^6 + 7,7 * 10^5}$$

$$C = 0,229$$

$$P_b = C * P = 1641,1 * 0,229 = 375,81 \text{ N}$$

$$P_m = (1 - C) * P = 1641,1 * (1 - 0,229)$$

$$P_m = 1150,41 \text{ N}$$

Se le coloca precarga, pero para determinar la cantidad de precarga se igualan los factores de seguridad de separación y de falla de la siguiente manera, de la ecuación 2.32:

$$F_b = F_i + P_b$$

Luego se calcula la precarga en función del límite de resistencia del tornillo:

$$F_i = X * \sigma_{prueba} * A_t$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{X \sigma_{prueba} * A_t + P_b}{A_t}$$

El factor de seguridad N_y para la resistencia del tornillo se calcula la ecuación 4.5.

$$N_y = \frac{\sigma_{prueba}}{\sigma} = \frac{A_t * \sigma_{prueba}}{X * \sigma_{prueba} * A_t + P_b} \quad 4.5$$

El factor de seguridad para la separación N_{sep} se determina según la ecuación 2.42.

$$N_{sep} = \frac{P_0}{P} \quad \text{donde} \quad P_0 = \frac{F_i}{1 - C}$$

$$N_{sep} = N_y = \frac{X * 380 * 115,44}{(1 - 0,229) * 1641,1} = \frac{115,44 * 380}{X * 380 * 115,44 + 375,81}$$

Despejando X:

$$X = 0,1656 = 16,56 \% \sigma_{\text{prueba}}$$

$$N_y = N_{\text{sep}} = 5,74$$

Soportan la carga sin problemas. Para hacer posible el retiro de los discos por uno de los extremos de los ejes, es necesario modificar la base (ver figuras 4.19 y 4.20) de manera que los soportes de los ejes y las guías de los mismos, sean removibles. Para esto se propone, cortar la base con una forma de cola de milano, para hacer posible que estas guías y soportes se deslicen hacia un lateral para ser removidos, colocar también una extensión de las colas de milano que sobresalgan de la estructura y que tenga una sección pivotante, de manera que no se retire por completo la pieza y no haya que levantar su peso o hacer un espacio para colocarla. De todas estas modificaciones se puede ver un esquema en la figura 4.20.

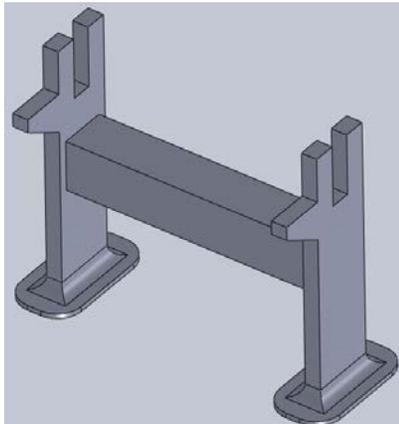


Figura 4.20 Estructura base original de la máquina de corte longitudinal.

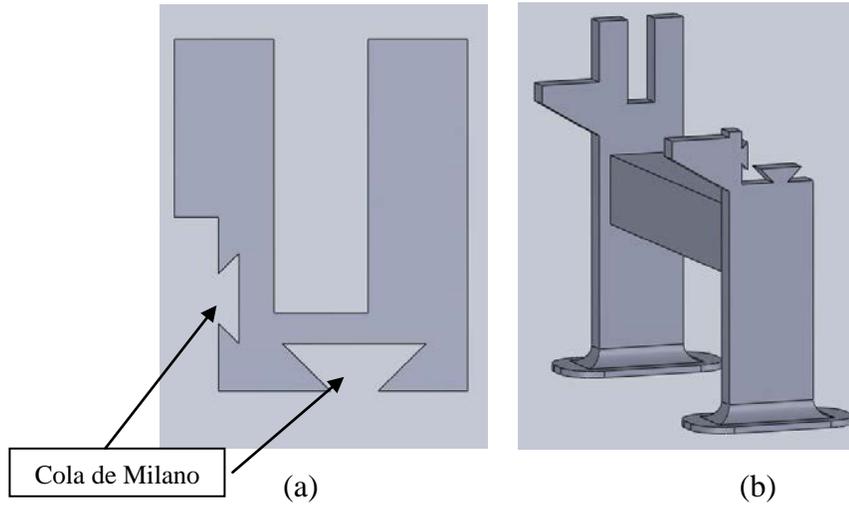


Figura 4.21 Esquema de las modificaciones necesarias a la estructura base de la máquina de corte longitudinal. (a) Guías modificadas, (b) Estructura modificada.

Para realizar estas modificaciones es necesario determinar los esfuerzos a los que se encontrarán sometidas las colas de milano, ver figura 4.21. El componente vertical de las fuerzas originadas por el corte para el eje superior se anula con el del eje inferior que tiene la misma magnitud pero sentido opuesto. El componente horizontal para ambos ejes tiene el mismo sentido y módulo, por lo que se suman y se debe diseñar la cola de milano para soportar dicha fuerza, la cual es la suma de las componentes horizontales de la fuerza total de corte y la fuerza tangencial, lo cual es:

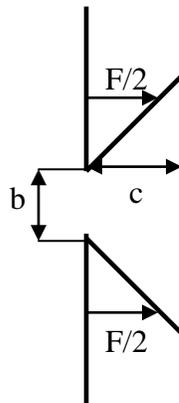


Figura 4.22 Diagrama de cuerpo libre de colas de milano.

Los momentos flectores generados por cada fuerza se anulan con los generados por la otra. Por lo que se considera únicamente tracción para el diseño. Sabiendo que el espesor de la placa en la que se está diseñando la cola de milano es de 65 mm, sólo queda determinar las dimensiones mínimas para b y c.

$$F = F_t * \cos(4,19) + F_{CTotal} * \text{sen}(4,19)$$

$$F = 12090,4 * \cos(4,19) + 300 * \text{sen}(4,19) = 12080 \text{ N}$$

Para b:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{12080}{65 * b}$$

$$\frac{331}{2} = \frac{12080}{65 * b} \rightarrow b = 1,12 \text{ mm}$$

Para c:

$$\frac{331 * 0,577}{2} = \frac{12080}{65 * b} \rightarrow b = 1,94 \text{ mm}$$

Siendo este valor la medida mínima de la dimensión b. Por facilidad de construcción se usa b = 30 mm.

4.4.2 Tensor

Se utiliza para el diseño de este mecanismo, placas planas de acero 1020 que posee un $S_y = 331$ MPa. Lo que se muestra a continuación son los cálculos necesarios para determinar las dimensiones de las mismas para asegurar su correcto funcionamiento.

Antes de determinar las dimensiones del equipo es necesario determinar los esfuerzos a los que estará sometido, éstos se derivan de la tensión necesaria en la lámina para un correcto enrollado. Dicha tensión se determina a partir del esfuerzo requerido para el mismo fin y se extrae de la figura A.3 del apéndice, donde se muestra la variación de dicho parámetro respecto al espesor, y de donde se obtiene que:

$$\sigma_{\text{necesaria}} = 3115 \text{ psi} = 21,5 \text{ MPa}$$

Este es el esfuerzo que es necesario aplicar a la lámina para el enrollado correcto. A partir de este esfuerzo de tracción, se procede a determinar la fuerza de tracción necesaria con el uso de la ecuación 4.6, utilizando como espesor de lámina el menor trabajado por la empresa (0,23 mm) debido a que éste requiere del esfuerzo más grande para el enrollado y ofrece la condición más crítica para el equipo.

$$F = \sigma * A \tag{4.6}$$

$$A = 0,23 * 915 [mm^2]$$

Para generar dicha tensión con la opción seleccionada es necesario aplicar una fuerza normal a la superficie tal que, como se muestra en la ecuación 4.7, el producto

de dicha fuerza con el factor de fricción cinemático del fieltro con el metal, el cual, según especificaciones de fabricantes de fieltro es de 0,22, sea igual a la tensión necesaria.

$$Fr = \mu * N \quad 4.7$$

Igualando las ecuaciones 4.4 y 4.5:

$$\sigma * A = \mu * N \rightarrow N = \frac{\sigma * A}{\mu} = \frac{21,5 * 0,23 * 915}{0,22} = 31184,9N$$

$$F_{c/u} = \frac{31184,9}{2}$$

$$F_{c/u} = 15592,45N$$

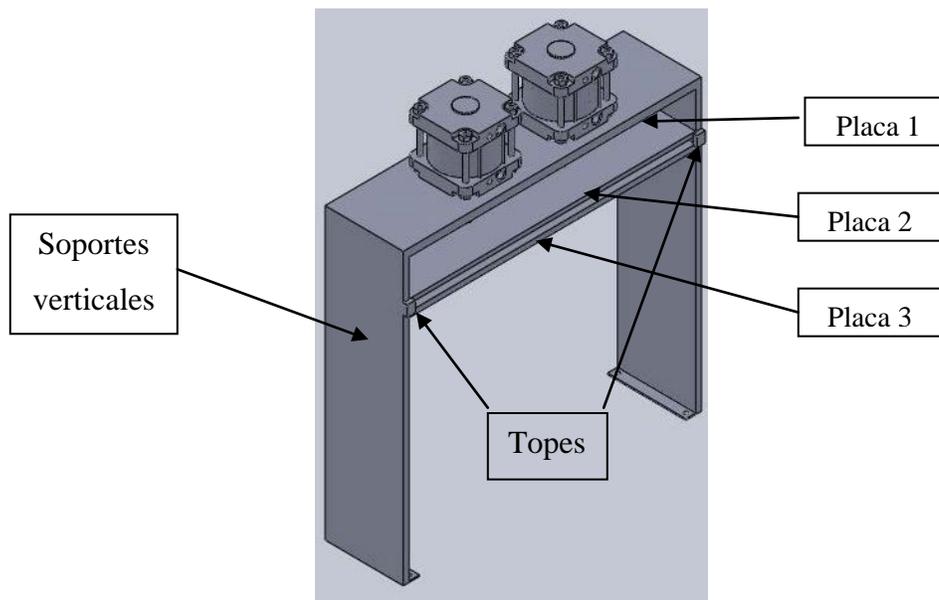


Figura 4.23 Esquema del tensor seleccionado.

Esta fuerza normal se va a ejercer a través de dos cilindros neumáticos, por lo que se debe calcular el diámetro de los mismos, conociendo que en la empresa se trabaja con una presión de aire de 600 kPa, se procede de la siguiente manera:

$$P = \frac{F}{A} \rightarrow A = \frac{F}{P} = \frac{15592,45}{600000} = 0,02598m^2 = 25980 \text{ mm}^2$$

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} \rightarrow D = \sqrt{\frac{A * 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{25980 * 4}{\pi}}$$

$$D = 181,9 \text{ mm}$$

Se busca en el catálogo de Festo un cilindro con un diámetro igual o inmediatamente superior y se encuentra el DNG-200-25-PPV-A con un diámetro de 200 mm y una carrera de 25 mm. Adicionalmente, para su sujeción se requiere la brida de sujeción Festo FNG-200 (Ver apéndice B1 y B2).

El análisis de esfuerzos de dicha placa es el siguiente:

Las placas están empotradas en ambos lados y sometidas a las siguientes cargas estáticas:

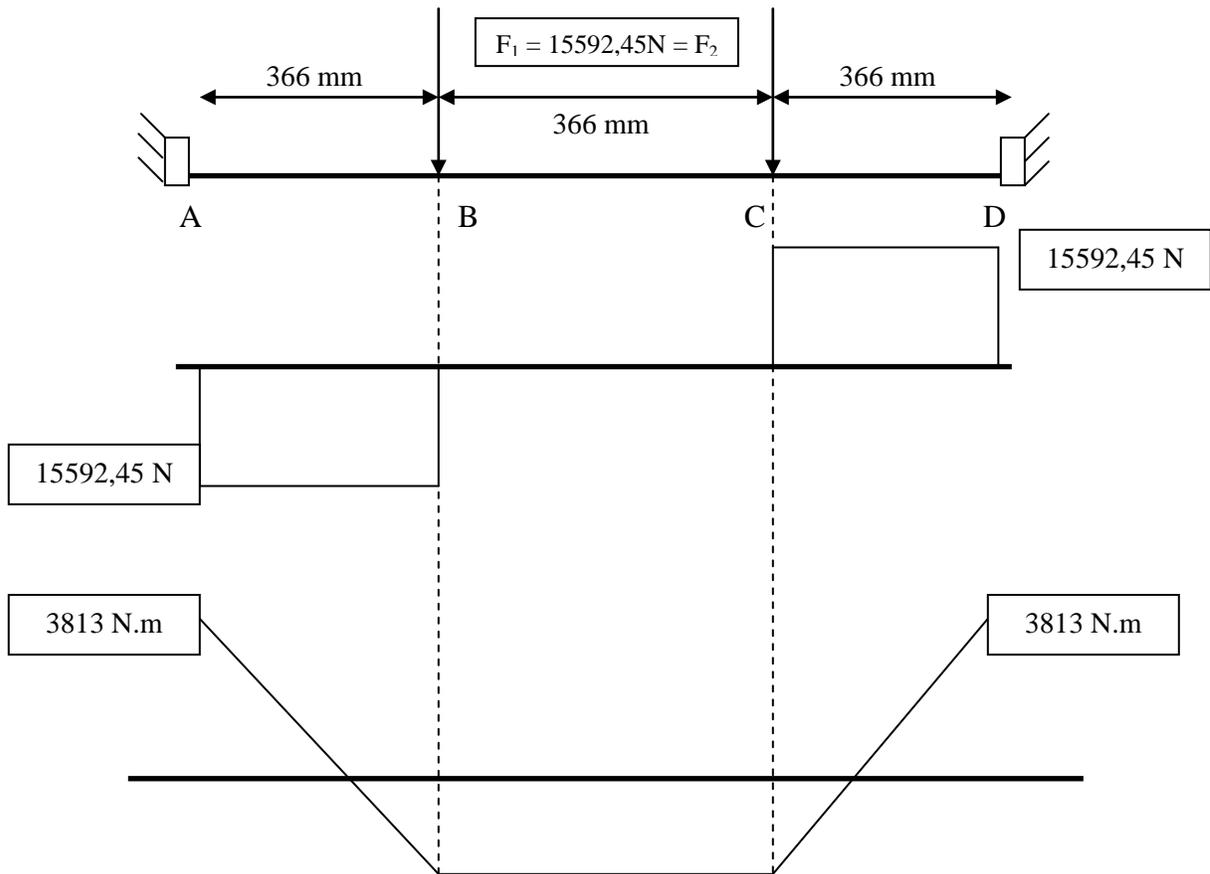


Figura 4.24 Diagramas de cargas, corte y momento flector de la placa 1.

De la figura 4.23 se obtiene que los puntos más esforzados son tanto el A como el D y es para éstos puntos que se procede a diseñar.

