

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA TROQUELADORA
SEMIAUTOMÁTICA PARA CORTE DE CUERO DE RES DE UNA
CAPACIDAD DE CINCO TONELADAS**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

PATRICIO RAFAEL MENA MIRANDA

patme88@hotmail.com

Director: ING. MARIO GERMAN GRANJA RAMÍREZ.

mariogranja@gmail.com

Quito, Febrero 2015

DECLARACIÓN

Yo, Patricio Rafael Mena Miranda, declaro que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación personal; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Escuela Politécnica Nacional, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, de acuerdo a lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la Normativa Institucional vigente.

Patricio Rafael Mena Miranda

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por el señor Patricio Rafael Mena Miranda, bajo nuestra supervisión.

Ing. MARIO GRANJA
DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. HOMERO VALLADARES
COORDIRECTOR

AGRADECIMIENTO

A Dios por haberme permitido llegar a estas instancias y nunca haberme abandonado a pesar de mis múltiples errores y siempre estar a mi lado.

A mis padres Patricio y Nancy por su apoyo incondicional y nunca dejarme desfallecer y sobre todo por haberme esperado y confiado en mí hasta este momento de mi vida.

A mi hermano Oscar por el gran apoyo que ha significado para mí a lo largo de todos estos años universitarios.

A mi hermana Salito que con su ternura y carisma siempre me ha apoyado.

A toda mi familia y amigos por su apoyo incondicional a lo largo de toda mi vida y en especial a lo largo de mi carrera universitaria.

A la Escuela Politécnica Nacional en especial a la Facultad de Ingeniería Mecánica donde juntos con Profesores, compañeros y amigos he podido disfrutar de grandes momentos y recuerdos que se quedaron impresos en mi memoria por siempre.

DEDICATORIA

Este trabajo va dedicado en especial para mis padres Patricio y Nancy, ya que sin ellos esto no sería posible.

A toda mi familia y amigos que confiaron en mí y esperaron a que este momento llegara.

CONTENIDO

CAPÍTULO 1	1
FUNDAMENTOS TEÓRICOS	1
1.1 LA INDUSTRIA DEL CUERO	1
1.1.1 <i>Historia</i>	1
1.1.2 <i>La piel de los animales como materia prima</i>	3
1.1.3 <i>Curtido del cuero</i>	3
1.1.4 <i>Evolución del cuero en el ecuador</i>	5
1.2 SITUACIÓN ACTUAL.....	6
1.2.1 <i>Producción y variedades en ecuador</i>	7
1.3 PROCESOS DE CORTE DEL CUERO	7
1.3.1 <i>Proceso de corte manual</i>	7
1.3.2 <i>Proceso de corte automático o semiautomático</i>	8
1.3.3 <i>Troquelación</i>	9
CAPÍTULO 2	16
2.1 IDENTIFICACIÓN DE LA NECESIDAD	16
2.2 CASA DE LA CALIDAD	16
2.2.1 <i>Voz del usuario</i>	17
2.2.2 <i>Voz del ingeniero</i>	17
2.2.3 <i>Análisis de la casa de la calidad</i>	20
2.2.4 <i>Conclusiones de la casa de la calidad</i>	21
2.2.5 <i>Especificaciones técnicas por requerimientos del usuario</i>	21
2.2.6 <i>Especificaciones técnicas de la máquina</i>	22
2.3 ANÁLISIS FUNCIONAL	24
2.3.1 <i>Definición</i>	24
2.3.2 <i>Diagramas funcionales</i>	24
2.3.3 <i>Análisis de los diagramas funcionales</i>	25
2.4 SELECCIÓN DE SISTEMAS NECESARIOS PARA LA TROQUELADORA EN BASE A LOS MÓDULOS OBTENIDOS.....	27
2.4.1 <i>Módulo de corte</i>	27
2.4.2 <i>Parámetros a considerar en la comparación y selección de alternativas</i>	30

2.4.3	<i>Valoraciones y factores de incidencia</i>	30
2.4.4	<i>Módulo estructural</i>	33
2.4.5	<i>Módulo de control o de automatización</i>	38
2.5	RESPUESTAS DE CADA MÓDULO	43
2.6	DESCRIPCIÓN FINAL.....	43
CAPÍTULO 3		45
DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA		45
3.1	DISEÑO DEL SISTEMA ESTRUCTURAL	45
3.1.1	<i>Diseño de la mesa de corte</i>	45
3.1.2	<i>Cálculo del espesor y deflexión de la mesa de corte</i>	56
3.1.3	<i>Cabeza de corte</i>	68
3.1.4	<i>Diseño del bastidor</i>	70
3.2	DISEÑO DE LA SOLDADURA.....	78
3.2.1	<i>Perfiles soldados a la mesa de corte</i>	78
3.3	DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO	83
3.3.1	<i>Fundamentos</i>	83
3.3.2	<i>Elementos que conforman el sistema hidráulico</i>	83
3.3.3	<i>Parametros de diseño Hidráulico</i>	84
3.4	DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL	92
3.4.1	<i>Funcionamiento</i>	92
CAPÍTULO 4		95
SIMULACIÓN DEL PROCESO DE CORTE		95
4.1	COMPROBACION DE ESFUERZOS.....	95
CAPÍTULO 5		98
ANÁLISIS DE COSTOS		98
5.1	ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS	98
5.1.1	<i>Costo de materia prima</i>	98
5.1.2	<i>Costos de fabricación</i>	99
5.1.3	<i>Costos del sistema hidráulico</i>	99
5.1.4	<i>Costos del sistema de control</i>	99

5.1.5	<i>Costo total directo</i>	100
5.2	ANÁLISIS DE LOS COSTOS INDIRECTOS	100
5.3	COSTO TOTAL	101
CAPÍTULO 6	102
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	102
6.1	CONCLUSIONES	102
6.2	RECOMENDACIONES.....	103
BIBLIOGRAFÍA	104

INDICE DE ANEXOS

ANEXOS	105
ANEXO A. Especificaciones técnicas de rodamientos de bola fag.	106
ANEXO B. Especificaciones técnicas del cojinete.....	108
ANEXO C. Especificaciones técnicas del perfil tipo I.	109
ANEXO D. Especificaciones técnicas del electrodo e 6012.	110
ANEXO E. Especificaciones técnicas del cilindro hidráulico.	111
ANEXO F. Especificaciones técnicas del motor trifásico.....	113
ANEXO G. Especificaciones técnicas de la bomba hidráulica.	114
ANEXO H. Guía para la selección del diámetro interior de la manguera (caudal y velocidad)	115
ANEXO I. Especificaciones técnicas de la manguera de succión.	116
ANEXO J. Especificaciones técnicas de la manguera de presión.....	117
ANEXO K. Especificaciones técnicas del fluido hidráulico.	118
ANEXO L. Especificaciones técnicas de la válvula accionada por solenoide. ...	121
ANEXO M. Especificaciones técnicas de la válvula de control.....	123
ANEXO N. CD con simulación de ensamble y movimiento de corte de la troqueladora.	125
ANEXO O. Especificación del proceso de soldadura (wps)	126

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 2. 1. ESPECIFICACIONES EN FUNCIÓN DEL USUARIO	22
TABLA 2. 2 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA MÁQUINA	23
TABLA 2. 3 VALORACIÓN DE CADA PARÁMETRO	31
TABLA 2. 4 VALORACIÓN CON RESPECTO A LA SEGURIDAD	31
TABLA 2. 5 VALORACIÓN CON RESPECTO A LA FUERZA DE CORTE.....	31
TABLA 2. 6 VALORACIÓN CON RESPECTO AL COSTO	32
TABLA 2. 7 VALORACIÓN CON RESPECTO A LA VIDA ÚTIL.....	32
TABLA 2. 8 VALORACIÓN CON RESPECTO AL MONTAJE	32
TABLA 2. 9 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA.....	32
TABLA 2. 10 VALORACIÓN DE CADA PARÁMETRO	36
TABLA 2. 11 VALORACIÓN CON RESPECTO A LA RESISTENCIA ESTRUCTURAL.....	37
TABLA 2. 12 VALORACIÓN CON RESPECTO A LA ERGONOMÍA	37
TABLA 2. 13 VALORACIÓN CON RESPECTO AL COSTO	37
TABLA 2. 14 VALORACIÓN CON RESPECTO A LA VIDA ÚTIL	37
TABLA 2. 15 VALORACIÓN CON RESPECTO AL MANTENIMIENTO.....	38
TABLA 2. 16 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	38
TABLA 2. 17 VALORACIÓN DE CADA PARÁMETRO	41
TABLA 2. 18 VALORACIÓN CON RESPECTO A LA SEGURIDAD.....	42
TABLA 2. 19 VALORACIÓN CON RESPECTO A LA FACILIDAD DE USO	42
TABLA 2. 20 VALORACIÓN CON RESPECTO A LA VIDA ÚTIL.....	42
TABLA 2. 21 VALORACIÓN CON RESPECTO AL COSTO	42
TABLA 2. 22 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	43
TABLA 3. 1. TABLA DE MOMENTOS VS DISTANCIAS	54
TABLA 3. 2 ESFUERZO MÁXIMO DE FLEXIÓN Y FACTOR DE SEGURIDAD EN FUNCIÓN DE PARÁMETROS ESTABLECIDOS.....	66
TABLA 3. 3 VELOCIDADES RECOMENDADAS EN MANGUERAS HIDRÁULICAS	87
TABLA 3. 4 DIÁMETROS INTERNOS DE LAS MANGUERAS HIDRÁULICAS	88
TABLA 5. 1 COSTOS DE MATERIA PRIMA.	98
TABLA 5. 2 COSTOS DE FABRICACIÓN.....	99
TABLA 5. 3 COSTOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO.....	99
TABLA 5. 4 COSTOS DEL SISTEMA DE CONTROL.....	100