La placa 1 soporta los cilindros neumáticos que ejercen una fuerza de 15592,45 N cada uno (según se determinó debido a la fuerza normal requerida para ejercer la fuerza de fricción necesaria para la tensión), equidistantes de los bordes y entre si. Debido a los agujeros pasantes necesarios para el vástago de los cilindros y los tornillos de sujeción de los mismos, la placa posee acumuladores de esfuerzos que deben ser tomados en consideración. En vista de que no se ha determinado el espesor de la placa pero se sabe que el diámetro de los agujeros por donde pasan los vástagos

de los cilindros neumáticos es de 75 mm. El ancho de la placa se selecciona como una medida de 300 mm, un poco mayor al ancho de los cilindros (200 mm).

El equipo se activa y desactiva un máximo de cuatro (4) veces al día, si el equipo se diseña para una vida de al menos diez (10) años, se calcula el número de ciclos de carga con la ecuación 4.8.

$$N_{\text{ciclos}} = \text{Ciclos}_{\text{día}} \times \frac{\text{Días}}{\text{mes}} \times \frac{\text{Meses}}{\text{año}} \times \text{Años}_{\text{vida}} \quad \mathbf{4.8}$$

$$N_{\text{ciclos}} = 4 \times 20 \times 12 \times 10 = 7200 \text{ Ciclos}$$

Debido a que este es un ciclaje bastante pequeño, no se considera fatiga, y debido a la existencia de esfuerzos combinados se utiliza la ecuación 4.13 y un factor de seguridad de 2 para determinar el espesor necesario de la placa.

Para calcular el esfuerzo flector se debe calcular la inercia de la sección transversal utilizando un ancho $b = 300$ mm, se procede a determinar el espesor mínimo de la placa (h):

$$\sigma = \frac{M * c}{I} \quad \text{donde:} \quad I = \frac{b * h^3}{12} \quad \text{y} \quad c = \frac{h}{2} \quad \mathbf{4.9}$$

Sustituyendo I y c en la ecuación 4.9 y simplificando, tenemos:

$$\sigma = \frac{6 * M}{b * h^2} \quad \mathbf{4.10}$$

Para calcular el esfuerzo cortante se debe calcular el área de la sección transversal de la placa, se utiliza la ecuación 4.11 y se utiliza 300 como medida de ancho.

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \text{donde:} \quad A = b * h \quad \mathbf{4.11}$$

Entonces:

$$\tau = \frac{F}{b * h} \quad \mathbf{4.12}$$

La ecuación 4.13 o de esfuerzos combinados de Von Mises tiene la siguiente estructura:

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} \quad \mathbf{4.13}$$

Pero cuando se consideran factores de concentración de esfuerzos queda como se muestra en la ecuación 4.14:

$$\sigma = \sqrt{(k_t \sigma)^2 + 3 * \tau^2} \quad \mathbf{4.14}$$

De la figura A.4 del apéndice, suponiendo una relación inicial $d/h = \infty$ y $d/W = 75/300 = 0,25$ se obtiene un valor de $K_t = 1,45$.

Utilizando este factor, las dimensiones conocidas y los esfuerzos anteriormente calculados, en la ecuación 4.13 se obtiene:

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{1,45 * 3813,2 * 10^3 * 6}{300 * h^2} \right)^2 + 3 * \left(\frac{15592,45}{300 * h} \right)^2}$$

Reemplazando σ por S_y y dividiéndolo por el factor de seguridad se tiene que:

$$\frac{331}{2} = \sqrt{\left(\frac{1,45 * 3813,2 * 10^3 * 6}{300 * h^2}\right)^2 + 3 * \left(\frac{15592,45}{300 * h}\right)^2}$$

De donde despejamos h :

$$h = 25,85 \text{ mm}$$

Ahora que se tiene un espesor aproximado, se procede a recalcular el mismo, considerando una relación de $75/25,85 = 2,9$ para determinar un nuevo K_t , obteniendo un valor de 1,6, con lo que se obtiene:

$$\frac{331}{2} = \sqrt{\left(\frac{1,6 * 3813,2 * 10^3 * 6}{300 * h^2}\right)^2 + 3 * \left(\frac{15592,45}{300 * h}\right)^2}$$

$$h = 27,16 \text{ mm}$$

Debido a que estas placas van soldadas al soporte vertical, es necesario determinar el cordón de soldadura requerido. Como los esfuerzos son máximos justo en la ubicación de las soldaduras, se utilizan los mismos para estos cálculos. Como se utilizará una forma cuadrada de cordón de soldadura (ver figura 2.11), se debe determinar la inercia y el área de estas secciones, como se muestra continuación:

$$\sigma = \frac{M * c}{0,707 * h * I_u} = \frac{M * d/2}{0,707 * h * \frac{d * (3 * b + d)}{6}} = \frac{M * 3}{0,707 * h * d * (3 * b + d)}$$

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{1,414 * h * (b + d)}$$

$$A = 1,414 * h * (b + d) \quad \mathbf{4.15}$$

donde:

h: Altura del cordón de soldadura.

b: Ancho de la sección

d: Alto de la sección.

$$I_u = \frac{d^2}{6} * (3 * b + d) \quad \mathbf{4.16}$$

donde:

d: Dimensión perpendicular al eje de inercia.

b: Dimensión paralela al eje de inercia.

Para determinar el cordón necesario primero se selecciona un electrodo, de resistencia acorde con las fuerzas que va a soportar para no obtener un cordón de soldadura muy grande, luego se le aplica la ecuación 4.13 a la soldadura, dejando como variable a h , para posteriormente despejarla. Quedando la ecuación de la siguiente manera:

$$\frac{S_{y,elec}}{N} = \sqrt{\left(\frac{M * c}{0,707 * h * I_u}\right)^2 + 3 * \left(\frac{F}{1,414 * h * (b + d)}\right)^2} \quad \mathbf{4.17}$$

De la tabla 2.4 se selecciona un electrodo AWS E120xx con $S_y = 107$ kpsi = 737,74 MPa. El cordón se va a diseñar principalmente a flexión por lo que, según la tabla 2.5, $S_{y, diseño} = 0,6 S_y = 442,64$ MPa.

$$\frac{442,64}{7} = \sqrt{\left(\frac{3813200 * 3}{0,707 * h * 27,16 * (3 * 300 + 27,16)}\right)^2 + 3 * \left(\frac{15592,45}{1,414 * h * (300 + 27,16)}\right)^2}$$

Despejando h :

$$h = 10,2 \text{ mm}$$

La placa 2 ejercerá una fuerza uniformemente distribuida sobre la placa 3 y es empujada en dos puntos por los cilindros neumáticos. Para evitar que la fuerza de roce produzca flexión sobre los vástagos de los cilindros, se hace necesario canalizar la placa que estos presionan sobre el material. Esto se realiza simplemente soldando unas pequeñas piezas en los soportes verticales, como se observa en la figura 4.22. Esto hace que sean ellas quienes absorban la fuerza originada por la fricción y no los vástagos.

Es debido a estas piezas que la placa 2 se encuentra sometida a esfuerzos perpendiculares de corte, puesto que las fuerzas de los cilindros se ejercen en un sentido perpendicular al sentido de la fuerza de roce. En este caso para poder utilizar la ecuación 4.13 se debe calcular un esfuerzo resultante de corte, el cual se calculará con la ecuación 4.19. El esfuerzo debido al momento flector, debido a que produce compresión en algunas fibras del material y tracción en otras, y estas siempre se ejercen en la misma dirección pero en sentidos opuestos entre sí, el esfuerzo resultante es la suma algebraica de los componentes, como se aprecia en la ecuación 4.18.

$$\sigma_{res} = \sigma_x + \sigma_y \quad \mathbf{4.18}$$

y

$$\tau_{res} = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2} \quad \mathbf{4.19}$$

Debido a que estas piezas sufrirían mayormente por aplastamiento, será de esta manera que se determinen las dimensiones de la misma. El primer paso será determinar las dimensiones de la placa 2 ya que estas nos darán una de las dimensiones de las piezas de tope. El análisis de esfuerzos de la placa 2, haciendo uso de las ecuaciones 4.9 y 4.12 para determinar los esfuerzos normales y cortantes, es el siguiente:

Para el eje y o vertical:

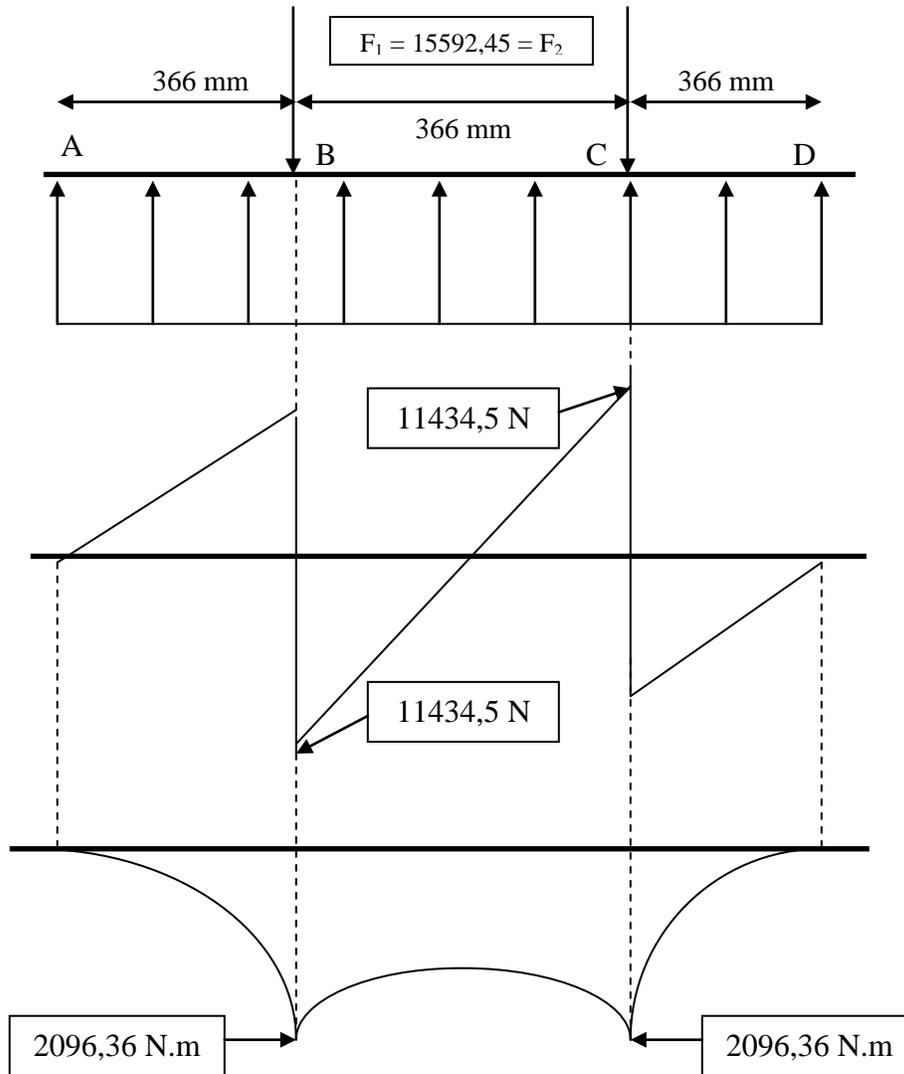


Figura 4.25 Diagramas de cargas, corte y momento de la placa 2, eje y.

$$\sigma_y = \frac{2096,36 * 10^3 * h/2}{\frac{300 * h^3}{12}} \Rightarrow \sigma_y = \frac{41930}{h^2}$$

$$\tau_y = \frac{11434,5}{300 * h} \Rightarrow \tau_y = \frac{38,115}{h}$$

Para el eje x (horizontal en sentido del desplazamiento de la lámina metálica):

La placa soporta la fuerza generada por roce para tensar la lámina, distribuida uniformemente a lo ancho de la lámina, la cual se determina con la ecuación 4.20.

$$F_{ud} = \frac{F_r}{a} = \frac{31184,9 * 0,22}{0,915} = 7498 \text{ N/m} \quad \mathbf{4.20}$$

donde:

a : Ancho de la lámina.

F_{ud} : Fuerza uniformemente distribuida.

F_r : Fuerza de roce.

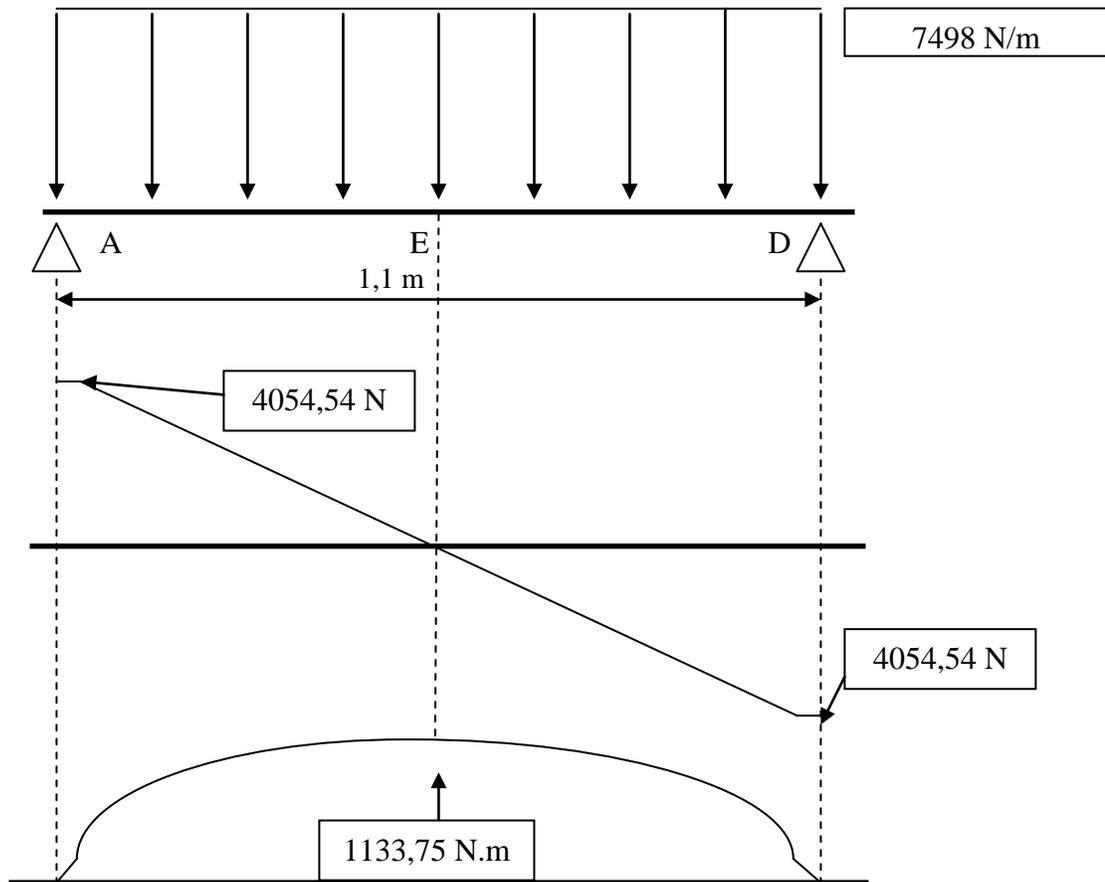


Figura 4.26 Diagramas de cargas, corte y momento flector de la placa 2, eje x.

De las figuras 4.24 y 4.25 se puede concluir que los puntos con las mayores cargas son los puntos B y C puesto que, aunque en la figura 4.25 se puede observar que los puntos con mayores cargas en el eje X son los puntos A, E ó D; también se observa que las cargas son mucho menores que las que soporta la placa en el eje Y (figura 4.24) en los puntos B y C. Es por esta razón que se evalúa el valor de las cargas en los puntos B y C en el eje X y serán estos los que se tomen en consideración en el diseño de la placa.

$$V_B = V_C = 1374,64 \text{ N}$$

$$M_B = M_C = 1007,74 \text{ Nm}$$

$$\tau_x = \frac{1374,64}{300 * h}$$

$$\tau_x = \frac{4,58}{h}$$

$$\sigma_x = \frac{1007,74 * 10^3 * 300 / 2}{\frac{h * 300^3}{12}}$$

$$\sigma_x = \frac{67,18}{h}$$

Y por último, las ecuaciones 4.16 y 4.17 quedan de la siguiente manera:

$$\sigma_{res} = \left(\frac{41930}{h^2} \right) + \left(\frac{67,18}{h} \right)$$

y

$$\tau_{res} = \sqrt{\left(\frac{4,58}{h}\right)^2 + \frac{38,115^2}{h}}$$

$$\tau_{res} = \frac{38,39}{h}$$

Y la ecuación 4.13 queda de la siguiente manera:

$$\frac{331}{2} = \sqrt{\left(\frac{41930 + (67,18) * h}{h^2}\right)^2 + 3 * \left(\frac{38,39}{h}\right)^2}$$

Y despejando h :

$$h = 16,12 \text{ mm}$$

Como se observa en la figura 4.25, la placa 3 se encuentra sometida a la fuerza ejercida por los cilindros neumáticos (31184,9 N), pero distribuida uniformemente debido a la placa 2, y a la fuerza producto de la fricción por lo que se presenta un caso muy similar al de la placa 2 donde se debe calcular el esfuerzo resultante. También se encuentra soldada a los soportes verticales en ambos extremos. El análisis de esfuerzos de la placa 3 queda de la siguiente manera:

En el eje y:

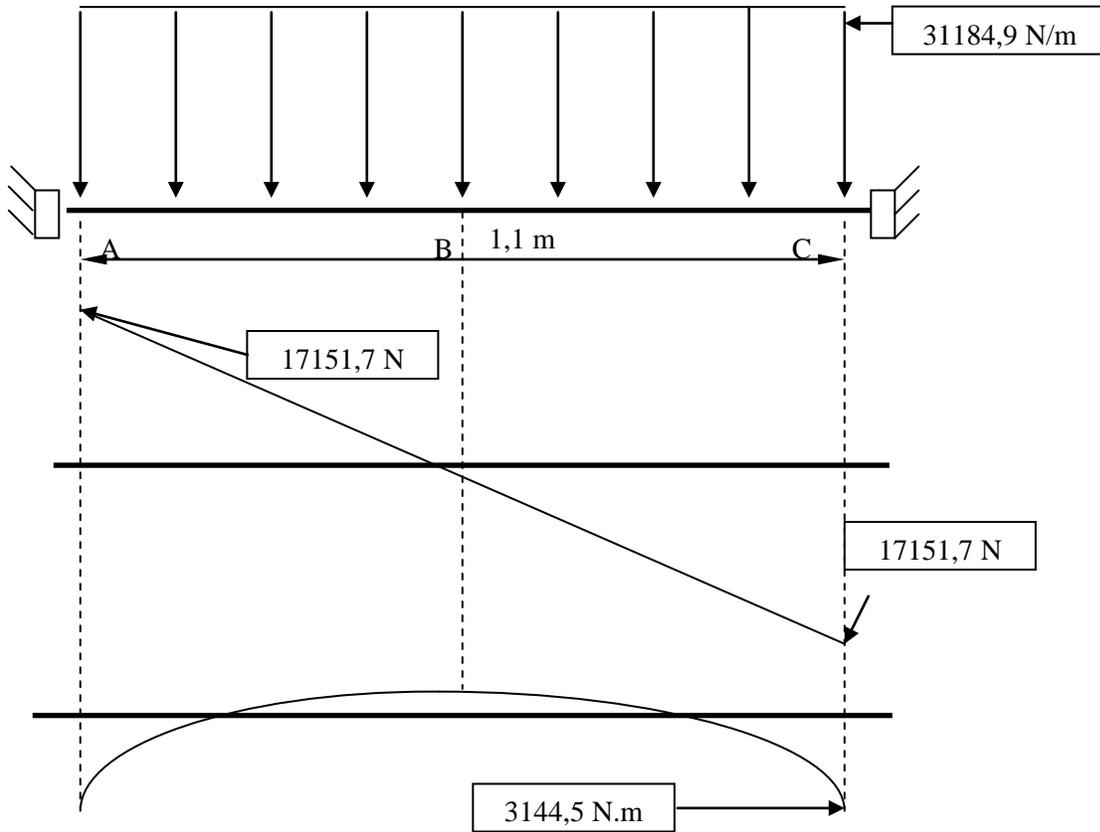


Figura 4.27 Diagramas de cargas, corte y momento de la placa 3, eje y.

Como se observa en la figura 4.26, los puntos más esforzados son A y C, por lo que se calculan dichos esfuerzos.

$$\sigma_y = \frac{3144,5 * 10^3 * h/2}{\frac{300 * h^3}{12}} = \frac{62890}{h^2}$$

$$\tau_y = \frac{17151,7}{300 * h} = \frac{57,17}{h}$$

Para el eje x:

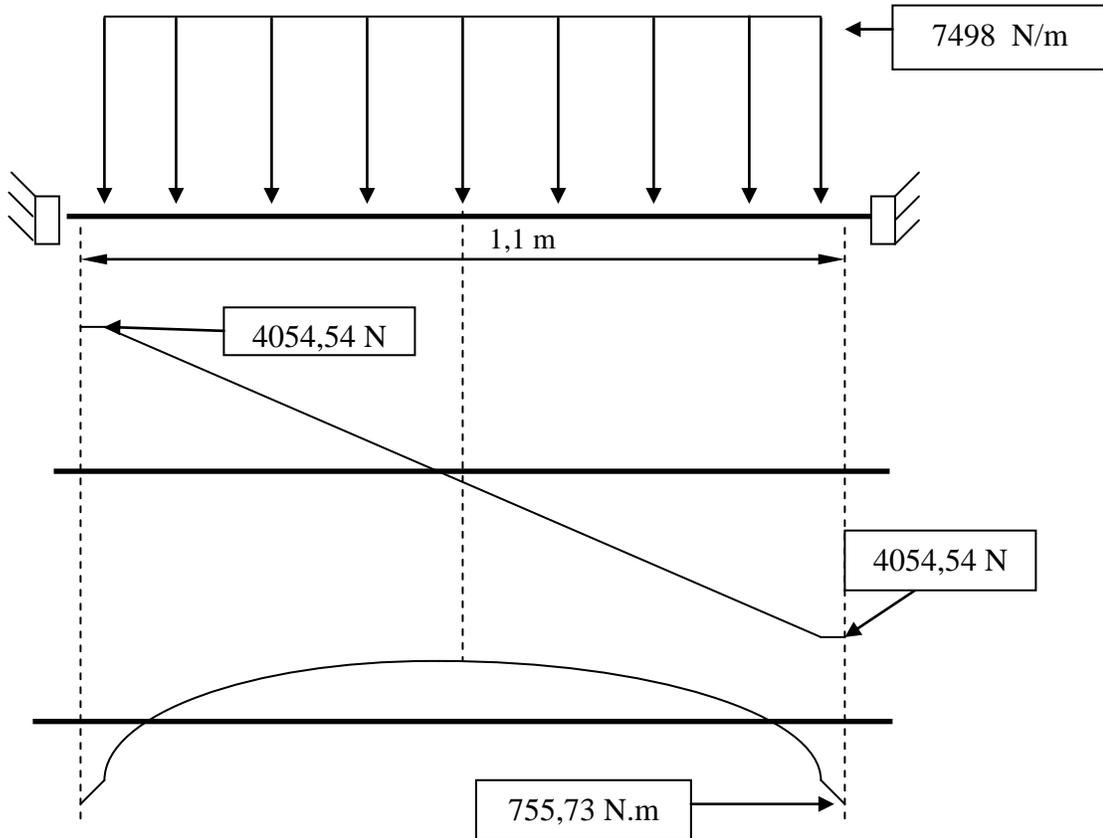


Figura 4.28 Diagramas de cargas, corte y momento de la placa 3, eje x.

Se puede observar en la figura 4.27 que los puntos más esforzados son los puntos A y C, por lo que se calculan los esfuerzos totales en dichos puntos y se diseña para soportar dichos esfuerzos.

$$\sigma_x = \frac{755,73 \times 10^3 \times 300 / 2}{\frac{h \times 300^3}{12}} = \frac{50,38}{h}$$

$$\tau_x = \frac{4054,54}{300 * h} = \frac{13,51}{h}$$

$$\sigma_{res} = \left(\frac{62890}{h^2} \right) + \left(\frac{50,38}{h} \right)$$

$$\sigma_{res} = \frac{62890 + 50,38 * h}{h^2}$$

$$\tau_{res} = \sqrt{\left(\frac{13,51}{h} \right)^2 + \frac{57,17^2}{h}} = \frac{58,74}{h}$$

$$\frac{331}{2} = \sqrt{\left(\frac{62890 + 50,38 * h}{h^2} \right)^2 + 3 * \left(\frac{58,74}{h} \right)^2}$$

$$h = 19,65 \text{ mm}$$

Para la soldadura:

$$\sigma_y = \frac{755730 * 3}{0,707 * h * 19,65 * (3 * 300 + 19,65)} = \frac{177,45}{h}$$

$$\sigma_x = \frac{3144500 * 3}{0,707 * h * 300 * (3 * 19,65 + 300)} = \frac{123,91}{h}$$

$$\sigma_{res} = \left(\frac{123,91}{h} \right) + \left(\frac{177,45}{h} \right) = \frac{301,36}{h}$$

$$\tau_y = \frac{17151,7}{1,414 * h * (300 + 19,5)} = \frac{37,95}{h}$$

$$\tau_x = \frac{4054,54}{1,414 * h * (19,65 + 300)} = \frac{8,97}{h}$$

$$\tau_{res} = \sqrt{\left(\frac{37,95}{h}\right)^2 + \left(\frac{8,97}{h}\right)^2} = \frac{39}{h}$$

Se selecciona un electrodo AWG E60XX con un S_y de 206,84 MPa.

$$\frac{206,84}{7} = \sqrt{\left(\frac{301,36}{h}\right)^2 + 3 * \left(\frac{39}{h}\right)^2}$$

Despejando h :

$$h = 10,45 \text{ mm}$$

Ya se tiene las tres placas horizontales, ahora hace falta determinar las dimensiones de los soportes verticales. Dichos soportes estarán sometidos a: Tracción y flexión, entre las placas 1 y 3, a flexión entre la placa 3 y el suelo, y a corte justo sobre la placa 3. Por lo que se detecta que el punto más esforzado es en la unión de la placa 3 con el soporte vertical. Adicionalmente, igual que en el caso anterior, estas placas soportan fuerzas en planos perpendiculares, por lo que también se hace necesario el cálculo de un esfuerzo resultante. El análisis de esfuerzos se muestra en la figura 4.28.

$$\sigma = \frac{F}{A} + \frac{M * c}{I} \quad \mathbf{4.21}$$

donde:

$$I = \frac{300 * h^3}{12}$$

$$c = h/2$$

Plano xy (Vista frontal del equipo):

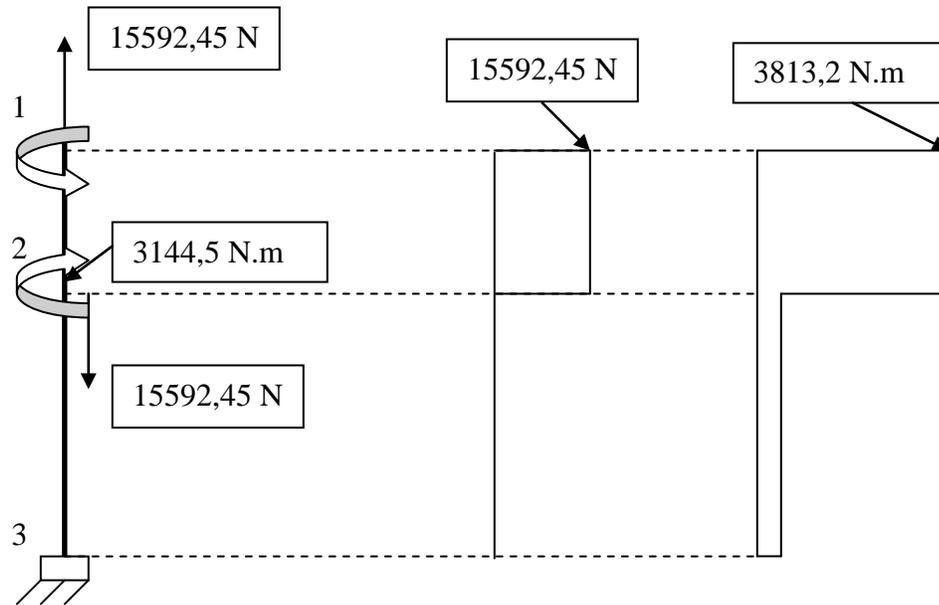


Figura 4.29 Diagramas de cargas tracción y momentos de los soportes verticales, plano xy.

$$\sigma = \frac{15592,45}{300 * h} + \frac{3813,2 * 10^3 * h/2}{\frac{300 * h^3}{12}}$$

$$\sigma = \frac{51,97}{h} + \frac{76264}{h^2}$$

$$\sigma = \frac{51,97 * h + 76264}{h^2}$$

Plano yz (Vista lateral del equipo):

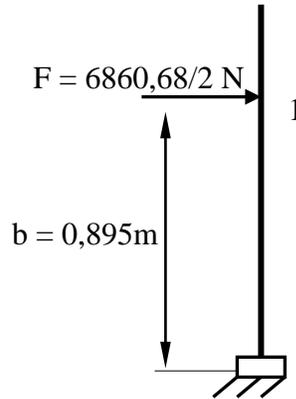


Figura 4.30 Diagramas de cargas de los soportes verticales.

Como se puede observar en la figura 4.29, no se consideraron las fuerzas de tracción debido a que ya se consideraron para el otro plano.