TABLA 5. 6 COSTO TOTAL DIRECTO.	100
TABLA 5. 7 COSTOS INDIRECTOS.....	100
TABLA 5. 8 COSTO TOTAL.....	101

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1. 1. ARTÍCULOS DE CUERO PARA VESTIMENTA	2
FIGURA 1. 2. ARTÍCULOS DE CUERO PARA DEPORTES	2
FIGURA 1. 3. CUERO CURTIDO	4
FIGURA 1. 4. CUCHILLAS PARA CORTE DE CUERO	8
FIGURA 1. 5. DIFERENTES TIPOS DE BURILES	8
FIGURA 1. 6. PROCESO DE TROQUELADO SIMPLE	9
FIGURA 1. 7. TROQUELADORA CON PMI CERCANO AL PUNTO DE APLICACIÓN	10
FIGURA 1. 8. CORTADORA CH-820 CON CAPACIDAD DE 20 TONELADAS	11
FIGURA 1. 9. TROQUELADORA Ks-922 CON BRAZO DE OSCILACIÓN HIDRÁULICA	13
FIGURA 1. 10. TROQUELADORA CH-858 CON CABEZA DE CORTE HIDRÁULICA	14
FIGURA 2. 1 CASA DE LA CALIDAD	19
FIGURA 2. 2 DIAGRAMA FUNCIONAL NIVEL 0.....	24
FIGURA 2. 2 DIAGRAMA FUNCIONAL DE LOS NIVELES 1 Y 2.....	25
FIGURA 2. 3 ESQUEMA DE UN SISTEMA HIDRÁULICO	27
FIGURA 2. 4 ESQUEMA DE UN SISTEMA NEUMÁTICO.....	29
FIGURA 2. 5 ESTRUCTURA DE LATERALES RESTOS.....	33
FIGURA 2. 6 ESTRUCTURA DE LATERALES RESTOS.....	34
FIGURA 2. 7 ESTRUCTURA DE BLOQUE O TIPO BANDERA.....	35
FIGURA 2. 8 PULSADORES.....	39
FIGURA 2. 9 PLC.....	40
FIGURA 2. 10 ESQUEMA DE LA TROQUELADORA.....	44
FIGURA 3. 1. ESQUEMA DE LA MESA DE CORTE	46
FIGURA 3. 2 VIGA CON CARGA PUNTUAL.....	46
FIGURA 3. 3 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA VIGA	47
FIGURA 3. 4 DIAGRAMA DE CORTE DE LA VIGA	47
FIGURA 3. 5 DIAGRAMAS DE MOMENTOS CORTANTE Y FLECTOR DE LA VIGA.....	48
FIGURA 3. 6 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA VIGA	49
FIGURA 3. 7 CORTE DE LA VIGA.....	50
FIGURA 3. 8 DIAGRAMAS DE MOMENTOS CORTANTE Y FLECTOR DE LA VIGA.....	51
FIGURA 3. 9 DIAGRAMA CUERPO LIBRE DE LA VIGA.....	51
FIGURA 3. 10 CORTE DE LA VIGA.....	52

FIGURA 3. 11 DIAGRAMAS DE MOMENTOS CORTANTE Y FLECTOR DE LA VIGA.....	53
FIGURA 3. 12 GRÁFICA DE DISTANCIA ENTRE SOPORTES Y FUERZAS VS MOMENTOS	55
FIGURA 3. 13 DIAGRAMA DE LA MESA DE CORTE	56
FIGURA 3. 14 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA MESA.....	56
FIGURA 3. 15 DIAGRAMA DEL CORTE DE LA VIGA.....	57
FIGURA 3. 16 PLACA RIGIDIZADA	63
FIGURA 3. 17 ESQUEMA DE LA MESA DE CORTE CON LOS RIGIDIZADORES	67
FIGURA 3. 18 DIAGRAMA DE LA CABEZA DE CORTE.....	68
FIGURA 3. 19 CABEZA DE CORTE ACOPLADA AL CILINDRO POR MEDIO DE COJINETE.	69
FIGURA 3. 20 DIAGRAMA DE LA MESA CON SUS SOPORTES Y CABEZA DE CORTE	71
FIGURA 3. 21 DIAGRAMA DE UN SOLO SOPORTE DE LA MEZA DE CORTE	71
FIGURA 3. 22 DIAGRAMA TODOS LOS SOPORTES DE LA MEZA DE CORTE	75
FIGURA 3. 23 ESQUEMA DEL PERFIL A SOLDAR	79
FIGURA 3. 24 TANQUE PRESURIZADO.....	90
FIGURA 3. 25 VÁLVULAS ACCIONADAS POR SOLENOIDE	91
FIGURA 3. 26 VÁLVULA DE CONTROL DIRECCIONAL	92
FIGURA 3. 27 POSICIONES DE LA TROQUELADORA.....	92
FIGURA 3. 28 ESQUEMA DEL SISTEMA DE CONTROL	93
FIGURA 4. 1 ASIGNACIÓN DE MATERIAL, SOPORTES Y CARGA A LA MEZA DE CORTE.....	95
FIGURA 4. 2 MALLA DE SIMULACIÓN ESTÁTICA	96
FIGURA 4. 3 COMPROBACIÓN DE ESFUERZOS MEZA DE CORTE.....	96
FIGURA 4. 4 COMPROBACIÓN DESPLAZAMIENTOS ESTÁTICOS.	97

Resumen

El proyecto de titulación consiste en el diseño y simulación de una troqueladora semiautomática para corte de cuero de res de una capacidad de cinco toneladas.

El capítulo 1 inicia con fundamentos teóricos sobre la industria del cuero, su historia, la piel de los animales como materia prima, el proceso de curtido del material, la situación actual y producción en Ecuador y los procesos de corte del cuero: proceso manual, semiautomático y automático.

En el capítulo 2 se realiza el planteamiento y selección de las alternativas de diseño por medio de la ingeniería concurrente, se identifica la necesidad para la cual se va a diseñar la máquina y se realiza la casa de la calidad, por medio de esta se obtiene las especificaciones técnicas y el análisis funcional donde se obtienen los sistemas por los que está conformada la troqueladora y finalmente la selección de cada uno de estos.

El capítulo 3 consiste en el diseño de cada uno de los sistemas que conforman la troqueladora, se empieza por el diseño del sistema estructural, se continua con el sistema hidráulico y finaliza con el diseño del sistema de control.

El capítulo 4 consiste en la simulación del ensamble y del proceso de corte de la troqueladora por medio del software SolidWorks.

En el capítulo 5 se realiza el análisis económico del proyecto, costos directos e indirectos para el diseño y fabricación de la troqueladora.

Y para terminar el capítulo 6 consta de las conclusiones y recomendaciones obtenidas a lo largo del desarrollo del proyecto.

Presentación

La industria del cuero en el país ha tenido un repunte económico importante a lo largo de los últimos años, tanto es su crecimiento que en muy poco tiempo se pudo convertir en uno de los pilares para sostener la economía nacional.

Este crecimiento ha ocasionado que las grandes, medianas y pequeñas empresas en el país dedicadas a la manufactura del cuero tengan la necesidad de adquirir maquinaria para mejorar sus procesos de manufactura y producción.

Las grandes empresas en Ecuador pueden darse el lujo de importar maquinaria a altos costos debido a que en el país no existen fábricas destinadas a la construcción de máquinas de este tipo, pero el pequeño y mediano empresario en muchos de los casos no tiene los recursos económicos para obtener este tipo de herramientas y los procesos de manufactura del cuero se los realiza de forma tradicional generalmente manual, uno de estos procesos es el corte del cuero.

De aquí la idea del presente proyecto de una troqueladora semiautomática para corte de cuero de res con una capacidad de cinco toneladas, cuyo objetivo es ayudar al pequeño y mediano empresario a adquirir una máquina a un costo accesible que le permita optimizar su proceso de corte y mejorar sus condiciones de trabajo.

CAPÍTULO 1

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

1.1 LA INDUSTRIA DEL CUERO

1.1.1 HISTORIA¹

El cuero es uno de los materiales más útiles con los que ha contado la humanidad a través de la historia, constituye la aplicación más antigua de la industria textil y su producción manufacturera se fundamenta en la necesidad de proteger la piel de los animales del endurecimiento y de la putrefacción.

El primer uso que tuvo el cuero fue para vestimenta, pero con el paso del tiempo se fueron descubriendo nuevas formas de utilizarlo como por ejemplo; por soldados que lo incorporaban como parte de sus cascos y escudos, por marinos que convertían el cuero en velas y cubiertas de grandes buques o por hombres que simplemente utilizaban el cuero para realizar pergaminos. De esta manera el cuero se fue convirtiendo en uno de los materiales más versátiles y necesarios.

Hoy en día la industria del cuero es una de las importantes ya que constituye la materia prima para la fabricación de diversos productos en diferentes ámbitos como por ejemplo:

- Como herramienta: en la que el cuero es usado en correas de transmisión para maquinaria.
- En la industria manufacturera: se usa como materia prima para la fabricación de equipo de seguridad industrial como guantes, botas, overoles.
- En vestimenta: el mayor uso del material es para ropa de abrigo y calzado, además de otros accesorios como carteras, cinturones, gorros (Ver figura 1.1).

¹ <http://www.ecured.cu/index.php/Cuero>



Figura 1. 1. Artículos de cuero para vestimenta

Fuente: <http://www.tattoopins.com/482/ropa-para-invierno-21-ideas-esta-temporada-veintipico/>

- En el deporte: principalmente en la equitación en donde se lo utiliza para los arneses de la caballería, en el ciclismo el cuero es utilizado como forro de asientos, en deportes de contacto como como el futbol, el básquetbol o el boxeo donde los implementos para estos están hechos principalmente de cuero, como balones o guantes (Ver figura 1.2).



Figura 1. 2. Artículos de cuero para deportes

Fuente: <http://www.photaki.com>

- En la industria automotriz: donde se lo utiliza principalmente en los asientos y otros accesorios del automóvil como las moquetas.

1.1.2 LA PIEL DE LOS ANIMALES COMO MATERIA PRIMA²

El material de partida para la preparación del cuero lo constituyen la piel de los animales. Esta piel se la obtiene de una capa de tejido que recubre a los animales y que tiene propiedades de resistencia y flexibilidad bastante apropiadas para su posterior manipulación. La piel en bruto se obtiene de toda clase de ganado vacuno como toros, bueyes, vacas, y terneros, además de las pieles de oveja , piel de cabra, piel de cerdo, piel de caballo y muchas pieles especiales de animales salvajes, animales acuáticos y reptiles. La capa de piel es separada del cuerpo de los animales, se elimina el pelo o lana, y posteriormente se la somete a un proceso de curtido.

1.1.3 CURTIDO DEL CUERO³

El curtido del cuero (ver figura 1.3) consiste en convertir el material putrescible en una superficie que en condiciones ordinarias no se deteriora y que al ser mojada y posteriormente secada no se endurece. Para lograr este efecto se utilizan varios productos naturales como el tanino que se extrae de plantas como el roble y el sauce, también sales de cromo que se obtienen de un mineral de hierro y cromo; aceites de ballena, foca, bacalao y curtientes sintéticos.

Para realizar un buen curtido el cuero pasa por tres etapas que son:

- Preparación
- Curtido y otros tratamientos químicos
- Terminación de la superficie

² <http://laindustriadelcuero.blogspot.com/>

³ <http://es.wikipedia.org/wiki/Curtido>



Figura 1. 3. Cuero curtido

Fuente:<http://www.pielesycurtidos.com/blog/2010/01/cuero-preparacion-curtidos-acabado-pieles/>

1.1.3.1 PREPARACIÓN

La preparación de las pieles comienza curándolas con sal. Esto puede hacerse con sal húmeda, salando fuertemente las pieles y prensándolas en paquetes durante unos 30 días, o bien con salmuera (agua con alta concentración de sal disuelta), agitando las pieles en un baño salado durante unas 16 horas. Las pieles se mojan luego en agua limpia para eliminar la sal y en una solución de cal y agua para ablandar el pelo. La mayoría del pelo se elimina entonces usando una máquina y quitando los restos a mano con un cuchillo romo, proceso conocido como labrado.

1.1.3.2 CURTIDO Y OTROS TRATAMIENTOS QUÍMICOS

El curtido puede ser realizado con métodos vegetales o minerales. Antes del curtido las pieles se limpian de pelos, grasa y sal y se remojan en agua por un periodo de 6 horas a 2 días. Para prevenir el daño de las pieles por crecimiento bacteriano durante este periodo, se usan biocidas, luego de esto se procede el curtido correspondiente sea este vegetal o mineral.