Es un sistema sencillo donde el momento máximo es en la base y el corte máximo se ubica en la base como en el punto de aplicación de la fuerza, y se pueden determinar de la siguiente manera:

$$M = F * b \quad \text{y} \quad V = F$$

$$\sigma_{yz} = \frac{F * b * 300 / 2}{h * 300^3 / 12} = \frac{6860,68 / 2 * 895 * 6}{300^2 * h} \Rightarrow \sigma_{yz} = \frac{204,68}{h}$$

$$\tau_{yz} = \frac{6860,68 / 2}{300 * h} \Rightarrow \tau_{yz} = \frac{5,715}{h}$$

Para poder observar el punto que se encuentra sometido a los mayores esfuerzos se recurre a mostrar los esfuerzos de compresión y tracción debidos a

momento flector, ejercidos en ambos planos, a través de la sección transversal del soporte vertical en el punto 1, como se muestra en la figura 4.30.

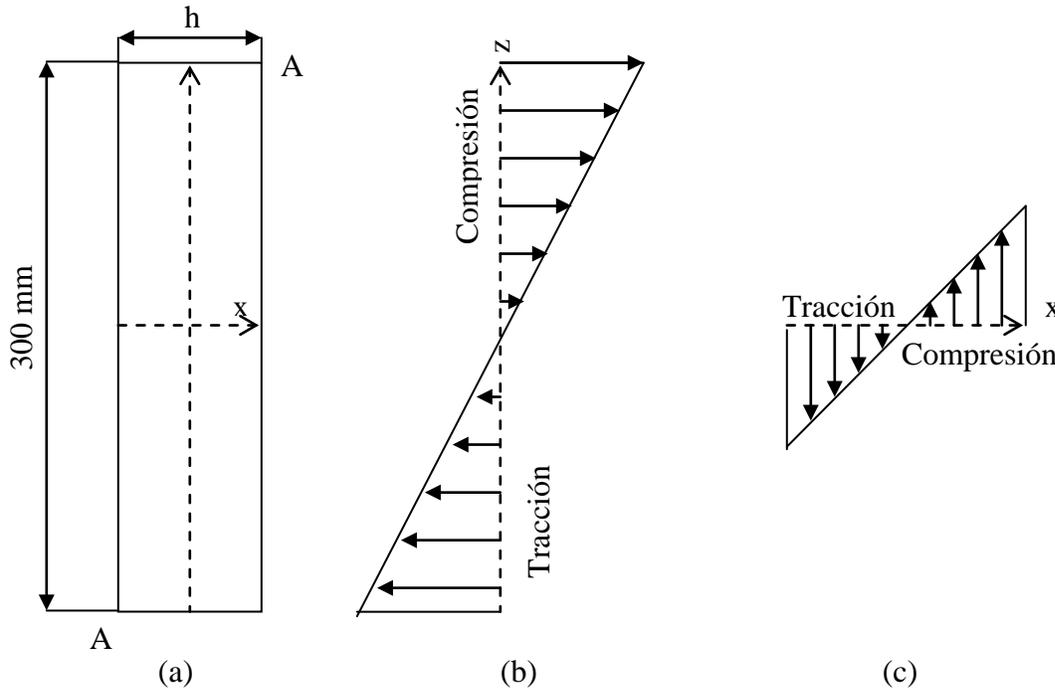


Figura 4.31 Distribución de esfuerzos normales a través de la sección transversal. (a) Sección transversal (b) Eje z (c) Eje x.

De esta manera se determina que el punto más esforzado es las esquinas A, donde se suman los esfuerzos normales ejercidos desde ambos planos. Adicionalmente éste punto, como el resto de la sección transversal, esta sometido a un esfuerzo cortante debido a la tracción del material tensado. De modo que se trata de un esfuerzo combinado y se procede de la siguiente manera con la ecuación 4.13:

$$\frac{331}{2} = \sqrt{\left(\frac{76264 + 103,95 * h + (204,68) * h}{h^2}\right)^2 + 3 * \left(\frac{5,715}{h}\right)^2}$$

$$h = 22,42 \text{ mm}$$

Teniendo los espesores de las placas se puede proceder a calcular el largo mínimo de las piezas tope para que no sufran aplastamiento. Estas piezas son muy pequeñas y la fuerza que van a contrarrestar no es muy grande por lo que se puede despreciar el efecto del momento flector ejercido por la fuerza.

$$\sigma = \frac{F}{A_{\text{contacto}}} \quad 4.22$$

donde:

$$A_{\text{contacto}} = b * h \quad ; \quad h = 16,12\text{mm}$$

b: Ancho de contacto.

h: Altura de contacto (espesor de la placa 2).

La fuerza de absorbida por cada placa es la mitad de la fuerza total de roce, la cual es el producto de la fuerza uniformemente distribuida por el ancho de la lámina.

$$F = \frac{F_{ud} * l}{2} \quad \Rightarrow \quad \frac{7498 * 0,915}{2} = 3430,34\text{N}$$

$$\frac{331}{2} = \frac{3430,34}{15,9 * b}$$

Despejando b :

$$b = 1,303 \text{ mm}$$

Este valor nos indica la medida mínima de longitud que debe tener esta pieza, pero por comodidad y facilidad de construcción se selecciona b de por lo menos 10 mm mas el espesor de soportes verticales, y por último el largo de la pieza será un poco más largo que la carrera de los cilindros (25 mm) más el espesor de la placa 2.

Para determinar el espesor de la placa se considera el esfuerzo a cortante:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{3430,34}{(25 + 15,9) * h}$$

$$\frac{331 * 0,577}{2} = \frac{3430,34}{(25 + 15,9) * h} \rightarrow h = 0,88 \text{ mm}$$

Con lo que las medidas totales mínimas de las placas son 40,9 x 0,88 x (10 + 22,42).

Debido a que se trata de una fuerza más pequeña que el caso anterior de soldadura, se selecciona un electrodo menos resistente, un AWG E60xx, con $\sigma_y = 206,84$ MPa.

Para la soldadura se considera corte puro y se utiliza la ecuación 4.12 para calcular el área del cordón sometido a este esfuerzo:

$$\tau = \frac{3430,34}{1,414 * h * (40,9 + 22,42)} = \frac{38,31}{h}$$

$$\frac{206,84}{7} = \frac{39,84}{h}$$

$$h = 1,3 \text{ mm}$$

Determinadas las dimensiones de la estructura de soporte del tensor se procede a determinar las dimensiones del tornillo y las orejas de sujeción del sistema al suelo. Como se muestra en la figura 4.22 el sistema posee cuatro orejas de sujeción. Para esto es necesario determinar el tornillo a utilizar:

La parte inferior de la placa de soporte vertical se puede ver en la figura 4.31:

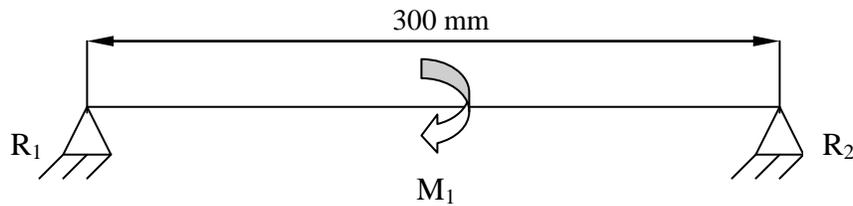


Figura 4.32 Diagramas de cargas del inferior de los soportes verticales.

Donde las reacciones R_1 y R_2 se determinan como $F = \frac{M_1}{300/2}$ y tienen la misma magnitud pero sentidos opuestos. Por lo que dos de los cuatro pernos tendrán que recibir tracción mientras los otros no. Primero se debe seleccionar un tornillo y verificar si éste cumple con los requisitos de carga a los que estará sometido. Por tanto, se selecciona tentativamente un tornillo M14x2x30 con dureza de 5.8, una longitud total de 40 mm.

$$\sigma_{prueba} = 380 \text{ Mpa}$$

$$A_t = 156,67 \text{ mm}^2$$

$$l_s = l_{perno} - l_{rosca} = 40 - 30 = 10 \text{ mm}$$

$$P = \frac{6860,68 * 895}{\frac{2}{300/2}} = 20467,69 \text{ N}$$

Se procede a determinar la rigidez de la unión con la ecuación 2.36:

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m}$$

$$\frac{1}{K_b} = \frac{l_t}{A_t * E} + \frac{l_s}{A_t * E} = 0 + \frac{30 * 4}{\pi * (14)^2 * 200 * 10^9}$$

$$K_b = 8,552 * 10^{11}$$

Ahora se determina la rigidez de la junta con el uso de la ecuación 2.15

$$K_m = d * E * A * e^{b * \frac{d}{l_{perno}}}$$

donde:

A = 0,78715 para el Acero (Ver tabla 2.8).

B = 0,62873 para el Acero (Ver tabla 2.8).

L_{perno}: Longitud total del perno.

$$K_m = 14 * 200 * 10^9 * 0,78715 * e^{0,62873 * \frac{14}{40}} = 2,62 * 10^{12}$$

$$C = \frac{8,552 * 10^{11}}{2,62 * 10^{12} + 8,552 * 10^{11}} = 0,246$$

$$P_b = C * P = 20467,69 * 0,246 = 5036,82N$$

$$P_m = (1 - C) * P = 20467,69 * (1 - 0,246) = 15432,6N$$

Se le coloca precarga, pero para determinar la cantidad de precarga se igualan los factores de seguridad de separación y de falla de la siguiente manera:

$$F_b = F_i + P_b$$

$$F_i = X * \sigma_{prueba} * A_t$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{X * \sigma_{prueba} * A_t + P_b}{A_t}$$

$$N_y = \frac{\sigma_{prueba}}{\sigma} = \frac{A_t * \sigma_{prueba}}{X * \sigma_{prueba} * A_t + P_b}$$

$$P_0 = \frac{F_i}{1 - C}$$

$$N_{sep} = \frac{P_0}{P}$$

$$N_{sep} = N_y = \frac{X * 380 * 115,44}{(1 - 0,246) * 20467,69} = \frac{115,44 * 380}{X * 380 * 115,44 + 5036,82}$$

Despejando X:

$$X = 0,5385 = 53,85 \% \sigma_{prueba}$$

$$N_y = N_{sep} = 1,53$$

Factor de seguridad aceptable. Se conserva el tornillo.

Ahora que se tiene el tornillo se le pueden establecer medidas a las orejas de sujeción. Se seleccionará tentativamente una medida de 40 mm de ancho, 40 mm de largo y dejamos el espesor como incógnita. Estas orejas sufrirán un esfuerzo de corte en el borde donde están soldadas. Se procede a calcular el espesor para soportar dicha fuerza.

$$\tau = \frac{20467,69}{40 * h} = \frac{551,69}{h}$$

$$\frac{331}{2} = \frac{551,69}{h} \rightarrow h = 3,09mm$$

Se selecciona un electrodo AWG E120xx con un $S_y = 422,64$ MPa debido a la magnitud de la fuerza.

$$\tau = \frac{20467,69}{1,414 * h * (3,09 + 40)} = \frac{416,3}{h}$$

$$\frac{442,64}{7} = \frac{416,3}{h} \rightarrow h = 6,6mm$$

Debido a que el cordón de soldadura resulta más grande que el espesor de la lámina, se debe utilizar una lámina de un espesor igual al del cordón.

4.4.3 Dispositivo mecánico de accionamiento manual para el cambio de discos.

Este dispositivo será diseñado únicamente para soportar el peso del conjunto de discos de reemplazo y los que se estén retirando de la máquina de corte simultáneamente. Será cargado y descargado un máximo de 4 veces al día, por lo que

no se considera fatiga para su diseño. Se diseñan los ejes con acero AISI 1040, cuyas características relevantes, además de que ofrecen buena rigidez para evitar la deflexión de los ejes, son:

$$S_y = 414 \text{ MPa}$$

$$G = 80 \text{ GPa}$$

$$\rho = 7850 \text{ kg/m}$$

El material a utilizar para los discos y separadores es acero, que tiene una densidad igual a la mostrada anteriormente. Los separadores tienen forma cilíndrica hueca, con diámetro interno igual al diámetro del eje de la máquina de corte (70 mm) y diámetro externo de 140 mm, los discos de corte tienen un diámetro externo de 150 mm, el mismo diámetro interno y un espesor de 8 mm. En la figura 4.32 se muestra un bosquejo del dispositivo que se propone diseñar en este trabajo, identificando sus partes para que se tenga una mejor comprensión de los cálculos del diseño. Con esta información se procede a calcular el peso que soportarán los ejes del dispositivo.

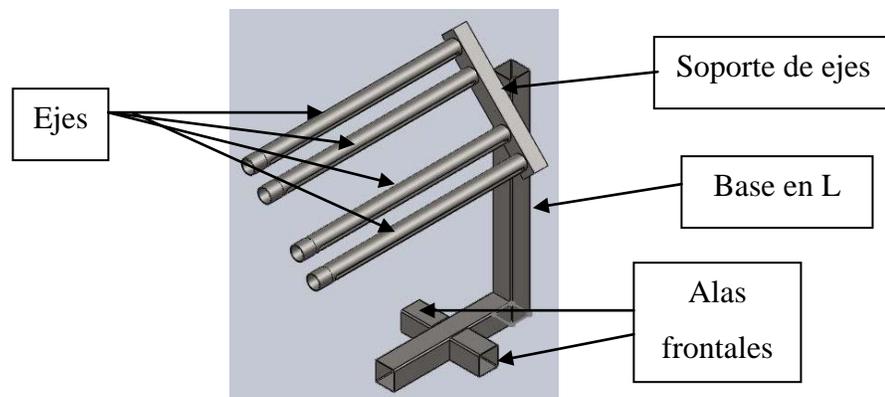


Figura 4.33 Dispositivo para el cambio de discos.

La cantidad máxima de discos es: $N_{\text{cortes}} + 1 = 18 + 1 = 19$. Lo que sería el caso más crítico. El peso total se calcularía entonces de la siguiente manera:

$$P = \rho * (V_{\text{discos}} + V_{\text{restante}}) \quad \mathbf{4.23}$$

donde:

P: Peso total.

ρ : Densidad del material.

V_{discos} : Volumen de los discos.