El curtido vegetal usa tanino (sustancia que se usa para convertir la piel cruda de los animales en cuero obtenida de las plantas o mediante una mezcla de agua y alcohol) y las pieles se estiran sobre marcos y se sumergen durante varias semanas en cubas con concentraciones crecientes de tanino. La piel curtida vegetalmente es flexible y se usa para maletas y muebles.

El curtido mineral usa cromo y las pieles toman un color azulado, este curtido es más rápido que el vegetal (menos de un día es necesario para el proceso) y produce un cuero extensible que es excelente para bolsos y prendas de vestir.

1.1.3.3 TERMINACIÓN DE LA SUPERFICIE

En esta etapa se da la apariencia final al cuero y es muy importante ya que aquí el producto adquiere su valor comercial. Dependiendo de la finalidad deseada, la piel puede ser encerada, enrollada, lubricada, inyectada con aceite, cortada, afeitada y, por supuesto, teñida.

1.1.4 EVOLUCIÓN DEL CUERO EN EL ECUADOR⁴

El manejo del cuero en el país tiene una historia relevante desde tiempos muy antiguos, como la época de la colonia en donde gran parte de la vestimenta de la población era de este material, su uso en la caballería era muy importante y en la que el proceso de curtido y producción se lo realizaba artesanalmente, pero con el avance del tiempo, el crecimiento de las ciudades, el manejo del cuero en el país empieza a cambiar.

A principios del siglo XIX cuando aparece el automóvil y reemplaza la caballería los artículos de cuero empiezan a disminuir notablemente es aquí donde la industria del cuero se enfoca principalmente en la vestimenta.

El desarrollo de la industria del cuero hasta el año 1970 mantiene un nivel artesanal en donde se lo curtía y la mayoría de productos procedentes de este material se los obtenía manualmente, pero de aquí en adelante surgen una serie de factores como el crecimiento de la población que obligaba a los productores a disminuir los tiempos de fabricación debido a la creciente demanda, y el desarrollo tecnológico llevan a este sector a empezar una industrialización.

A finales de los setentas la industria del cuero se consolida y se asienta principalmente en las provincias de la sierra ecuatoriana convirtiéndose

⁴ <http://www.proecuador.gob.ec/exportadores/sectores/cuero-y-textiles/>

Tungurahua en la más importante, ya que alberga el mayor número de empresas dedicadas a obtener productos de este material.

Pero no todo ha sido positivo en la industria del cuero en el país, también ha pasado por crisis muy duras debido principalmente al ingreso masivo de productos extranjeros que resultaban más baratos, pero que tenían poco tiempo de vida útil, llevándolo incluso al borde de la desaparición. Afortunadamente se tomaron medidas para salvar a la industria como por ejemplo la sustitución estratégica de importaciones y la prohibición de la exportación de cuero salado que era la principal materia prima para esta industria.

Actualmente la industria del cuero ha tenido un crecimiento importante gracias a la inversión en tecnología y la protección del producto nacional, ubicándola como uno de los pilares de la economía nacional.

1.2 SITUACIÓN ACTUAL⁵

La industria del cuero en el país ha tenido un crecimiento muy importante en los últimos años, razón por la cual actualmente es uno de los sectores más importantes en la economía del país. Según un estudio realizada por la Flacso Ecuador junto con el ministerio de industrias y productividad las provincias con mayor producción de artículos de cuero se encuentran en la Sierra ecuatoriana, siendo Tungurahua la que posee mayor porcentaje a nivel nacional con el 75.6% de la actividad artesanal dedicada a esta rama, convirtiendo a la industria del cuero en un referente del comercio local, nacional e internacional.

La industria tiene un gran desarrollo en materia de diseño y especialización, además se encuentra inmersa en procesos de tecnificación cada vez más avanzados con un gran desarrollo especialmente en las provincias de Tungurahua, Azuay, Pichincha y Guayas.

⁵ <https://www.flacso.edu.ec/portal/pnTemp/PageMaster/dvwqb97pv9quz2d9pwwqomo3wnqad7.pdf>

1.2.1 PRODUCCIÓN Y VARIEDADES EN ECUADOR⁶

Según los datos de la página web del Instituto de promoción de exportaciones e inversiones Ecuador produce alrededor de 350 mil cueros y pieles al año. Una buena parte de la demanda se orienta al mercado interno del calzado, marroquinería y confecciones, y gran parte del cuero y pieles se exporta.

Entre los principales productos que se realizan en la industria del cuero tenemos:

- Prendas de vestir y complementos
- Equipo de protección industrial
- Manufacturas
- Productos especiales
- Muebles

1.3 PROCESOS DE CORTE DEL CUERO

El proceso de corte de cuero ha tenido una gran avance tecnológico, ya que años atrás el proceso se lo realizaba exclusivamente de forma manual, hoy en día existen muchas máquinas que ayudan al empresario a realizar el proceso de corte de forma automática o semiautomática.

1.3.1 PROCESO DE CORTE MANUAL⁷

Después de que el cuero se ha curtido se empieza el proceso de corte, el corte manual no es complicado pero requiere mucho más tiempo que un corte automático o semiautomático.

Primero se ubica el cuero sobre una base generalmente una plancha de goma especial, y se utilizan distintos tipos de cuchillas para cortar el cuero (Ver figura 1.4), cada una con un uso determinado. Se usa un cúter para cortes totales, usando uno de mayor tamaño para la piel de vaca y bisturís de punta afilada para realizar cortes más precisos.

⁶ <http://www.proecuador.gob.ec/exportadores/sectores/cuero-y-textiles/>

⁷ <http://artedecor-cuerosdecordoba.blogspot.com/p/inventario.html>



Figura 1. 4. Cuchillas para corte de cuero

Fuente: <http://artedecor-cuerosdecordoba.blogspot.com/p/inventario.html>

Además se utilizan otro tipo de herramientas como el burile (Ver figura 1.5) que se utiliza para trazar, grabar, matizar o repujar la superficie del cuero, o los socabocados y punzones que son los utensilios necesarios para coser el cuero.



Figura 1. 5. Diferentes tipos de buriles

Fuente: <http://artedecor-cuerosdecordoba.blogspot.com/p/inventario.html>

1.3.2 PROCESO DE CORTE AUTOMÁTICO O SEMIAUTOMÁTICO⁸

El corte de cuero automatizado se lo realiza con máquinas desarrolladas específicamente para este objetivo, haciendo del corte un proceso más preciso, más rápido y sobre todo más eficiente.

Actualmente el mercado ofrece maquinaria especializada en corte de cuero, que no sólo facilita la manipulación de las pieles, sino que además evita la pérdida de material gracias a la precisión de los trazos, reduce los desperdicios, la repetición

⁸ http://www.revista-mm.com/ediciones/rev67/maquinaria_cuero.pdf

de procesos y por ende, favorece los costos de producción y la economía de las empresas que las emplean, uno de los procesos utilizados es la troquelación.

1.3.3 TROQUELACIÓN

1.3.3.1 DEFINICIÓN⁹

Es una operación mecánica que se utiliza para realizar agujeros en chapas de metal, láminas de plástico, papel, cartón o cuero. Para realizar el troquelado se utilizan desde simples mecanismos de accionamiento manual hasta sofisticadas prensas mecánicas de gran potencia.

El proceso de troquelado más simple con el que se puede entender la operación con facilidad es el que se utiliza para realizar agujeros en las hojas de papel para carpetas, cuadernos, libretas o diferentes tipos de anillados como se muestra en la figura 1.6.



Figura 1. 6. Proceso de troquelado simple

Fuente: <http://artedecor-cuerosdecordoba.blogspot.com/p/inventario.html>

1.3.3.2 DESCRIPCIÓN DE UNA TROQUELADORA¹⁰

Las troqueladoras son máquinas que acumulan energía mediante un volante de inercia y la transmite mecánicamente o neumáticamente a un troquel o matriz mediante un sistema de biela-manivela.

⁹ <http://es.scribd.com/doc/107088039/Troquelacion#scribd>

¹⁰ <http://es.wikipedia.org/wiki/Troquelaci%C3%B3n>

La fuerza generada por la máquina varía a lo largo de su recorrido en función del ángulo de aplicación de la fuerza. Cuanto más próximo esté el punto de aplicación al Punto Muerto Inferior mayor será la fuerza como se muestra en la figura 1.7.



Figura 1. 7. Troqueladora con PMI cercano al punto de aplicación

Fuente: <http://www.tecommaquinaria.com/troquelado/142-troqueladora-ref-4.html>

Los elementos básicos de una troqueladora son el troquel que tiene la forma y dimensiones del agujero que se quiera realizar, y la matriz de corte por donde se inserta el troquel cuando es impulsado de forma enérgica por la potencia que le proporciona la máquina y genera un golpe seco y contundente sobre la chapa, produciendo el de la misma.

1.3.3.3 USOS MÁS FRECUENTES¹¹

Estas máquinas se emplean en operaciones de corte, estampado, doblado y embuticiones pequeñas. No son adecuadas para embuticiones profundas al aplicar la fuerza de forma rápida y no constante. No obstante el desarrollo de prensas con cinemática compleja ha hecho posible que puedan usarse para embuticiones más profundas y con aceros de alta resistencia elástica, ya que este tipo de prensas

¹¹ <http://es.wikipedia.org/wiki/Troquelaci%C3%B3n>

mecánicas reduce su velocidad cerca del PMI pudiendo deformar la chapa sin romperla. Actualmente la aparición de servoprensas, también conocidas como prensas eléctricas, ha hecho posible emular cualquier ciclo de funcionamiento con estas máquinas pudiendo usarse incluso en sustitución de prensas hidráulicas, prensas de palanca acodadas, etc.

1.3.3.4 TROQUELADORAS PARA CORTE DE CUERO EXISTENTES

Actualmente existen varios modelos de cortadoras disponibles en el mercado a continuación se realiza una descripción de tres modelos, los más utilizados actualmente, posteriormente las características de estas máquinas van a utilizarse en la casa de la calidad del capítulo 2.

1.3.3.4.1 Troqueladora Ch-820 con brazo hidráulico con capacidad de 20 toneladas¹²

La troqueladora CH-820 con brazo hidráulico con una capacidad de 20 toneladas permite realizar el corte de material perpendicularmente a la mesa, su brazo de corte no oscila en ninguna dirección se mantiene permanentemente en la posición de corte como se muestra en la figura 1.8.



Figura 1. 8. Cortadora Ch-820 con capacidad de 20 toneladas

Fuente:<http://spanish.alibaba.com/product-gs/ch-820-20ton-swing-arm-hydraulic-leather-strip-cutting-machine-1093403026.html>

¹²<http://spanish.alibaba.com/product-gs/ch-820-20ton-hydraulic-swing-arm-leather-die-cutter-press-machine-1078729180.html>

A continuación se describen las especificaciones técnicas y las características de la máquina.

1.3.3.4.2 Especificaciones técnicas de la máquina

- Modelo: ch-820
- Dimensiones: 100*90*143 cm
- Zona de corte: 100*50 cm
- Fuerza de corte: 20 toneladas
- Potencia: 1.5 kw
- Peso neto: 1180Kg
- Tipo: semiautomático

1.3.3.4.3 Características de la máquina

- La máquina produce poco ruido.
- Es de fácil mantenimiento.
- El manejo de la troqueladora no resulta complicado con lo que se puede decir que es de fácil manejo.
- Es una máquina con bajo riesgo de accidentes.
- Se puede realizar un corte de una o varias capas de material a la vez.

1.3.3.4.4 Troqueladora ks-922 con brazo de oscilación hidráulico y una capacidad de 22 toneladas¹³

La troqueladora KS-922 con brazo hidráulico y una capacidad de 22 toneladas realiza el corte en forma perpendicular a la mesa, su brazo oscila alrededor del eje de corte lo que significaría una ventaja en el momento de montar el material, la máquina se muestra en la figura 1.9.

¹³ <http://spanish.alibaba.com/product-gs/hydraulic-die-cutting-press-1248600412.html>



Figura 1. 9. Troqueladora Ks-922 con brazo de oscilación hidráulica

Fuente: http://www.vimtec.es/catalog/product_info.php?products_id=111

A continuación se describen las especificaciones técnicas y las características de la máquina.

1.3.3.4.5 Especificaciones técnicas de la máquina

- Modelo: Ks-922
- Dimensiones: 90*90*140 cm
- Zona de corte: 90*50 cm
- Fuerza de corte: 22 toneladas
- Potencia: 0.75 Kw
- Peso neto: 670Kg
- Tipo: semiautomático

1.3.3.4.6 Características de la máquina

- Se puede aplicar al corte de diversos materiales no metálicos.
- De alta velocidad y bajo consumo de energía.
- Es una máquina de fácil manejo.
- Bajo porcentaje de riesgo de accidentes.
- La fuerza de corte se regula según las necesidades del usuario.

1.3.3.4.7 Troqueladora ch-858 con cabeza de corte móvil¹⁴

La troqueladora CH-858 con cabeza de corte móvil tiene la estructura similar a la de una prensa universal con montantes laterales rectos como se observa en la figura 1.10 su cabeza puede desplazarse horizontalmente y realizar varios cortes en las diferentes zonas del cuero.



Figura 1. 10. Troqueladora Ch-858 con cabeza de corte hidráulica

Fuente: <http://spanish.alibaba.com/product-gs/ch-858-italy-atom-hydraulic-traveling-head-leather-shoemaking-cutting-machine-1793182166.html?s=p>

A continuación se describen las especificaciones técnicas y las características de la máquina.

1.3.3.4.8 Especificaciones técnicas de la máquina

- Modelo: Ch-858
- Dimensiones: 196*75*202 cm
- Zona de corte: 170*50 cm
- Fuerza de corte: 30 toneladas
- Potencia: 1.75 Kw
- Peso neto: 1520Kg

¹⁴<http://spanish.alibaba.com/product-gs/ch-858-italy-atom-hydraulic-traveling-head-leather-shoemaking-cutting-machine-1793182166.html?s=p>

- Tipo: semiautomático

1.3.3.4.9 Características de la máquina

- La cabeza de corte es automática y se mueve horizontalmente con buen funcionamiento del campo visual.
- A pesar de tener cabeza de corte y tener 30 toneladas de capacidad la troqueladora ocupa muy poca energía apenas 1.75kw
- El mantenimiento de la máquina puede ser complicado pero no muy regular.

CAPÍTULO 2

PLANTEAMIENTO Y SELECCIÓN DE LAS ALTERNATIVAS DE DISEÑO

2.1 IDENTIFICACIÓN DE LA NECESIDAD

El diseño de una troqueladora semiautomática para corte de cuero nace debido a la necesidad de ayudar al pequeño y mediano artesano con una máquina de fácil manejo, capaz de soportar grandes cargas de trabajo, que aumente la producción, y sobretodo que se la pueda adquirir a un costo razonable.

2.2 CASA DE LA CALIDAD¹⁵

El método que se utiliza para desarrollar la casa de la calidad es el QFD(quality function deployment) cuyo objetivo principal es asegurar que en la definición de un producto o servicio se han considerado todas las necesidades de los usuarios. Consiste en un proceso estructurado que permite traducir los requerimientos y deseos del usuario en requerimientos técnicos de ingeniería en cada fase del diseño y de la fabricación.

La casa de la calidad consiste de seis pasos que son:

- Voz del usuario: En este paso se consideran todos los deseos y requerimientos del usuario.
- Análisis de competitividad: describe el grado de satisfacción que tiene el usuario, con los productos de la empresa, con respecto los productos de la competencia.
- Voz del ingeniero: detalla los requerimientos técnicos que deben estructurarse para satisfacer las necesidades del usuario.
- Correlaciones: establece las relaciones entre la voz del ingeniero y la voz de los usuarios.

¹⁵ RIBA Carles, "Diseño Concurrente", 2002, Documento pdf, pág 178

- Comparación técnica: es la comparación entre el producto del empresa y el producto de la competencia.
- Compromisos técnicos: establece los potenciales compromisos entre las diferentes características técnicas del producto.

2.2.1 VOZ DEL USUARIO

Para realizar la voz del usuario se toma en cuenta la opinión del Sr Ángel Carrillo operario de la empresa TABRAVI S.A. ubicada en la ciudad de Ambato dedicada a la manufactura del cuero, de la cual resaltan las siguientes características:

- La máquina debe ser de fácil manejo
- El uso de la máquina no tiene que representar riesgo para el operario
- La máquina debe ser capaz de soportar largas jornadas de trabajo
- El mantenimiento de la máquina no tiene que ser complicado
- El costo de adquisición de la máquina tiene que ser accesible
- La máquina debe ser capaz de cortar varias capas de cuero de una sola pasada
- La máquina no tiene que ser ruidosa
- La máquina debe tener buena velocidad de corte

2.2.2 VOZ DEL INGENIERO

Luego de conocidos los requerimientos del usuario se procede con las especificaciones técnicas, estas son las siguientes:

- Ergonomía: El usuario debe sentir comodidad tanto en el ambiente de trabajo como al interactuar con la máquina es decir debe existir una optimización de tres elementos usuario-máquina-ambiente.
- Trabajo continuo: La máquina debe cumplir con una jornada mínima de trabajo de ocho horas continuas.
- Seguridad: La máquina va a brindar seguridad en la operación hacia el usuario, mediante la implementación de un sistema de seguridad para el operario lo cual evita accidentes ya sea por mal manejo o por descuido.
- Mantenimiento: Se tiene que revisar el funcionamiento de la máquina y de cada una de las partes en periodos de tiempo razonables, este

mantenimiento tiene que ser lo más sencillo posible y las piezas no tienen que ser muy costosas se las tiene que poder encontrar fácilmente. (Facilidad de montaje y desmontaje)

- Costos: Se deben disminuir los gastos innecesarios al máximo, utilizando materiales y accesorios de calidad disponibles en el mercado, para la construcción y mantenimiento de la máquina.
- Confiabilidad: La máquina debe realizar las funciones previstas sin incidentes.
- Ruido: La máquina debe cumplir con los estándares y normas de trabajo respecto a los decibeles que puede soportar una persona en una jornada de trabajo.
- Fuerza de corte: La máquina tiene que cumplir con la fuerza de corte establecida en el diseño.
- Velocidad de corte: La velocidad de corte que se va a implementar en la máquina garantizará que tenga la mayor productividad posible, en una jornada laboral de ocho horas mínima.
- Máquina semiautomática: Al no tenerse un proceso industrial masivo, ni una producción en serie, con una máquina semiautomática se cumplen perfectamente las necesidades de corte requeridas por la pequeña y mediana empresa.

A continuación se muestra la figura 2.1 que corresponde al diagrama de la casa de la calidad desarrollado para la troqueladora para corte de cuero.

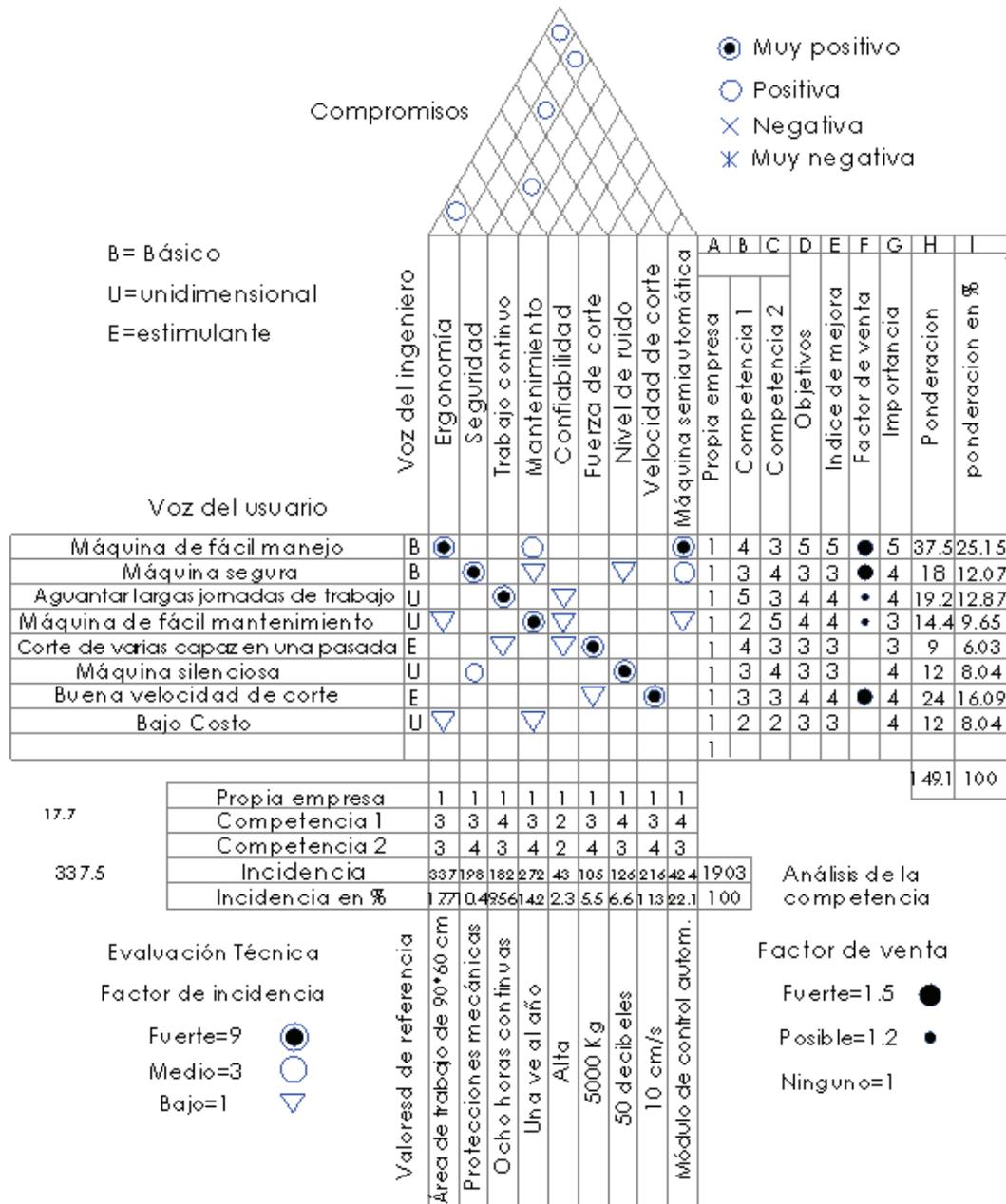


Figura 2. 1 Casa de la calidad

Fuente: Propia

2.2.3 ANÁLISIS DE LA CASA DE LA CALIDAD

En la columna A donde se evalúa el cumplimiento del producto de la empresa, se coloca el valor de 1 ya que todavía no se cuenta con la troqueladora, para las columnas B y C donde se evalúa el cumplimiento de los productos de la competencia, se analizaron máquinas existentes en el mercado, las cuales se encuentran descritas previamente en el capítulo 1.