V_{restante} : Volumen del espacio no ocupado por los discos sobre el eje.
(Volumen de los separadores).

$$V_{\text{restante}} = (L_{\text{total}} - L_{\text{discos}}) * \pi * \frac{(D_{e,sep}^2 - D_{i,sep}^2)}{4}$$

$$L_{\text{total}} = 1m$$

$$L_{\text{discos}} = 8mm * 19 = 152mm = 0,152m$$

$$V_{\text{restante}} = (1 - 0,152) * \pi * \frac{(0,14^2 - 0,07^2)}{4} = 9,79 * 10^{-3} m^3$$

$$V_{\text{discos}} = N_{\text{discos}} * L_{\text{discos}} * \pi * \frac{D_{e,disco}^2 - D_{i,disco}^2}{4} = 0,152 * \pi * \frac{0,15^2 - 0,07^2}{4}$$

$$V_{\text{discos}} = 2,101 * 10^{-3} m^3$$

$$P = 7850 * (2,101 * 10^{-3} + 9,79 * 10^{-3}) = 93,34Kg$$

$$W = P * g = 93,34 * 9,81 = 915,76N$$

Ejes:

El análisis de esfuerzos de los ejes del dispositivo se muestra en la figura

4.33:

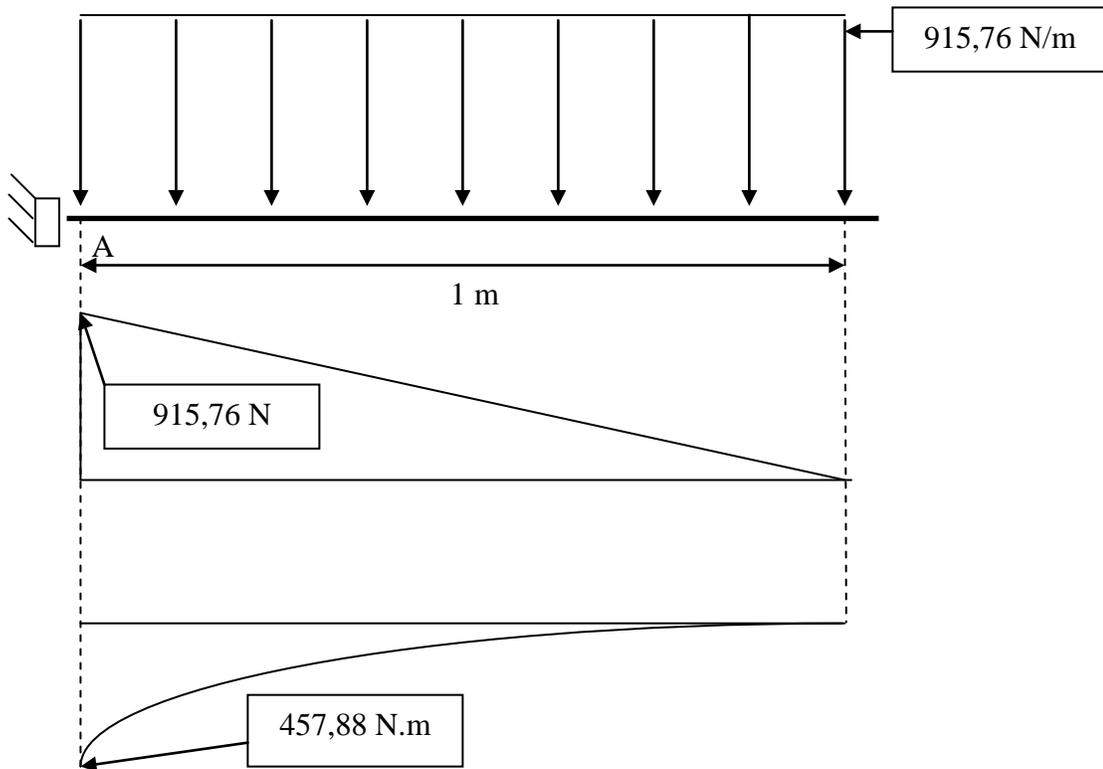


Figura 4.34 Diagramas de cargas, corte y momento de los ejes.

Como se puede observar en la figura 4.33, el punto más esforzado es el punto A, el cual será el punto de diseño. Debido a que se trata de una sección circular hueca, se deben calcular la inercia y el área de la siguiente manera:

$$A = \pi * \frac{(D_e^2 - D_i^2)}{4} \quad \mathbf{4.24}$$

donde:

D_e : Diámetro externo del eje.

D_i : Diámetro interno del eje.

$$I = \pi * \left(\frac{D_e^4 - D_i^4}{64} \right) \quad \mathbf{4.25}$$

donde:

D_e : Diámetro externo del eje.

D_i : Diámetro interno del eje.

$$\sigma = \frac{M * c}{I} = \frac{M * D_e / 2}{\frac{\pi * (D_e^4 - D_i^4)}{64}} = \frac{32 * M * D_e}{\pi * (D_e^4 - D_i^4)}$$

$$\sigma = \frac{32 * 457880 * 70}{\pi * (70^2 - D_i^2)}$$

$$\tau = \frac{W}{\pi * \frac{(D_e^2 - D_i^2)}{4}} = \frac{4 * W}{\pi * (D_e^2 - D_i^2)} = \frac{4 * 915,76}{\pi * (70^2 - D_i^2)}$$

$$\frac{414}{2} = \sqrt{\left(\frac{32 * 457880 * 70}{\pi * (70^2 - D_i^2)}\right)^2 + 3 * \left(\frac{4 * 915,76}{\pi * (70^2 - D_i^2)}\right)^2} \rightarrow D_i = 68mm$$

Ahora a verificar si soportan agregando su peso propio, de manera similar se calculan los esfuerzos para este caso:

$$W_{eje} = \rho * V_{eje} \quad \mathbf{4.26}$$

donde:

ρ : Densidad del material.

V_{eje} : Volumen del eje.

$$W_{eje} = \frac{7850 * \pi * (0,07^2 - 0,068^2) * 1 * 9,81}{4}$$

$$W_{eje} = 16,69N$$

$$W_t = F + W_{eje} \quad \mathbf{4.27}$$

donde:

W_t : Carga total.

W_{eje} : Carga que ejerce el eje.

W : Carga que ejercen los discos y separadores.

$$W_t = 915,76 + 16,69 = 932,45N$$

$$M_t = M + W_{eje} * L/2 \quad 4.28$$

donde:

M_t : Momento total.

M : Carga ejercida por el peso del eje.

L : Longitud total del eje.

$$M_t = 457880 + 16,69 \frac{1000}{2} = 466225 Nm$$

$$\frac{414}{2} = \sqrt{\left(\frac{32 * 466225 * 70}{\pi * (70^2 - D_i^2)}\right)^2 + 3 * \left(\frac{4 * 932,45}{\pi * (70^2 - D_i^2)}\right)^2} \rightarrow D_i = 68mm$$

Para la soldadura:

Utilizando un electrodo AWG E60XX:

$$\sigma = \frac{M * c}{0,707 * h * I_u}$$

$$I_u = \pi * r^3$$

$$\sigma = \frac{M * D_e/2}{0,707 * h * \pi * (D_e/2)^3} = \frac{4 * M}{0,707 * h * \pi * D_e^2} = \frac{4 * 466225}{0,707 * h * \pi * 70^2} = \frac{380,59}{0,707 * \pi * h}$$

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{1,414 * h * \pi * (D_e/2)} = \frac{2 * F}{1,414 * \pi * h * D_e} = \frac{2 * 932,45}{1,414 * \pi * h * 70^2} = \frac{26,64}{1,414 * \pi * h}$$

$$\frac{206,84}{7} = \sqrt{\left(\frac{380,59}{0,707 * \pi * h}\right)^2 + 3 * \left(\frac{26,64}{1,414 * \pi * h}\right)^2} \rightarrow h = 5,8mm$$

Soporte de los ejes:

La barra de soporte de los ejes recibe todas las cargas, por lo que estará mayormente sometida a momentos flectores. Esta barra se encontrará tanto en posición horizontal (figura 4.35) como en posición vertical (figura 4.34). Por lo que en algunos momentos estará sometida a torsión, flexión y corte, y en otros a flexión y compresión. Adicionalmente debe tener una forma de cara plana, de manera que sea posible soldar los ejes de soporte y el eje de rotación a la misma, es por esta razón que se selecciona una viga de sección cuadrada de 4 x 4 x 1/8 pulg (101,6 x 101,6 x 3,175 mm) para que haya suficiente espacio para los ejes y la soldadura. El análisis de esfuerzos de dicha barra se muestra a continuación:

Propiedades de la sección seleccionada (figura A.5 del apéndice):

$$I_x = I_y = 8,22 p l g^4 = 3412422,32 mm^4 \quad ; \quad A = 3,59 p l g^2 = 2316,1 mm^2$$

Barra en posición vertical:

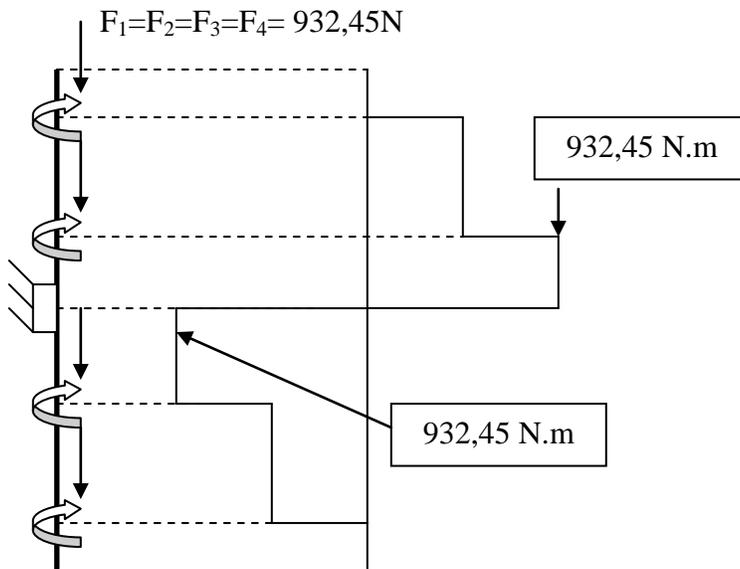


Figura 4.35 Diagramas de cargas y momento flector del soporte de los ejes (Vertical).

Flexión:

$$\sigma = \frac{932450 * 101,6 / 2}{3412422,32} = 13,88 MPa$$

Compresión:

$$\sigma = \frac{2 * 932,45}{2316,1} = 0,8 MPa$$

$$\sigma_{res} = 13,88 + 0,8 = 14,68 MPa$$

$$N = \frac{414}{14,68} = 28,2$$

Factor de seguridad bastante elevado, pero la sección se seleccionó para coincidir con las dimensiones de los ejes y facilitar la soldadura, y para reducir la deflexión de los ejes con la barra en estado horizontal.

Barra horizontal:

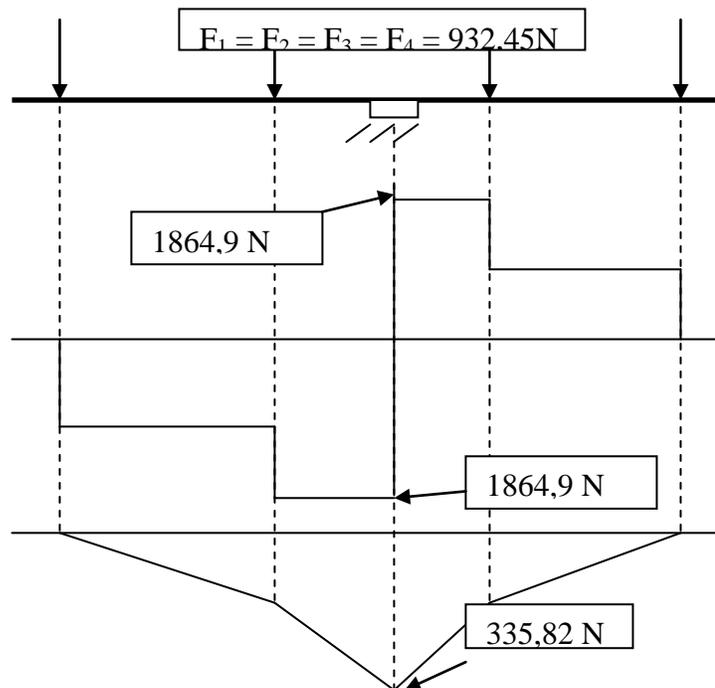


Figura 4.36 Diagramas de cargas, corte y momento flector del soporte de los discos (Horizontal).

Flexión:

$$\sigma = \frac{3358201 * 01,6/2}{3412422,32} = 5MPa$$

Corte:

$$\tau = \frac{2 * 932,45}{2316,1} = 0,8MPa$$

Torsión:

$$T = \frac{4 * 932,45 * 1000}{2} = 1864900Nm$$

Como se trata de una sección no circular el esfuerzo cortante debido a torsión se determina con la ecuación 4.29:

$$\tau = \frac{T}{Q} \quad \mathbf{4.29}$$

donde:

$$Q = 2 * t * (a - t) * (b - t) \text{ (Ver figura 2.6)}$$

T: Torque total aplicado a la pieza.

$$Q = 2 * 3,175 * (101,6 - 3,175) * (101,6 - 3,175) = 61515,5$$

$$\tau = \frac{1864900}{61515,5} = 30,32MPa$$

$$\tau_{total} = 30,32 + 0,8 = 31,16MPa$$

El esfuerzo combinado de la ecuación 4.13 queda como:

$$\sigma = \sqrt{5^2 + 3 * 31,16^2} = 54,2 MPa$$

$$N = \frac{414}{54,2} = 7,64$$

Factor de seguridad alto pero aceptable. Para determinar la deflexión debido al momento torsor se utiliza la ecuación 4.30:

$$\theta = \frac{T * L}{G * K} \quad \mathbf{4.30}$$

donde T es el torque máximo aplicado, L la longitud de la barra, θ la deflexión y G es el módulo de elasticidad a cortante, que para los aceros es 80 GPa, y:

$$K = \frac{2 * t * (a - t)^2 * (b - t)^2}{a + b - 2 * t} \quad (\text{Ver figura 2.6})$$

$$K = \frac{2 * 3,175 * (101,6 - 3,175)^2 * (101,6 - 3,175)^2}{101,6 + 101,6 - 2 * 3,175} = 3027331,64 mm^4$$

$$\theta = \frac{1864900 * 500}{80000 * 3027331,64} = 3,85 * 10^{-3} rad = 0,22^\circ$$

De esta manera, el extremo en voladizo de los ejes deflectará un máximo de:

$$Y = L * \text{sen}(\alpha) = 1000 * \text{sen}(0,22^\circ) = 3,85 mm \quad (\text{En posición horizontal}).$$

Recordando que este perfil se seleccionó debido a las dimensiones requeridas para soldar los ejes al soporte y a que debe deflectar lo menos posible para evitar la caída accidental de los discos y/o separadores.

Eje de acople a la base:

Para la soldadura del soporte de los ejes al eje de acople a la base, se selecciona tentativamente un eje hueco de diámetro externo 70 mm, se consideran sometidas a los mismos esfuerzos que el soporte debido a que es en ese mismo punto donde se concentran los mayores esfuerzos, más el peso propio del material, por lo que:

$$P = P_{lineal} * L * g \quad \mathbf{4.31}$$

donde:

P: Peso de la barra de soporte de los ejes.

P_{lineal} : Peso por metro de longitud de la barra de soporte de los ejes.

g: Gravedad.

$$P = 18,16 * 0,5 * 9,81 = 89,07 N$$

$$F = 932,45 * 4 + P = 4 * 932,45 + 89,07 = 3818,87 \text{ N}$$

donde:

F: Carga total soportada por el eje de acople.

P: Peso de la barra de soporte de los ejes.

$$M = 1864900 Nm$$

$$\frac{442,64}{7} = \sqrt{\left(\frac{1864900}{0,707 * h * \pi * 35^2}\right)^2 + 3 * \left(\frac{3818,87}{1,414 * \pi * 35 * h}\right)^2} \rightarrow h = 10,86mm$$

Para el dimensionado del diámetro interno del eje de acople con la base (Ver figura 4.32), se consideran los mismos esfuerzos que para la soldadura, pero el momento será un poco mayor debido al espesor del soporte de los ejes y al peso del mismo. Con lo que se obtiene:

$$M = 4 * 932,45 * \left(\frac{1000}{2} + 101,6\right) + 89,07 * 25,4 = 2246110,06Nmm$$

$$\frac{414}{2} = \sqrt{\left(\frac{32 * 2246110,06 * 70}{\pi * (70^2 - D_i^2)}\right)^2 + 3 * \left(\frac{4 * 3818,87}{\pi * (70^2 - D_i^2)}\right)^2} \rightarrow D_i = 63,5 \text{ mm}$$

Base:

Luego se debe evaluar la viga vertical de la base. Para este caso se selecciona una viga de sección rectangular de 4 x 2 x 1/8 pulg (101,6 x 50,8 x 3,175 mm). Para la que se realiza el siguiente análisis:

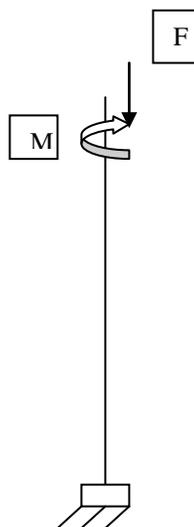


Figura 4.37 Diagramas de cargas, corte y momento de la viga vertical de la base.

La viga se encuentra sometida únicamente a esfuerzos de flexión y compresión. Donde el momento y el corte son los mismos que se consideraron para el eje que se acaba de calcular. Entonces:

$$A = 2,59 p \lg^2 = 1670,96 \text{mm}^2$$

$$I_x = 1,54 p \lg^4 = 640996,4 \text{mm}^4$$

$$\sigma_{total} = \left(\frac{2246110,06 * 50,8/2}{640996,4} \right) + \left(\frac{4 * 932,45 + 89,07}{1670,96} \right) = 91,29 \text{ MPa}$$

$$N = \frac{414}{91,29} = 4,53$$

Es un factor de seguridad un poco alto pero hay que recordar que se quieren evitar deflexiones para prevenir la caída de los discos y separadores, así como también tener una forma que facilite el trabajo con los ejes. Para determinar el equilibrio del sistema, se verifica el punto de aplicación de la normal, de manera de colocar la base por lo menos hasta ese punto para evitar el volcamiento, en la figura 4.37 se muestra un esquema de la distribución de cargas en el dispositivo. Se procede de la siguiente manera:

$$X_{normal} = \frac{\sum F_i * X_i}{\sum F_i} \quad \mathbf{4.32}$$

donde:

F_i : Cada una de las fuerzas aplicadas al sistema.

X_i : La distancia de aplicación de F_i respecto a un punto de referencia.

Estableciendo como punto de referencia la parte inferior trasera de la base:

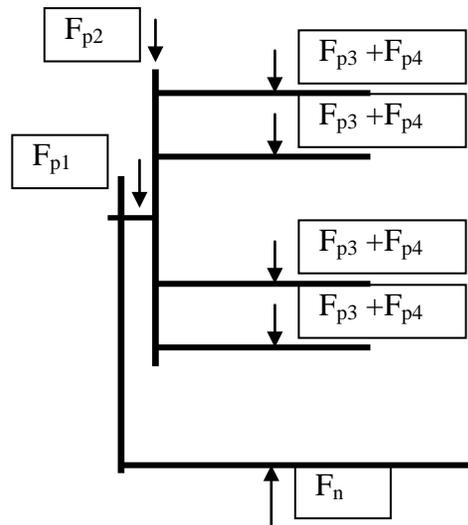


Figura 4.38 Diagramas de cargas del sistema.

donde:

F_{p1} : Fuerza debido al peso propio de la viga vertical de la base.

F_{p2} : Fuerza debido al peso propio del soporte de los ejes.

F_{p3} : Fuerza debido al peso propio de los ejes.

F_{p4} : Fuerza debido al peso propio de los discos y separadores.

F_n : Fuerza normal.

$$F_{p1} = P_{lineal} * L * g = 1,08 * 13,11 * 9,81 = 138,9N$$

$$F_{p2} = 89,07N ; \text{Ya calculado.}$$

$$F_{p3} = 16,69N ; \text{Ya calculado.}$$

$$F_{p4} = 915,76N ; \text{Ya calculado.}$$

$$X_{p1} = 50,8/2 = 25,4mm$$

$$X_{p2} = 50,8 + 101,6/2 = 101,6mm$$

$$X_{p4} = X_{p3} = 50,8 + 101,6 + 1000/2 = 601,6$$

$$X = \frac{138,9 * 25,4 + 89,07 * 101,6 + 16,69 * 4 * 601,6 + 915,76 * 4 * 601,6}{138,9 + 89,07 + 16,69 * 4 + 915,76 * 4}$$

$$X = 570\text{mm}$$

Si se construye la base de 570 mm se asegura que no vuelque hacia adelante debido al peso de los discos y separadores, pero para asegurar que ningún movimiento brusco o errático del equipo lo produzca, se construirá de 600 mm más el ancho de la barra vertical de la base. Ya que se determinaron las cargas máximas del dispositivo cargado, se puede determinar el peso total para seleccionar unas ruedas para poder movilizarlo debido a que se debe retirar un poco de la máquina de corte para poder iniciar el proceso, y se debe aproximar nuevamente a la hora del cambio de discos.

$$F_{p,\text{total}} = F_{p1} + F_{p2} + F_{p3} + F_{p4} = 138,9 + 4 * 89,07 + 4 * 16,69 + 4 * 915,76 = 4224,98 \text{ N}$$

$$P_{\text{Total}} = \frac{F_{p,\text{total}}}{g} = \frac{4224,98}{9,81} = 430,68 \text{ kg}$$

Se considera colocar 3 ruedas, una en la parte posterior de la base y una en cada una de las alas frontales. Entonces:

$$P_{\text{Rueda}} = \frac{P_{\text{Total}}}{3} = \frac{430,68}{3} = 143,56 \text{ kg}$$

Con este peso se busca en catálogos de fabricantes de ruedas industriales y se consiguen marca LAG, serie DWP Ruedas de goma de 200 mm, que soportan una

carga de 180 kg, y tienen una altura total hasta la placa de soporte de 235 mm lo que implica disminuirle esta medida a la altura de la base, lo cual sólo favorece el diseño.

Ahora se procede a determinar el cordón de soldadura de la base, la cual está sometida a flexión pura, debido a que la fuerza que puede ejercer esfuerzo cortante es absorbida por la viga vertical contra el suelo. Se selecciona una viga igual a la vertical (4 x 2 x 1/8 pulg) y un electrodo AWG E60xx. De esta manera el análisis de esfuerzos para la soldadura queda de la siguiente forma:

Para arco de soldadura de forma cuadrada, la inercia y el área se calculan según las ecuaciones 4.12 y 4.13 respectivamente:

$$A = 1,414 * h * (b + d) \qquad I_u = \frac{d^2}{6} * (3 * b + d)$$

$$\frac{206,84}{7} = \frac{2056007,06 * 50,8/2 * 6}{0,707 * h * 101,6^2 * (3 * 50,8 + 101,6)} \rightarrow h = 5,72mm$$

Para permitir que el soporte de los ejes gire respecto a la base, se debe colocar entre el eje de acople y la base, un rodamiento. Debido al poco uso que se le dará al equipo y que el soporte de los ejes será girado manualmente, el rodamiento será diseñado para carga estática. Conociendo ya el diámetro interno del rodamiento (70 mm) se procede, según el manual FAG para selección de rodamientos, de la siguiente manera:

$$\text{Carga} = N_{\text{ejes}} * (P_{\text{ejes}} + P_{DyS} + P_{SE}) \qquad \mathbf{4.33}$$

donde:

N_{ejes} : Número de ejes.

P_{ejes} : Peso propio de los ejes.

P_{DyS} : Peso propio de discos y separadores.

P_{BV} : Peso propio del soporte de los ejes.

$$\text{Carga} = 4 * (16,69 + 932,45 + 89,07) = 4152,84N$$

En función del uso que se pretenda dar al equipo se establece un factor de servicio. Según se muestra en la bibliografía, se toma f_s como 1 debido a que las exigencias para el rodamiento son muy reducidas.

Sabiendo que el factor de servicio se define según la ecuación 2.44, mostrada a continuación:

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

$$1 = \frac{C_0}{4086,08} \rightarrow C_0 = P_0 = 4152,84N$$

Adicionalmente

$$P_0 = X_0 * F_r + Y_0 * F_a$$

donde:

X_0 : Factor de carga radial.

F_r : Carga radial.

Y_0 : Factor de carga axial.

F_a : Carga axial.

En este caso $F_a/F_r \leq 0,8$, por lo que $P_0 = F_r$. Entonces:

Buscando con estas características en el catálogo FAG se encuentra que el rodamiento con diámetro interno de 70 mm con C_0 más cercano es el 16014 con un $C_0 = 25$ kN. Aunque la carga que resiste es mucho mayor a la necesaria, es el de menor capacidad para ese diámetro, por lo cual se acepta.

4.5 Estudio económico

En esta sección se investigaron los precios de fabricación de cada equipo según las especificaciones calculadas anteriormente, los costos de realizar el proceso dentro de la empresa, los precios del transporte de las bobinas a la empresa y se compararán con los precios de realizar el servicio de corte con terceros y el consecuente traslado de las bobinas.

4.5.1 Modificaciones necesarias a la máquina de corte longitudinal

Las modificaciones necesarias para este equipo se pueden realizar en el taller de matricería de la empresa, por lo que se calcula el costo de las modificaciones como el tiempo que inviertan los trabajadores que se asignen a la tarea, multiplicado por la porción de los honorarios de dichos trabajadores durante ese periodo de tiempo.

Se estima que el tiempo necesario para dichas modificaciones es de dos semanas, trabajando para tal fin, un matricero y un ayudante. Por lo que:

$$CM = \frac{H_{\text{Matricero/mes}}}{2} + \frac{H_{\text{Ayudante/mes}}}{2} \quad 4.34$$

donde:

$H_{\text{Matricero/mes}}$: Honorarios mensuales del matricero.

$H_{\text{Ayudante/mes}}$: Honorarios mensuales del ayudante.

$$CM = \frac{1521,8}{2} + \frac{1223,88}{2} = Bs. 1372,84$$

4.5.2 Tensor

Debido a la sencillez del dispositivo, éste puede ser fabricado en el taller de mantenimiento de la empresa, por lo que para el cálculo del costo de fabricación de este dispositivo se realiza un cálculo similar al realizado para el equipo de corte longitudinal, con el adicional de los materiales que se requieren para la construcción del tensor.

En la tabla 4.1 se muestra una lista de los materiales requeridos para la fabricación del tensor, dichos materiales fueron cotizados y sus precios también se encuentran tabulados.

Tabla 4.1 Lista de materiales requeridos para la fabricación del tensor.

Elementos	Cantidad	Descripción	Precio Total (Bs.)
Cilindros neumáticos	2	Festo DNG-200-25-PPV-A	19040
Bridas de sujeción	2	Festo FNG-200	1000
Electroválvula	1	Festo CPE24-M2H-3GL-3/8	520
Unidad de mantenimiento	1	Festo FRC-3/8-D-MIDI	1470
Placa de acero 1020	1	300 mm x 1100 mm x 28,1 mm	2279,20
Placa de acero 1020	1	300 mm x 1100 mm x 15,9 mm	1126,65
Placa de acero 1020	1	300 mm x 1100 mm x 19,5 mm	1552,50
Placa de acero 1020	2	300 mm x 1100 mm x 22,42 mm	1552,50
Placa de acero 1020	2	40,9 mm x 32,42 mm x 1 mm	8,80
Placa de acero 1020	4	40 mm x 40 mm x 6,6 mm	17,60
Tornillos	4	M14 x 2 x 30 x 40	25,52
Total General			28592,77

Adicionalmente a la adquisición de estos equipos, se estima que el tiempo de construcción del dispositivo es de un mes y que requiere la participación de únicamente el soldador y un ayudante, por lo que la estimación del costo de fabricación (*CF*) se determina a partir de la ecuación 4.35.

$$CF = H_{\text{soldador/mes}} + H_{\text{ayudante/mes}} + TG \quad 4.35$$

donde:

$H_{\text{soldador/mes}}$: Honorarios del soldador al mes.

$H_{\text{ayudante/mes}}$: Honorarios del ayudante al mes.

TG: Total general de materiales requeridos.

Se investigó acerca de los honorarios del soldador y el ayudante y son Bs. 1521,80 y Bs. 1223,88 respectivamente. Por lo que el costo de fabricación queda de la siguiente manera:

$$CF = 1521,80 + 1223,88 + 28592,77 = Bs. 31338,45$$

4.5.3 Bancada

Como se expuso con anterioridad, las modificaciones necesarias para la bancada son bastante sencillas y se pueden realizar también dentro de la empresa, este caso se resuelve de manera similar al anterior; en la tabla 4.2 se muestra una lista de materiales necesarios para las modificaciones, con lo que se procede de la siguiente manera:

Tabla 4.2 Lista de materiales necesarios para la modificación de la bancada.

Elementos	Cantidad	Descripción	Precio Total
Filtro	1	740 mm x 1000 mm	20
Placa de acero	2	660 mm x 35 mm x 5 mm	10
Total General			30

Debido a que las placas deben ser modificadas para convertirlas en guías, se considera también el costo de estas modificaciones, donde sólo participa un matricero cuyos honorarios mensuales son de Bs. 1521,80 durante dos horas por guía, de la siguiente manera:

$$CM = H_{\text{matricero/mes}} * \frac{h_{\text{invertidas}}}{h_{\text{hábiles}}} + TG \quad 4.36$$

donde:

$H_{\text{matricero/mes}}$: Honorarios mensuales del trabajador de matricería.

$h_{\text{invertidas}}$: Horas invertidas por el trabajador de matricería para fabricar una guía.

$h_{\text{hábiles}}$: Horas hábiles al mes del trabajador de matricería.

$$CM = 1521,80 * \frac{4}{160} + 30$$

$$CM = Bs. 68,045$$

4.5.4 Dispositivo para facilitar el cambio de discos

Este dispositivo también es de fácil fabricación, por lo que se fabricará dentro de la empresa, en la tabla 4.3 se muestra una lista de los materiales necesarios para este fin. La estimación económica de la inversión se realiza de manera similar a la del tensor, por lo que se procede de la siguiente manera:

Tabla 4.3 Lista de materiales necesarios para la fabricación del dispositivo para el cambio de discos.