En la voz del usuario que se observa en la figura 2.1, se encuentran los requerimientos o demandas del usuario, estas se dividen en tres categorías:

- Demandas Básicas, son requerimientos sin los cuales la máquina pierde su objetivo, estos son: máquina de fácil manejo, segura, que soporte largas jornadas de trabajo y que tenga una buena velocidad de corte.
- Demandas Unidimensionales, son demandas que con su mejora aumenta la satisfacción del usuario estas son: máquina de fácil mantenimiento, silenciosa y de bajo costo.
- Demandas estimulantes, se pueden o no se pueden implementar, el usuario no se disgusta si no las encuentra, pero aumentan valor a la máquina en caso de decidir utilizarlas, estas son: corte de varias capaz en una pasada.

En la columna I de la figura 2.1 se encuentra la ponderación de todas las demandas mencionadas anteriormente, se encuentra que las demandas más importantes son cuatro: máquina de fácil manejo, segura, que aguante largas jornadas de trabajo, y con una buena velocidad de corte, para tener un buen diseño se deben implantar todas estas demandas.

En la evaluación técnica mostrada en la figura 2.1, que consiste en la evaluación de la incidencia que tienen las características técnicas en la satisfacción de las demandas del usuario, se observa que las características técnicas más importantes para la satisfacción de las demandas del usuario son: máquina semiautomática seguida por la ergonomía y la seguridad.

2.2.4 CONCLUSIONES DE LA CASA DE LA CALIDAD

Las conclusiones que deja la casa de la calidad son muy claras, con respecto a los requerimientos o demandas del usuario, hay cuatro muy importantes que abarcan el 67% de la ponderación total, el usuario desea una máquina de fácil manejo con esto se evita que se utilice tiempo y dinero en capacitaciones innecesarias, que se pueda trabajar largas jornadas con la máquina sin que esta presenta dificultades de uso y poder aprovecharla al máximo, que tenga una buena velocidad de corte para beneficiar la productividad de la empresa y que sea segura, para de esta manera evitar cualquier tipo de accidentes ya sean por descuido o por alguno uso incorrecto de la máquina.

Con respecto a las especificaciones técnicas se observa que cuatro de ellas abarcan más del 60% de la incidencia, se necesita una máquina semiautomática, ergonómica, segura para el usuario y que soporte trabajo continuo, para tener un buen diseño se debe cumplir con todas estas especificaciones técnicas.

Con respecto al techo de la casa que corresponde a los compromisos técnicos, se observa que todas las especificaciones técnicas son independientes una de la otra, y no se presentan dificultades para el diseño.

Si se cumplen con todos estos aspectos se va a obtener el diseño de una máquina con excelentes características técnicas, eficiente y capaz de competir en el mercado con cualquier otra máquina existente.

2.2.5 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS POR REQUERIMIENTOS DEL USUARIO

Por medio de la casa de la calidad se han establecido las características técnicas de la máquina en base a las demandas del usuario, las cuales se las muestra en la tabla 2.1.

Tabla 2. 1. Especificaciones en función del usuario

ESCUELA POLITECNICA NACIONAL		PRODUCTO: Troqueladora para corte de cuero		Fecha: 20/03/2014
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA				Página: 1/1
ESPECIFICACIONES				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	19/03/2014	C/D	R	Corte de cuero eficiente. Funcionamiento continuo.
		C/D	R	
Seguridad y ergonomía	19/03/2014	C/D	R	Seguridad de uso para el usuario. Facilidad de uso.
		C	D	
Capacidad de corte	19/03/2014	D	R	Fuerza de corte adecuada
Señales y control	19/03/2014	D	R	Pulsadores de mando. Módulos de control para parámetros de trabajo: fuerza y velocidad de corte
		D	R	

Propone: C: cliente ; D: diseñador

R/D: R=requerimiento ; D=deseo

2.2.6 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA MÁQUINA

En base a la casa de la calidad figura 2.1 y la tabla 2.1 se obtienen las especificaciones técnicas de la máquina en la tabla 2.2.

Tabla 2. 2 Especificaciones técnicas de la máquina

ESCUELA POLITECNICA NACIONAL		PRODUCTO: Troqueladora para corte de cuero	Fecha: 20/03/2014	
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			Página: 1/1	
ESPECIFICACIONES				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	19/03/2014	C/D	R	Corte de cuero
		C/D	R	Funcionamiento continuo: 8 horas
Seguridad y ergonomía	19/03/2014	C/D	R	Seguridad de uso para el usuario.
		C	D	Facilidad de uso
Capacidad de corte	19/03/2014	D	R	Fuerza de corte: 5 toneladas
Señales y control	19/03/2014	D	R	Pulsadores controladores de mando.
		D	R	Módulos de control para parámetros de trabajo: velocidad de corte: 5 cm/s

Propone: C: cliente ; D: diseñador

R/D: R=requerimiento ; D=deseo

2.3 ANÁLISIS FUNCIONAL

2.3.1 DEFINICION¹⁶

El análisis funcional tiene como propósito clasificar las acciones y funciones que realiza un componente o un mecanismo para de este modo buscar nuevas soluciones a un problema y obtener mejores productos a menor precio.

Para utilizar el análisis funcional primero se debe establecer todas las funciones de la máquina tanto las primarias como las secundarias, la función primaria es la razón de ser de la máquina es el motivo por el cual el cliente busca la adquisición de ésta, mientras que las funciones secundarias son aquellas que facilitan el desenvolvimiento de la función primaria.

Para establecer las funciones de la troqueladora se utilizan diagramas funcionales en los cuales se van a agrupar todas las funciones en módulos y niveles para luego establecer interfaces adecuadas entre estos.

2.3.2 DIAGRAMAS FUNCIONALES

El primer diagrama funcional corresponde al nivel 0 y contiene la función global de la máquina la cual se la presenta a continuación en la figura 2.2

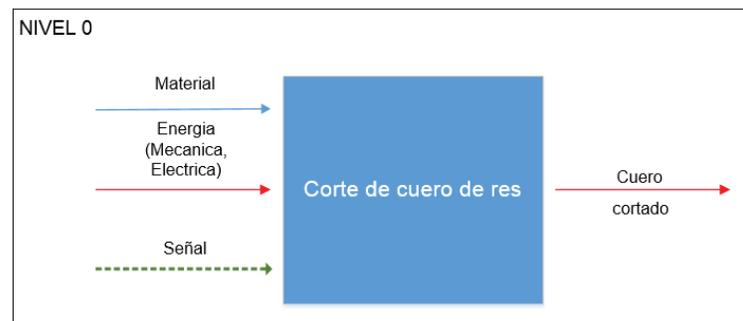


Figura 2. 2 Diagrama funcional nivel 0

Fuente: Propia

¹⁶ RIBA Carles, "Diseño Concurrente", 2002, Documento pdf, pág 128

A continuación se establecen los diagramas funcionales correspondientes a los niveles 1 y 2.

En la figura 2.3, en el nivel 1 se detallan de manera más minuciosa las funciones de la troqueladora y en el gráfico del nivel 2 en la misma figura, se observan los módulos en los cuales se basa el diseño de la troqueladora.

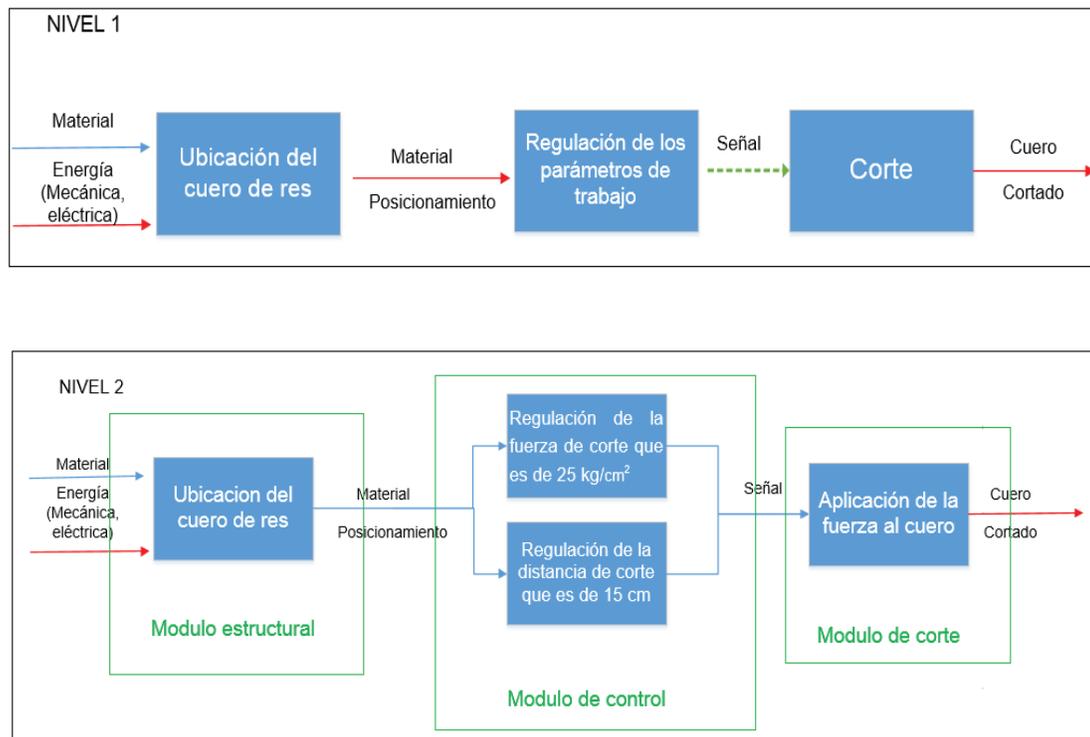


Figura 2. 3 Diagrama funcional de los niveles 1 y 2

Fuente: Propia

2.3.3 ANÁLISIS DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES

Como se observa en el diseño funcional, el nivel máximo es el número dos, y contiene todas las funciones de la máquina para describir su funcionamiento. Como se observa en el diseño funcional, el nivel máximo es el número dos, y contiene todas las funciones de la máquina para describir su funcionamiento.

Como se observa en la figura 2.2 se describe la función primaria de la máquina la cual es el corte de cuero, para que la máquina pueda realizar la función primaria es necesario que se cumpla las siguientes entradas: material, energía y señales de control proporcionadas por los operarios. La entrada que hace referencia a la energía mecánica hace referencia a la cantidad de fuerza realizada por el operario para ubicar la máquina en la posición inicial de corte, la parte en relación a la energía eléctrica hace referencia a la energía que necesita la máquina para arrancar su funcionamiento, la entrada correspondiente a la señal se refiere a la señal de control que debe emitir el operario para que la máquina realice el corte.

En el nivel 1 se observa de manera más detallada las funciones que realiza la máquina para el cumplimiento de la función global y obtener el objetivo final que es el cuero cortado.

En el nivel 2 se observan funciones que no aparecían anteriormente pero no por ello menos importantes que todas las funciones anteriores, esto debido a que en este nivel las funciones se detallan de una manera más minuciosa. Como se observa en la figura 2.3 aparecen funciones bien detalladas como la regulación de la fuerza de corte la cual tiene un valor de 25kg/cm^2 , la distancia de corte que no excede los 15 cm considerando la distancia entre la mesa y el brazo de corte.

Además en el nivel 2 se observa una división en módulos que consiste en dividir al producto en varios bloques o módulos funcionales, y de esta forma facilitar el diseño.

En el proceso de corte de la troqueladora se cumplen varias subfunciones razón por la cual se realiza la división modular con un análisis de los diagramas funcionales.

2.4 SELECCIÓN DE SISTEMAS NECESARIOS PARA LA TROQUELADORA EN BASE A LOS MÓDULOS OBTENIDOS

2.4.1 MÓDULO DE CORTE

2.4.1.1 ALTERNATIVA 1: SISTEMA HIDRÁULICO CON BRAZO DE CORTE MÓVIL

Definición de hidráulica: es un método eficaz que utiliza la presión en los fluidos para la transmisión de grandes fuerzas, que es utilizada generalmente en maquinaria pesada que funciona a base de líquidos, los más utilizados son el agua y el aceite.

El sistema hidráulico es el encargado de dar la fuerza de corte a la troqueladora, dicha fuerza es de cinco toneladas como se ha planteado en el diseño inicialmente, a continuación se muestra un esquema de un sistema hidráulico en la figura 2.4.



Figura 2. 4 Esquema de un sistema hidráulico

Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html>

Los elementos que conforman el sistema son:

- Motor
- Bomba
- Depósito de fluido
- Conductos de distribución
- Válvula de seguridad
- Filtro de retorno

- Cilindro actuador

A continuación se presentan las ventajas y desventajas de trabajar con sistema hidráulico.

Ventajas

- Permiten trabajar con elevados niveles de fuerza y torques.
- Las fuerzas pueden regularse de forma continua
- La velocidad de los actuadores se puede controlar fácilmente
- Se puede trabajar con su capacidad total sin riesgo de sobrecarga o calentamiento.
- Una de sus mayores ventajas es la de transmitir grandes fuerzas utilizando pequeños elementos.
- En los elementos hidráulicos se pueden realizar cambios rápidos de sentido de operación, además de que también se pueden frenar en marcha.
- El aceite que se emplea en el sistema es fácilmente recuperable.

Desventajas

- Las velocidades en los actuadores son lentas
- Los sistemas hidráulicos requieren de buen mantenimiento
- Los elementos del sistema hidráulico son caros como son las bombas , motores, válvulas, a comparación de elementos utilizados en otros sistemas como en los neumáticos.
- El aceite hidráulico es muy sensible a la contaminación.

2.4.1.2 ALTERNATIVA 2: SISTEMA NEUMÁTICO

Los sistemas neumáticos utilizan aire a presión para dar energía a las máquinas mecánicas. El aire por ser un gas es compresible, es decir permite que se le disminuya el volumen aumentando la presión.

Los sistemas neumáticos se utilizan mucho en el campo de los controladores automáticos y en la automatización de máquinas, a continuación se muestra un esquema de un sistema neumático en la figura 2.5.

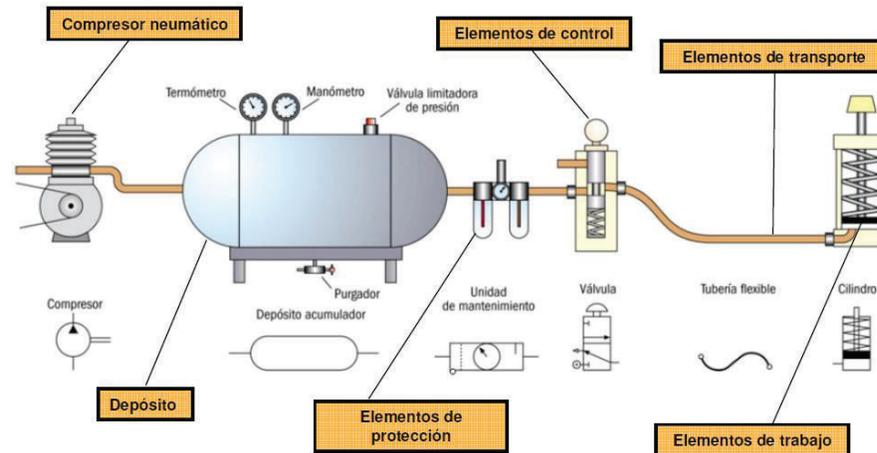


Figura 2. 5 Esquema de un sistema neumático

Fuente: <http://www.areatecnologia.com/NEUMATICA.htm>

Los elementos que conforman un sistema neumático son:

- Compresor
- Motor eléctrico
- termómetro
- Válvula limitadora de presión
- Deposito
- Manómetro
- Purgador
- Válvula de seguridad

A continuación se presentan las ventajas y desventajas de trabajar con sistema neumático.

Ventajas

- El aire es ilimitado y se encuentra gratis en cualquier lugar.
- No se necesitan conductos de retorno, lo cual significa que el aire utilizado regresa nuevamente a la atmosfera.
- Cuando se tiene una fuga de aire esta no es perjudicial ni existe riesgo de explosión en lugares cerrados.
- Las velocidades en los actuadores son altas.
- Las velocidades y las fuerzas pueden regularse de manera continua.

Desventajas

- La obtención del aire comprimido es costosa
- Altos niveles de ruido generados por la descarga de aire
- Para la preparación del aire comprimido es necesario la eliminación de impurezas y humedades previa su utilización
- Es una fuente de energía cara.
- Su estructura es mucho más compleja que la del sistema hidráulico.

2.4.2 PARÁMETROS A CONSIDERAR EN LA COMPARACIÓN Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

- Costo.- este parámetro hace referencia al valor económico de cada alternativa.
- Vida útil.- Este parámetro nos ayuda a observar la mayor durabilidad de las alternativas propuestas.
- Montaje.- Este parámetro permite distinguir la facilidad de montaje de las alternativas existentes.
- Seguridad .- Este parámetro está enfocado a que opción presenta menor riesgo de accidentes ya sea por mal uso o descuido del equipo.
- Fuerza de corte.- Este parámetro se enfoca en que opción produce una mayor fuerza para realizar el corte del cuero.

2.4.3 VALORACIONES Y FACTORES DE INCIDENCIA

La comparación que se va a realizar es de fila con respecto a columna y los valores a otorgarse en las tablas de valoración son los siguientes: 0 si el valor de la fila es inferior al de la columna, 0,5 si el valor de la fila es igual al de la columna y 1 si el valor de la fila es superior al de la columna.

En la tabla 2.3 se observan las valoraciones correspondientes a cada uno de los factores con los que se van a evaluar las alternativas existentes.

Tabla 2. 3 Valoración de cada parámetro

Criterio	Costo	Vida útil	Montaje	Seguridad	Fuerza de corte	S+1	Ponderación
Costo		0.5	1	0	0	2.5	0.16
Vida útil	0.5		1	0	0.5	3	0.2
Montaje	0	0		0	0	1	0.07
Seguridad	1	1	1		1	5	0.33
Fuerza de corte	1	0.5	1	0		3.5	0.23
					Suma	15	1

Seguridad>Fuerza de corte>Costo>Vida útil>Montaje

Con los resultados obtenidos se puede establecer el orden de preferencia de cada parámetro para la selección final:

Seguridad>Fuerza de corte>Costo>Vida útil>Montaje.

A continuación se realiza la valoración para cada una de las alternativas en función de cada criterio.

Valoración con respecto al criterio de seguridad tabla 2.4.

Tabla 2. 4 Valoración con respecto a la seguridad

Seguridad	Sistema Hidráulico	Sistema Neumático	S+1	Ponderación
Sistema Hidráulico		1	2	0.66
Sistema Neumático	0		1	0.33
		Suma	3	1

Sistema Hidráulico > Sistema Neumático

Valoración con respecto al criterio de fuerza de corte tabla 2.5.

Tabla 2. 5 Valoración con respecto a la fuerza de corte

Fuerza de corte	Sistema Hidráulico	Sistema Neumático	S+1	Ponderación
Sistema Hidráulico		1	2	0.66
Sistema Neumático	0		1	0.33
		Suma	3	1

Sistema Hidráulico > Sistema Neumático

Valoración para las alternativas con respecto al criterio de costo tabla 2.6.

Tabla 2. 6 Valoración con respecto al costo

Costo	Sistema Hidráulico	Sistema Neumático	S+1	Ponderación
Sistema Hidráulico		0	2	0.33
Sistema Neumático	1		1	0.66
		Suma	3	1

Sistema Neumático > Sistema Hidráulico

Valoración para las alternativas con respecto al criterio de mantenimiento tabla 2.7.

Tabla 2. 7 Valoración con respecto a la vida útil

Vida útil	Sistema Hidráulico	Sistema Neumático	S+1	Ponderación
Sistema Hidráulico		0.5	1.5	0.5
Sistema Neumático	0.5		1.5	0.5
		Suma	3	1

Sistema Hidráulico= Sistema Neumático

Valoración para las alternativas con respecto al criterio de montaje tabla 2.8.

Tabla 2. 8 Valoración con respecto al montaje

Montaje	Sistema Hidráulico	Sistema Neumático	S+1	Ponderación
Sistema Hidráulico		0.5	1.5	0.5
Sistema Neumático	0.5		1.5	0.5
		Suma	3	1

Sistema Hidráulico= Sistema Neumático

A continuación se realiza la tabla 2.9 que corresponde a la selección de la alternativa más adecuada en base a cada valoración realizada:

Tabla 2. 9 Selección de alternativa

Conclusión	Seguridad	Fuerza de corte	Costo	Vida útil	Montaje	Σ	Prioridad
Sistema Hidráulico	0.21	0.21	0.05	0.1	0.035	0.605	1
Sistema Neumático	0.10	0.10	0.1	0.1	0.035	0.435	2

Como se observa en la tabla 2.9 en la mayoría de parámetros la opción de sistema hidráulico supera a la de sistema neumático, se decide entonces que la opción más adecuada para el módulo de corte de la troqueladora es un sistema hidráulico.

2.4.4 MÓDULO ESTRUCTURAL

Este sistema es de vital importancia para la máquina ya que es el encargado de soportar todos los esfuerzos que va a realizar el sistema de corte.

2.4.4.1 ALTERNATIVAS PARA EL MÓDULO ESTRUCTURAL

2.4.4.1.1 Alternativa 1: De cuello de cisne

Las troqueladoras con cuello de cisne como se muestra en la figura 2.6 son máquinas que acumulan la energía mediante un volante de inercia y la transmiten bien mecánicamente o neumáticamente a un troquel (instrumento o máquina con bordes cortantes) mediante un sistema biela manivela para realizar el corte deseado.



Figura 2. 6 Estructura de cuello de cisne

Fuente: <http://www.maquinasparametal.com>

A continuación se describen las ventajas y desventajas de trabajar con máquinas con este tipo de estructura.

Ventajas

- Al ser una estructura compacta tiene la capacidad de soportar cargas elevadas.