Elemento	Cantidad	Descripción	Precio Total (Bs.)
Tubo redondo de acero 1040	4	70 mm x 68 mm x 1000 mm	53,33
Tubo redondo de acero 1040	1	70mm x 64 mm x 60 mm	10
Tubo rectangular de acero 1040	1	4" x 2" x 60 mm	1,83
Tubo cuadrado de acero 1040	1	4" x 4" x 600 mm	47,75
Tubo rectangular de acero 1040	1	4" x 2" x 900mm	76,00
Tubo rectangular de acero 1040	1	4" x 2" x 600 mm	18,30
Tubo rectangular de acero 1040	1	4" x 2" x 150 mm	4,58
Ruedas de goma	3	LAG DWP Φ 100 mm	300
Rodamiento radial de bolas	1	FAG 16014	280
Total General			791,79

El tiempo de fabricación de este dispositivo también se estima de dos semanas, utilizando la misma cantidad de trabajadores que para el tensor, por lo que:

$$CF = \frac{H_{\text{soldador/mes}}}{2} + \frac{H_{\text{ayudante/mes}}}{2} + TG \quad 4.37$$

$$CF = \frac{1521,80}{2} + \frac{1223,88}{2} + 791,79 = Bs. 2164,63$$

4.5.5 Discos

Los discos de corte seleccionados con anterioridad, debido a que se trata de una herramienta de alta precisión y que están disponibles en el mercado, se decide adquirirlos en vez de fabricarlos. Para este fin, la empresa posee un proveedor conocido el cual les ha suplido con anterioridad este tipo de productos y es a este proveedor a quien se le solicitarán los nuevos discos para el equipo. Los separadores también los fabrica el mismo proveedor, en la Tabla 4.4 se muestra una cotización de la cantidad de separadores que se consideraron necesarios para realizar los cortes de los anchos requeridos por la empresa. Los costos de los discos y de los separadores se muestran a continuación.

Tabla 4.4 Cotización de los separadores.

Longitud	40	37	22	19	11	10	5,5
Cantidad	22	36	14	20	4	6	8
Precio Sub-Total (\$)	615	1006	226	324	38	57	71
						Total (\$)	2337

Total en separadores: 2337 \$ = Bs. 10049,1

Costo de los discos: 50 \$ c/u = Bs. 215

Cantidad: 19

Costo total en discos: 950 \$ = Bs. 4085

$$TG = 10049,1 + 4085 = Bs. 14134,1$$

4.5.6 Factibilidad

Para determinar la rentabilidad del proyecto, se compara el costo de realizar el servicio en otra empresa (la cual se llamará opción A), con el costo de instalar las máquinas necesarias para el mismo dentro de la empresa (a lo cual llamaremos opción B). Esto se hace de la siguiente manera:

Opción A:

Actualmente el costo del servicio de corte se lleva a cabo en la empresa Policorte, S.A., donde se cargan Bs. 0,21 por cada kg de material cortado. En promedio, cada mes se envía una orden de 15.000 kg para ser cortados en dicha empresa. Adicionalmente, se debe pagar en transporte de material la cantidad de Bs 3.500 por cada orden de esta magnitud. Por lo que en total, la inversión trimestral realizada por la empresa es:

$$I_t = 0,21 * 15000 + 3500 = Bs. 6650$$

Opcion B:

Los gastos asociados a realizar el servicio de corte dentro de la empresa son: La inversión inicial y los honorarios de los operarios de los equipos de la línea (dos operarios). Por lo que se procede de la siguiente manera:

La inversión inicial (II) queda como:

$$II = CF_{Tensor} + CF_{Bancada} + CF_{DCD} + TG_{Discos} + CM_{MCL} \quad 4.38$$

donde:

CF_{Tensor} : Costo de fabricación del tensor.

$CM_{Bancada}$; Costo de modificación de la bancada.

CF_{DCD} : Costo de fabricación del dispositivo para el cambio de discos.

TG_{Discos} : Total general del costo de los discos de corte.

CM_{MCL} : Costo de modificación de la máquina de corte longitudinal.

$$II = 1372,84 + 14134,1 + 2164,63 + 60,045 + 31338,45 = Bs. 49070$$

Los honorarios de los trabajadores de la línea serían de aproximadamente Bs. 1500 mensuales c/u. Adicionalmente, se pudo observar que aun con el equipo de corte en condiciones no favorables, el tiempo de ejecución de la tarea de corte para aproximadamente esta cantidad de material es de una semana, por lo que los operarios podrán ser reasignados a otras labores mientras se consume el material procesado. De esta manera, los honorarios mensuales de los operarios por concepto de corte de material son:

$$H_{Corte} = \frac{H_{Operario} * N_{Operarios}}{4} = \frac{1500 * 2}{4} = Bs. 750$$

Comparación:

El banco donde se conserva el dinero para esta clase de proyectos ofrece una remuneración anual del 8%, por lo que este será el mínimo interés que se desea percibir del proyecto.

En una línea de tiempo los proyectos se verían de la siguiente forma:

Opción A:

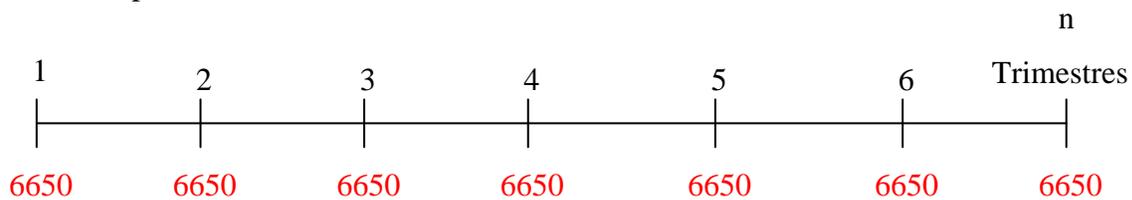


Figura 4.39 Flujo monetario en el tiempo para la opción A.

Opción B:

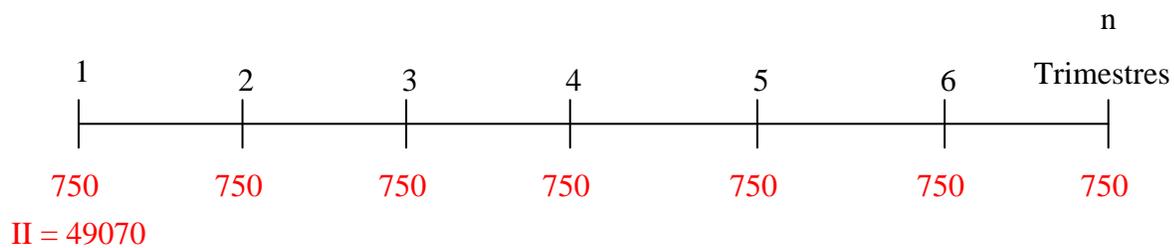


Figura 4.40 Flujo monetario en el tiempo para la opción B.

Con la ayuda de la ecuación de valor presente de anualidades fijas en n períodos (ecuación 4.39):

$$P = \frac{A}{i} * \left(1 - \frac{1}{(1+i)^n} \right) \quad 4.39$$

donde:

P: Valor presente.

A: Anualidades fijas.

i: Tasa de interés.

n: Período de estudio

Se grafica el valor presente de ambas opciones respecto al tiempo hasta observar que las líneas se crucen en un punto, el cual es el punto donde ambas opciones son igual de ventajosas, a partir de ese punto, la opción de menor costo trimestral resulta más rentable.

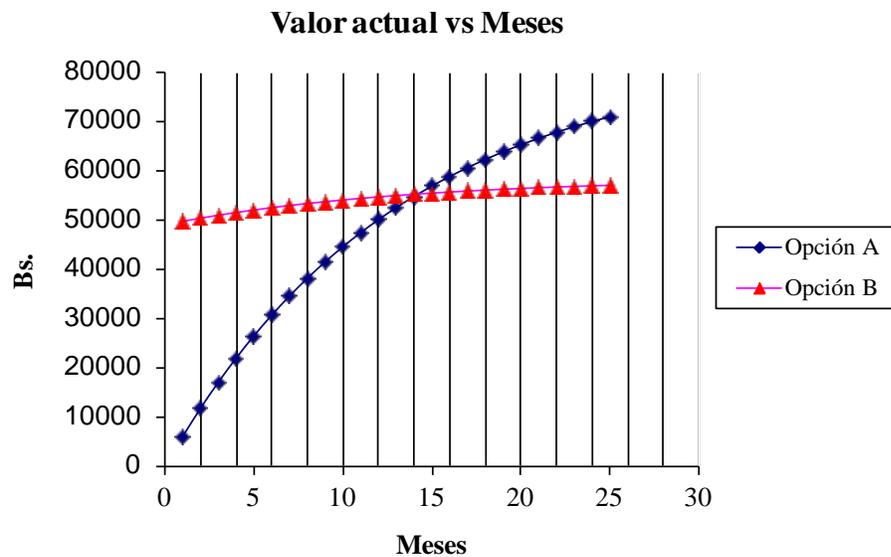


Figura 4.41 Gastos vs. tiempo para las opciones A y B.

Como se observa en la figura 4.40, aproximadamente en el 14avo mes la opción B resulta más rentable al incurrir en menores gastos. Con lo que se determina que para un período de estudio de 1,5 años, la opción B es rentable.

Conclusiones

Luego de realizado el estudio de esfuerzos del eje considerando efectos de fatiga y el cálculo de la potencia requerida para realizar la nueva cantidad de cortes se logra determinar que, aun cuando el equipo de corte longitudinal no fue adquirido para la cantidad de cortes que ahora se requiere, es capaz de soportar las cargas que esta nueva cantidad implica. Por lo que las únicas modificaciones que se realizan son para facilitar el cambio de discos.

Habiendo estudiado las características necesarias para la bancada se determinó la implementación de fieltro en la superficie de la misma, el suavizado de la entrada del material a la bancada y la utilización de unas guías laterales que impidieran que el material se saliera del recorrido adecuado.

Las modificaciones necesarias para la máquina de corte son pocas, pero al compararlas con el beneficio que se obtiene con ellas resulta una inversión muy

rentable y de gran beneficio tanto para el proceso, al hacerlo más fluido, como para la empresa, al disminuir el costo del proceso.

Un dispositivo tensor con dos placas planas recubiertas de fieltro y presionadas entre sí, resultó la mejor opción para asegurar el correcto formado de las bobinas. Este mecanismo sencillo se logra implementar debido a que genera una tensión uniforme a lo ancho de la lámina y durante todo el proceso de corte.

Un dispositivo giratorio manual con cuatro ejes alineados resulta la mejor opción para facilitar el proceso de cambio de discos. Gracias a este dispositivo y a las modificaciones en el equipo de corte, se reducirán drásticamente los tiempos de puesta a punto de este último y se aumentará la seguridad en el proceso debido a que no es necesario manipular partes pesadas de los equipos.

Debido a la gran inversión inicial del proyecto, se requiere un período de 4 años para recuperar la inversión y empezar a percibir los beneficios que este proyecto trae consigo. No obstante, el sólo hecho de ser independiente de la capacidad de otras empresas es un beneficio que se percibe desde el primer día de trabajo de la línea de corte dentro de la empresa.

Recomendaciones

Se recomienda la implementación de un diafragma neumático adherido a la placa 2 del tensor de manera que la fuerza se distribuya más uniformemente a lo ancho de la lámina para evitar problemas en el enrollado.

Como se mostró con anterioridad, el tiempo de utilización de los equipos de la línea de corte es bastante reducido, así como también lo es el costo de operación, por lo que se sugiere se implemente el tiempo restante para ofrecer servicio de corte a terceros, con lo que se reduciría dramáticamente el tiempo de recuperación de la inversión.

Referencias Bibliográficas

Acevedo V. (2005). *Estudio de los procesos de corte de cinta galvanizada para ser utilizados en la implementación de normas ISO 9001:2000*. Trabajo de Grado. Universidad de San Carlos de Guatemala, Guatemala.

Álvarez, P. (2002). *Aplicación de la metodología seis sigma para analizar el proceso de fabricación y ensamble de una estufa doméstica a gas para una empresa manufacturera de línea blanca*. Trabajo de Grado. Escuela supertécnica de Litoral, Guayaquil, Ecuador.

Barcia, K. y Córdoba, W. (2005). *Mejoramiento de la Operación de Preparación de Máquinas Cortadoras de Bobinas de Acero “Slitters” en una Empresa Metalmecánica por Medio del Sistema SMED*. Revista Tecnológica ESPOL, Vol. 18, N. 1, (2005) 85-92.

Carrasco, V. (2004). *Tecnología metálica II*. Trabajo de grado. Universidad mayor de San Simón. Cochabamba, Bolivia.

Catálogo FAG, edición 2000. Barcelona, España.

Hongbing, L. et al (2006). *Altura de rebabas en corte longitudinal de bobinas de aluminio*. J. Manuf. Sci. Eng. Vol 128 (1). (2006) 46-56.

López, T. (1976). *Troquelado y estampación*. Gustavo Gili, S.A. (5^a ed.). Barcelona, España.

Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (4^a ed.) México, Pearson Educación.

Mott, R. L. (1996). *Resistencia de materiales aplicada* (3^a ed.). México, Prentice-Hall

Norton, R. L. (1999). *Diseño de Máquinas*. Mexico. Pearson Educación

Shigley, E. (1985). *Diseño en Ingeniería Mecánica* (3^a ed.). México. McGraw Hill.

Salueña, X. y Nápoles, A. (2000). *Tecnología mecánica*. Barcelona. Edicions UPC.

Theis, E. (1996). *Slitting and Shearing of Coiled Sheet and Strip*. ASM Metals Handbook. Vol. 14 (4), 1537-1554.

Theis E. (1999). *Handbook of metalforming processes*. New York. CRC Press.

Wisselink, H. (2000). *Análisis de guillotinado y corte continuo, simulación de elementos finitos*. Trabajo de Grado. Universidad Twente. Enschede, Holanda.

Wikipedia, enciclopedia libre. (2001). [On-line].

Disponible en: <http://es.wikipedia.org>

Apéndices

Tabla A.1 Claros verticales y horizontales para corte longitudinal (Theis, 1996).

Espesor a cortar		Claro	
mm	pulg	mm	pulg
Vertical solapado			
0,25	0,010	0,08	0,003
0,51	0,020	0,18	0,007
0,76	0,030	0,25	0,010
1,07	0,042	0,36	0,014
1,24	0,049	0,43	0,017
1,50	0,059	0,56	0,022
1,73	0,068	0,51	0,020
2,11	0,083	0,46	0,018
2,41	0,095	0,38	0,015
2,59	0,102	0,33	0,013
3,02	0,119	0,18	0,007
3,40	0,134	0,13	0,005
3,81	0,150	0,00	0,000
Vertical no solapado			
4,27	0,168	0,05	0,002
4,52	0,178	0,10	0,004
4,75	0,187	0,15	0,006
5,08	0,200	0,20	0,008
Horizontal			
0,20 o menos	0,008 o menos	0,000	0,000
0,23-0,25	0,009 to 0,010	0,013	0,0005
0,28-0,48	0,011 to 0,019	0,025	0,001
0,51 o más	0,020 o más	7 a 8% del espesor del material de trabajo	

Tabla A.2 Dimensiones principales de roscas de tornillo de Unified National Standard (Norton 1999).

Tamaño	Diámetro mayor d (in o pulg)	Roscas bastas—UNC			Roscas finas—UNF		
		Hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tensión A_t (in ²)	Hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tensión A_t (in ²)
0	0.0600	—	—	—	80	0.0438	0.0018
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258
1/4	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187
1/2	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030
5/8	0.6250	11	0.5069	0.2260	18	0.5528	0.2560
3/4	0.7500	10	0.6201	0.3345	16	0.6688	0.3730
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4617	14	0.7822	0.5095
1	1.0000	8	0.8376	0.6057	12	0.8917	0.6630
1 1/8	1.1250	7	0.9394	0.7633	12	1.0167	0.8557
1 1/4	1.2500	7	1.0644	0.9691	12	1.1417	1.0729
1 3/8	1.3750	6	1.1585	1.1549	12	1.2667	1.3147
1 1/2	1.5000	6	1.2835	1.4053	12	1.3917	1.5810
1 3/4	1.7500	5	1.4902	1.8995			
2	2.0000	4.5	1.7113	2.4982			
2 1/4	2.2500	4.5	1.9613	3.2477			
2 1/2	2.5000	4	2.1752	3.9988			
2 3/4	2.7500	4	2.4252	4.9340			
3	3.0000	4	2.6752	5.9674			
3 1/4	3.2500	4	2.9252	7.0989			
3 1/2	3.5000	4	3.1752	8.3286			
3 3/4	3.7500	4	3.4252	9.6565			
4	4.0000	4	3.6752	11.0826			

Tabla A.3 Dimensiones principales de las roscas para tornillo métrico estándar ISO (Norton 1999).

Diámetro mayor d (mm)	Roscas bastas			Roscas finas		
	Paso p (mm)	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo a tensión A_t (mm ²)	Paso p (mm)	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo a tensión A_t (mm ²)
3.0	0.50	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.44	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.67	1.50	14.16	167.25
18.0	2.50	14.93	192.47	1.50	16.16	216.23
20.0	2.50	16.93	244.79	1.50	18.16	271.50
22.0	2.50	18.93	303.40	1.50	20.16	333.06
24.0	3.00	20.32	352.50	2.00	21.55	384.42
27.0	3.00	23.32	459.41	2.00	24.55	495.74
30.0	3.50	25.71	560.59	2.00	27.55	621.20
33.0	3.50	28.71	693.55	2.00	30.55	760.80
36.0	4.00	31.09	816.72	3.00	32.32	864.94
39.0	4.00	34.09	975.75	3.00	35.32	1028.39

Tabla A.4 Matriz de decisión para la bancada.

Criterio Alternativa de solución	Facilidad de construcción. (8)	Menor costo de inversión. (9)	Menor mantenimiento. (7)	Total.
1	10 80	10 90	8 56	226
2	4 32	5 45	9 63	140
3	3 24	3 27	7 49	100

Tabla A.5 Matriz de decisión para el tensor.

Criterio Alternativa de solución	Facilidad de construcción. (8)	Menor costo de inversión. (9)	Menor Espacio ocupado. (5)	Adaptación al proceso. (10)	Menor mantenimiento. (8)	Total
1	7 56	9 81	9 45	10 100	7 56	338
2	10 80	8 72	10 50	10 100	9 72	374
3	5 40	6 54	8 40	8 80	8 64	278

Tabla A.6 Matriz de decisión para el dispositivo de cambio de discos.

Criterio Alternativa de solución	Facilidad de construcción. (8)	Menor costo de inversión. (9)	Menor espacio ocupado. (5)	Total
1	8 64	8 72	9 45	181
2	9 72	9 81	10 50	203
3	8 64	7 64	8 40	168

Tabla A.7 Matriz de decisión para el sistema de sujeción de los discos.

Alternativa de solución.	Criterio	Facilidad de construcción. (8)	Menor costo de inversión. (9)	Menor espacio ocupado. (9)	Adaptación al proceso. (10)	Facilidad de ubicación. (7)	Total
1		8	8	9	7	9	350
		64	72	81	70	63	
2		10	10	10	10	6	402
		80	90	90	100	42	
3		8	8	7	8	9	342
		64	72	63	80	63	

Tabla A.8 Tamaños de cuñas y tornillos prisioneros para flechas de tamaño en pulgadas estándar en Estados Unidos (Norton 1999).

Diámetros de las flechas (in)	Ancho nominal de la cuña (in)	Diámetro del tornillo prisionero (in)
0.312 < d ≤ 0.437	0.093	#10
0.437 < d ≤ 0.562	0.125	#10
0.562 < d ≤ 0.875	0.187	0.250
0.875 < d ≤ 1.250	0.250	0.312
1.250 < d ≤ 1.375	0.312	0.375
1.375 < d ≤ 1.750	0.375	0.375
1.750 < d ≤ 2.250	0.500	0.500
2.250 < d ≤ 2.750	0.625	0.500
2.750 < d ≤ 3.250	0.750	0.625
3.250 < d ≤ 3.750	0.875	0.750
3.750 < d ≤ 4.500	1.000	0.750
4.500 < d ≤ 5.500	1.250	0.875
5.500 < d ≤ 6.500	1.500	1.000

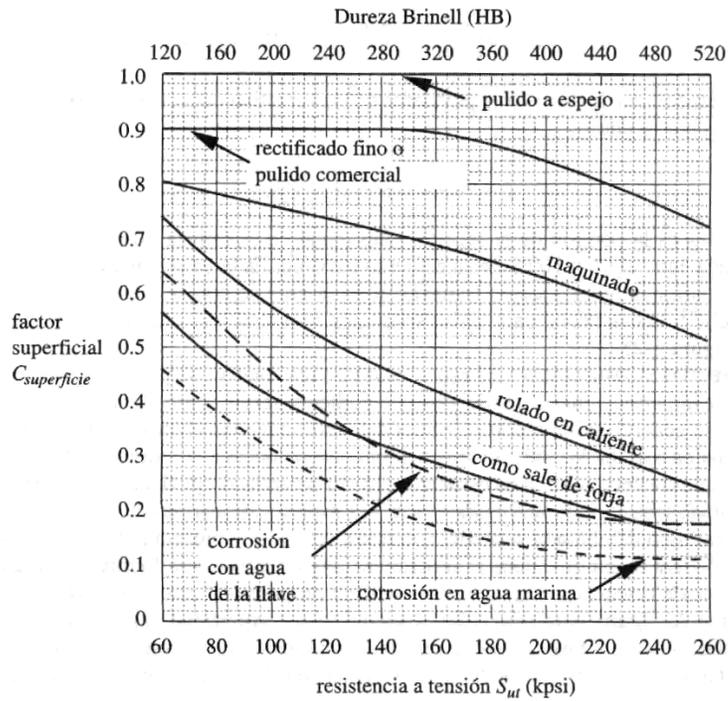


Figura A.1. Factor superficial $C_{Superficie}$ para aceros según su dureza, resistencia última a tracción y acabado superficial (Norton 1999).

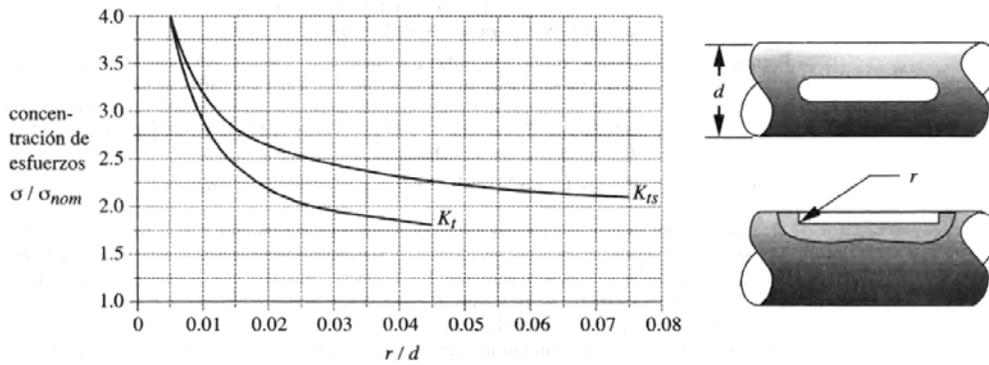


Figura A.2. Factor de concentración de esfuerzos K_t (Norton 1999).

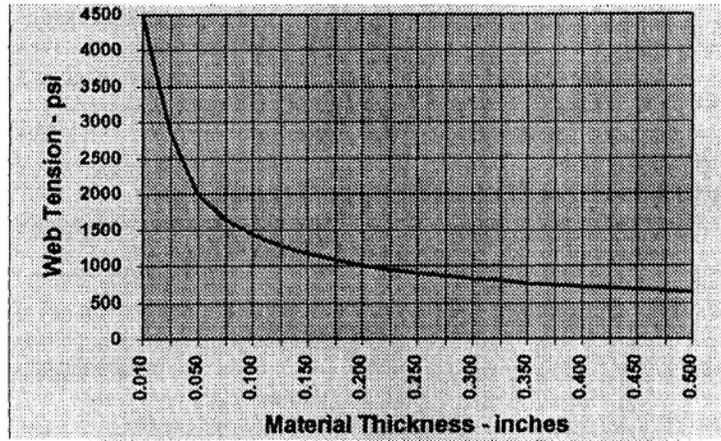


Figura A.3. Esfuerzo de tracción requerido para el correcto enrollado de la lámina (Theis, 1999).

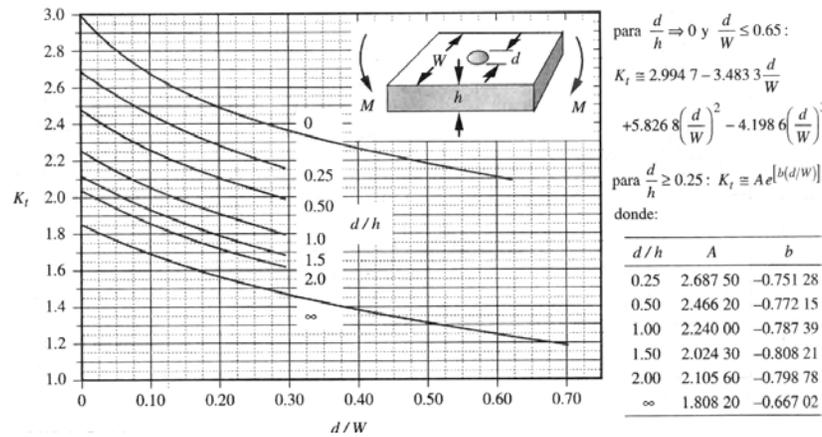
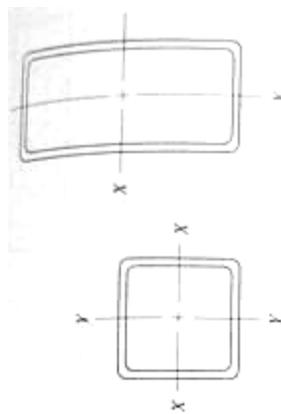


Figura A.4. Factor de concentración de esfuerzos para una placa perforada sometida a momento flector (Norton 1999).



Tamaño	Área (plg^2)	Peso por pie (lb)	Eje X-X			Eje Y-Y		
			I (plg^4)	S (plg^3)	r (plg)	I (plg^4)	S (plg^3)	r (plg)
8 x 8 x 1/2	14.4	48.9	131	32.9	3.03	131	32.9	3.03
8 x 8 x 1/4	7.59	25.8	75.1	18.8	3.15	75.1	18.8	3.15
8 x 4 x 1/2	10.4	35.2	75.1	18.8	2.69	24.6	12.3	1.54
8 x 4 x 1/4	5.59	19.0	45.1	11.3	2.84	15.3	7.63	1.65
8 x 2 x 1/2	4.59	15.6	30.1	7.52	2.56	3.08	3.08	0.819
6 x 6 x 1/2	10.4	35.2	50.5	16.8	2.21	50.5	16.8	2.21
6 x 6 x 1/4	5.59	19.0	30.3	10.1	2.33	30.3	10.1	2.33
6 x 4 x 1/2	4.59	15.6	22.1	7.36	2.19	11.7	5.87	1.60
6 x 2 x 1/2	3.59	12.2	13.8	4.60	1.96	2.31	2.31	0.802
4 x 4 x 1/2	6.36	21.6	12.3	6.13	1.39	12.3	6.13	1.39
4 x 4 x 1/4	3.59	12.2	8.22	4.11	1.51	8.22	4.11	1.51
4 x 2 x 1/2	2.59	8.81	4.69	2.35	1.35	1.54	1.54	0.770
3 x 3 x 1/2	2.59	8.81	3.16	2.10	1.10	3.16	2.10	1.10
3 x 2 x 1/2	2.09	7.11	2.21	1.47	1.03	1.15	1.15	0.742
2 x 2 x 1/2	1.59	5.41	0.766	0.766	0.694	0.766	0.766	0.694

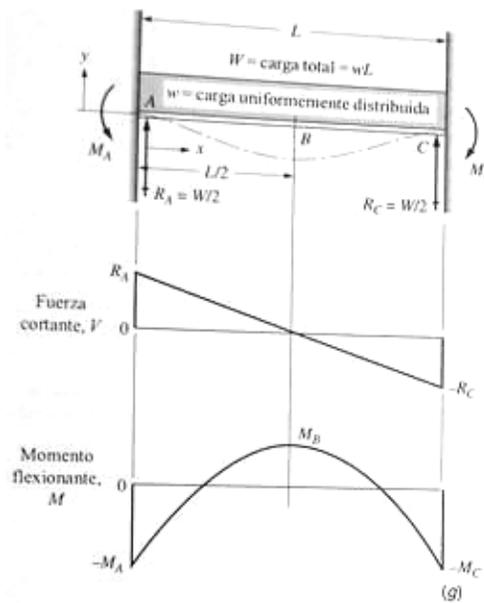
* Datos tomados de varias fuentes. Los tamaños relacionados son una pequeña muestra de los tamaños disponibles.

Ejemplo de tamaño: $6 \times 4 \times 1/2$

6 = peralte vertical (plg), 4 = ancho (plg), $1/2$ = espesor de pared (plg)

I = momento de inercia, S = módulo de sección, r = radio de giro

Figura A.5. Propiedades de tubería estructural de acero, cuadrada y rectangular (Mott, 1996).



$$y_B = y_{\max} = \frac{-W * L^3}{384 * E * I}$$

donde:

W: Carga total soportada por la barra.

L: Longitud total de la barra.

E: Modulo de elasticidad de la barra.

I: Inercia de la sección transversal de la barra.

Figura A.6. Barra empotrada en ambos extremos soportando una carga uniformemente distribuida (Mott, 1996).