- Es de fácil mantenimiento.

Desventajas

- El tamaño de esta estructura es demasiado grande dificultando su traslado.
- Ocupa demasiado espacio de trabajo.

2.4.4.1.2 Alternativa 2: De montantes o laterales rectos

Las troqueladoras de montantes o laterales rectos (ver figura 2.7) son por lo general estructuras de peso y dimensiones más grandes respecto a troqueladoras con otro tipo de estructuras como las de cuello de cisne o las de bloque.



Figura 2. 7 Estructura de laterales restos

Fuente: <http://www.vimtec.es>

A continuación se describen las ventajas y desventajas de trabajar con máquinas con este tipo de estructura.

Ventajas

- Puede soportar grandes cargas pero menores a las que soporta una estructura cuello de cisne.
- La cabeza de corte es automática y se mueve horizontalmente con buen funcionamiento del campo visual.

Desventajas

- El costo de esta estructura es muy elevado
- Tienen un gran peso lo que dificulta su traslado

- Ocupa demasiado espacio.

2.4.4.1.3 Alternativa 3: De bloque o tipo bandera

Este tipo de troqueladoras son de estructura más pequeña con respecto a las anteriormente mencionadas (de cuello de cisne y montantes laterales) lo que representa una pequeña ventaja en términos de ergomía, la máquina se muestra en la figura 2.8.



Figura 2. 8 Estructura de bloque o tipo bandera

Fuente: <http://www.vimtec.es>

A continuación se describen las ventajas y desventajas de trabajar con máquinas con este tipo de estructura.

Ventajas

- Es poco ruidosa
- Su consumo de energía es razonable
- Es de fácil uso para el operario

Desventajas

- Es una estructura pesada
- Se la debe manejar con cautela para evitar daños y accidentes.

2.4.4.2 PARÁMETROS A CONSIDERAR EN LA COMPARACIÓN Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

- Costo.- este parámetro hace referencia al valor económico de cada alternativa.
- Ergonomía.- Este parámetro valora la comodidad y facilidad de uso de cada una de las alternativas.
- Mantenimiento.- Este parámetro valora las tareas de mantenimiento de cada alternativa, se prioriza la opción de mantenimiento más sencillo.
- Resistencia estructural- Este parámetro se enfoca, en la capacidad de resistencia que tiene cada estructura, para soportar las cargas y esfuerzos a la que va a ser sometida.
- Vida útil.- Este parámetro nos ayuda a observar la mayor durabilidad de las alternativas propuestas

2.4.4.3 VALORACIÓN Y FACTORES DE INCIDENCIA

En la tabla 2.10 se observan las valoraciones correspondientes a cada uno de los factores con los que se va a evaluar las alternativas existentes.

Tabla 2. 10 Valoración de cada parámetro

CRITERIO	Costo	Ergonomía	Mantenimien	Resistencia estructural	Vida útil	S+1	Ponderación
Costo		0.5	1	0	0.5	3	0.2
Ergonomía	0.5		1	0	1	3.5	0.23
Mantenimient	0	0		0	0.5	1.5	0.1
Resistencia estructural	1	1	1		0.5	4.5	0.3
Vida útil	0.5	0	0.5	0.5		2.5	0.16
					Suma	15	1

Resistencia estructural >Ergonomía>Costo >Vida Útil >Mantenimiento

Con los resultados obtenidos se puede establecer el orden de preferencia de cada parámetro para la selección final:

Resistencia estructural>Ergonomía>Costo>Vida útil>Mantenimiento

A continuación se realiza la valoración para cada una de las alternativas en función de cada criterio.

Valoración con respecto al criterio de resistencia estructural tabla 2.11.

Tabla 2. 11 Valoración con respecto a la resistencia estructural

Resistencia estructural	Cuello de cisne	Laterales rectos	De bloque	S+1	PONDERACION
Cuello de cisne		0	0.5	1.5	0.25
Laterales rectos	1		1	3	0.5
De bloque	0.5	0		1.5	0.25
			Suma	6	1

Laterales rectos>Cuello de cisne= De bloque

Valoración con respecto al criterio de ergonomía tabla 2.12.

Tabla 2. 12 Valoración con respecto a la Ergonomía

Ergonomía	Cuello de cisne	Laterales rectos	De bloque	S+1	PONDERACION
Cuello de cisne		1	0	2	0.33
Laterales rectos	0		0	1	0.16
De bloque	1	1		3	0.5
			Suma	6	1

De bloque> Cuello de cisne >Laterales rectos

Valoración con respecto al criterio de costo tabla 2.13.

Tabla 2. 13 Valoración con respecto al costo

Costo	Cuello de cisne	Laterales rectos	De bloque	S+1	PONDERACION
Cuello de cisne		0	0.5	1.5	0.25
Laterales rectos	1		1	3	0.5
De bloque	0.5	0		1.5	0.25
			Suma	6	1

Laterales rectos >De bloque=Cuello de cisne

Valoración con respecto al criterio de vida útil tabla 2.14.

Tabla 2. 14 Valoración con respecto a la vida útil

Vida útil	Cuello de cisne	Laterales rectos	De bloque	S+1	PONDERACION
Cuello de cisne		1	0	2	0.33
Laterales rectos	0		0	1	0.16
De bloque	1	1		3	0.5
			Suma	6	1

Laterales rectos=Cuello de cisne= Laterales rectos

Valoración con respecto al criterio de mantenimiento tabla 2.15.

Tabla 2. 15 Valoración con respecto al Mantenimiento

Mantenimiento	Cuello de cisne	Laterales rectos	De bloque	S+1	PONDERACION
Cuello de cisne		1	0.5	2.5	0.41
Laterales rectos	0		0	1	0.18
De bloque	0.5	1		2.5	0.41
			Suma	6	1

De bloque=Cuello de cisne> Laterales rectos

A continuación se realiza la tabla 2.16 para la selección de la alternativa más adecuada en base a cada valoración realizada:

Tabla 2. 16 Selección de alternativas

Conclusión	Resistencia estructural	Ergonomía	Costo	Vida útil	Mantenimiento	Σ	Prioridad
Cuello de cisne	0.07	0.075	0.05	0.05	0.041	0.28	3
Laterales rectos	0.15	0.368	0.1	0.02	0.018	0.65	2
De bloque	0.07	0.115	0.05	0.08	0.041	0.73	1

Al observar la tabla 2.16 y después de haber realizado todas las valoraciones correspondientes a cada uno de los criterios establecidos anteriormente la primera opción para el modulo estructural es la de bloque o tipo bandera.

2.4.5 MÓDULO DE CONTROL O DE AUTOMATIZACIÓN

El sistema de automatización es el encargado de facilitar el uso de la máquina mediante la implementación de elementos electromecánicos, además de controlar los parámetros de trabajo como: presión y tiempo de corte este sistema es el encargado del encendido y el apagado de la máquina y de otros elementos como el motor eléctrico, válvulas, bombas, etc.

2.4.5.1 ALTERNATIVAS DEL MÓDULO DE AUTOMATIZACIÓN

2.4.5.1.1 Alternativa 1: Automatización por pulsadores

Los pulsadores son dispositivos utilizados para realizar las funciones que el usuario desee. Los botones son de diversas formas y tamaño y se encuentran en todo tipo de dispositivos.

Los botones son activados al ser pulsados con un dedo. Permiten el flujo de corriente mientras son accionados. Cuando ya no se presiona sobre él vuelve a su posición de reposo, en la figura 2.9 se muestra varios tipos de pulsadores.



Figura 2. 9 Pulsadores

Fuente: <http://www.etgerd.com>

A continuación se presentan las ventajas y desventajas de trabajar con pulsadores.

Ventajas

- Los pulsadores son fiables y duraderos ya que no incluyen mecanismos delicados en su contextura.
- Se pueden ubicar puestos de control y de paro de emergencia, en el lugar más adecuado sin ningún tipo de restricción, facilitando la reacción ante cualquier clase de emergencia.
- Los pulsadores evitan que la maquina se ponga en funcionamiento sin haber tomado todas las precauciones necesarias.
- Facilitan notablemente el manejo de la máquina para el operario al ser no ser un sistema complejo.
- El funcionamiento de los pulsadores es en servicio intermitente y también en servicio continuo.
- Permiten el accionamiento de circuitos sometidos a corrientes altas mediante corrientes pequeñas.

Desventajas

- El polvo los deteriora y afecta su funcionamiento.

- En ocasiones cuando se requiere la automatización de sistemas complicados se requiere un mayor número de pulsadores dificultando su uso y costo.
- Son más ruidosos que otros sistemas de automatización como los plc's por ejemplo.

2.4.5.1.2 Alternativa 2: automatización por plc's.

Un PLC (programmable logic controller), es una computadora utilizada en ingeniería de automatización, para automatizar procesos electromecánicos, tales como el control de maquinaria de fábrica en líneas de montaje o atracciones mecánicas, en la figura 2.10 se muestra un tipo de PLC.



Figura 2. 10 Plc

Fuente:http://www.alltronicsperu.com/catalog/popup_image.php?pid=311

A continuación se presentan las ventajas y desventajas de trabajar con PLC.

Ventajas

- Permite la automatización de procesos lo que implica un control más preciso y mayor seguridad.
- Implica un menor consumo de energía que otros sistemas.
- Están diseñados para soportar cualquier tipo de condiciones de trabajo como altas temperaturas, humedad, ruido.
- No requieren mantenimiento continuo.
- Se pueden realizar modificaciones sin necesidad de cambiar el cableado ni aumentar aparatos.
- Si la maquina queda en desuso el plc se puede reprogramar y utilizar en otra máquina y en otro proceso.

Desventajas

- El trabajo o procedimiento depende totalmente de la programación, si se comete un error es muy complicado encontrarlo y repararlo.
- Presenta mucha dificultad y pérdida de tiempo en tareas no tan complicadas.
- Por lo general se necesita una persona con conocimientos específicos en la programación de Plc's aumentando su costo.

2.4.5.2 PARÁMETROS A CONSIDERAR EN LA COMPARACIÓN Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Costo.- Este parámetro hace referencia al valor económico de cada alternativa.

Vida útil.- Este parámetro indica la durabilidad de cada alternativa.

Facilidad de uso.- este parámetro da una idea de la facilidad que presenta cada alternativa para su utilización.

Seguridad.- este parámetro se va a enfocar en que opción permite disminuir al máximo el riesgo de accidentes para el operario.

2.4.5.3 VALORACIÓN Y FACTORES DE INCIDENCIA

En la tabla 2.17 se observan las valoraciones correspondientes a cada uno de los factores con los que se va a evaluar las alternativas existentes.

Tabla 2. 17 Valoración de cada parámetro

Criterio	Costo	Vida útil	Facilidad de uso	Seguridad	S+1	PONDERACIÓN
Costo		0.5	0	0	1.5	0.15
Vida útil	0.5		0	0	1.5	0.15
Facilidad de uso	1	1		0	3	0.3
Seguridad	1	1	1		4	0.4
				Suma	10	1

Seguridad>Facilidad de uso>Costo= Vida Útil

Con los resultados obtenidos se puede establecer el orden de preferencia de cada parámetro para la selección final:

Seguridad>Facilidad de uso> Vida útil =Costo

A continuación se realiza la valoración para cada una de las alternativas en función de cada criterio.

Valoración con respecto al criterio de seguridad tabla 2.18.

Tabla 2. 18 Valoración con respecto a la seguridad

Seguridad	Pulsadores	Plc	S+1	PONDERACIÓN
Pulsadores		1	2	0.66
Plc	0		1	0.33
		Suma	3	1

Pulsadores>PLc

Valoración con respecto al criterio de facilidad de uso tabla 2.19.

Tabla 2. 19 Valoración con respecto a la facilidad de uso

Facilidad de uso	Pulsadores	Plc	S+1	PONDERACION
Pulsadores		1	2	0.66
Plc	0		1	0.33
		Suma	3	1

Pulsadores>PLc

Valoración con respecto al criterio de vida útil tabla 2.20.

Tabla 2. 20 Valoración con respecto a la vida útil

Vida útil	Pulsadores	Plc	S+1	PONDERACION
Pulsadores		0	1	0.33
Plc	1		2	0.66
		Suma	3	1

PLc >Pulsadores

Valoración con respecto al criterio de costo tabla 2.21.

Tabla 2. 21 Valoración con respecto al costo

Costo	Pulsadores	Plc	S+1	PONDERACION
Pulsadores		0	1	0.33
Plc	1		2	0.66
		Suma	3	1

Pulsadores>PLc

A continuación se realiza la tabla 2.22 para la selección de la alternativa más adecuada en base a cada valoración realizada:

Tabla 2. 22 Selección de alternativas

Conclusión	Seguridad	Facilidad de uso	Vida útil	Costo	Σ	PRIORIDAD
Pulsadores	0.264	0.198	0.049	0.049	0.56	1
Plc	0.132	0.099	0.099	0.099	0.34	2

Al observar la tabla 2.22 y después de haber realizado todas las valoraciones correspondientes a cada uno de los criterios establecidos anteriormente la primera opción para el módulo de automatización es la opción de automatización por pulsadores.

2.5 RESPUESTAS DE CADA MÓDULO

Después de haber realizado todas las comparaciones y valoraciones respectivas para cada módulo las soluciones son las siguientes:

- Módulo de corte: sistema hidráulico
- Módulo estructural: sistema de bloque o tipo bandera
- Módulo de automatización: automatización por pulsadores.

2.6 DESCRIPCIÓN FINAL

En conclusión la máquina a diseñar consta de tres módulos, a los cuales se los resolvió anteriormente y las respuestas encontradas son: para el módulo de corte la opción que se ajusta a las exigencias del diseño es la de un sistema hidráulico con brazo de corte móvil, para el módulo estructural la alternativa ganadora es la de bloque o tipo bandera y para el módulo de automatización la alternativa seleccionada es la automatización por pulsadores.

El sistema hidráulico posee elementos encargados de producir la fuerza de corte de 5000 kg, además se conectada al sistema de automatización y juntos son los responsables del funcionamiento de la máquina.

El sistema estructural es un bloque de cuerpo sólido el cual soporta el peso de los elementos que conforman la máquina y es el que resiste los esfuerzos generados al momento de realizar el corte, también debe contar con el espacio necesario para ubicar el sistema de automatización.

La automatización seleccionada es la de pulsadores al ser la mejor opción para una máquina de este tipo, debido a la facilidad de uso y la versatilidad que estos poseen.

A continuación se muestra la figura 2.11 que es un esquema de la máquina a diseñar.

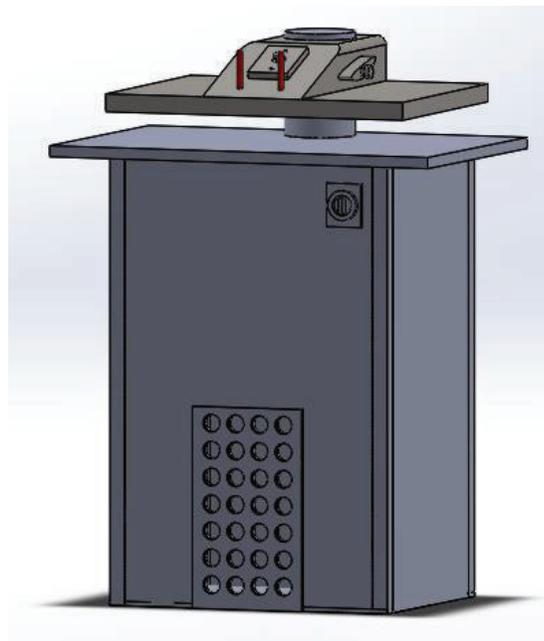


Figura 2. 11 Esquema de la troqueladora

Fuente: Propia

CAPÍTULO 3

DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA MÁQUINA

3.1 DISEÑO DEL SISTEMA ESTRUCTURAL

Para realizar un buen diseño de cualquier sistema no se necesita realizar diseños complejos con realizar un buen análisis de lo requerido e implementarlo de una forma fácil y sencilla es suficiente; y es lo que se va a realizar con el diseño del sistema estructural de la troqueladora se lo va a desarrollar de la manera más simple posible pero sin descuidar ningún aspecto.

3.1.1 DISEÑO DE LA MESA DE CORTE¹⁷

Para el diseño estructural lo primero que se va a realizar es la mesa de corte la cual va a soportar una fuerza de corte máxima de 5000 Kg, para esto se considera a la mesa como una viga sobre dos apoyos que soporta una carga puntual, las dimensiones que se desean para la mesa son 90cm de largo por 60cm de ancho, el espesor de la mesa se lo va a calcular para las condiciones y dimensiones establecidas, para el diseño se va a ir haciendo variar la fuerza a lo largo de toda la mesa para obtener el punto donde se produce el momento máximo, y con esto calcular la deflexión máxima, a continuación se muestra la figura 3.1 que representa un esquema de la mesa a diseñar.

¹⁷ GERE J, "Resistencia de materiales", editorial Thomson, España, 2002, quinta edición, pág. 278

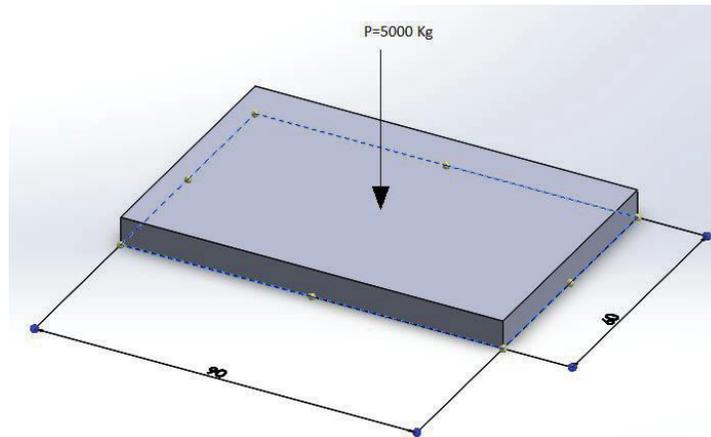


Figura 3. 1. Esquema de la mesa de corte

Fuente: Propia

3.1.1.1 CARGA EN EL CENTRO DE LA VIGA

Se realiza el cálculo para una viga con dos apoyos y una carga puntual de 5000 Kg en el centro de ésta, en la figura 3.2 se muestra el esquema de la viga a calcular.

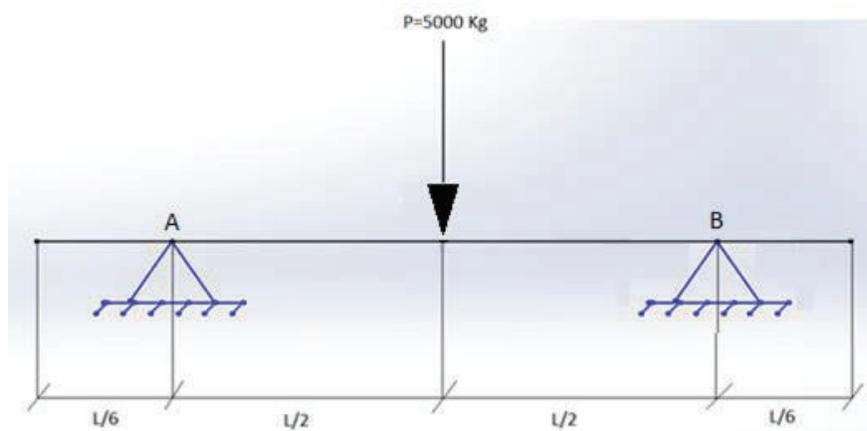


Figura 3. 2 Viga con carga puntual

Fuente: Propia

A continuación se muestra el diagrama de cuerpo libre de la viga en la figura 3.3.

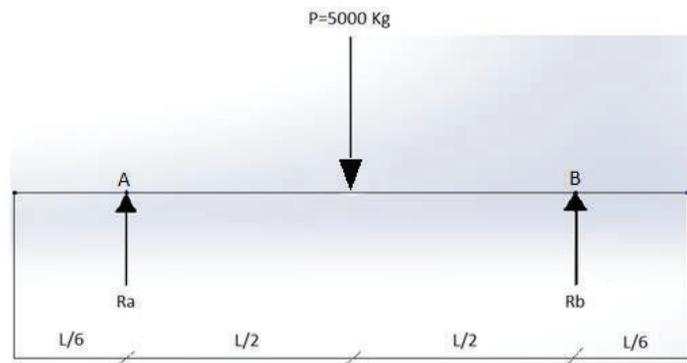


Figura 3. 3 Diagrama de cuerpo libre de la viga

Fuente: Propia

Las reacciones R_a y R_b se encuentran equidistantes con respecto al centro de ésta, entonces por equilibrio $R_a=R_b=2500 \text{ Kg}$.

Se realiza un corte en el tramo entre la reacción en A (Figura 3.4) y el centro de la viga con el fin de obtener los diagramas de momento cortante y momento flector.

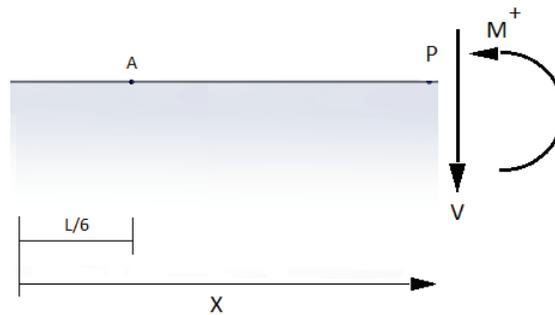


Figura 3. 4 Diagrama de corte de la viga

Fuente: Propia

$$L/6 \leq x \leq 2L/3$$

$$\sum F_y = 0$$

$$V = R_a = P = 5000 \text{ Kg}$$

Ec[3.1a]

$$\sum M_p \curvearrowright = 0$$

$$M = Ra * \left(X - \frac{L}{6}\right)$$

Ec[3.1b]

Para el momento máximo se reemplaza el valor de x cuando éste corresponde a $2L/3$ en la ecuación [3.1b] que es el punto donde se concentra la carga y se tiene:

$$M_{max} = P/2 * \left(\frac{2L}{3} - \frac{L}{6}\right)$$

$$M_{max} = \frac{P}{2} * \frac{L}{2} = 1250 * L (Kg * m)$$

A continuación se muestran los gráficos de momento cortante y momento flector (figura 3.5).

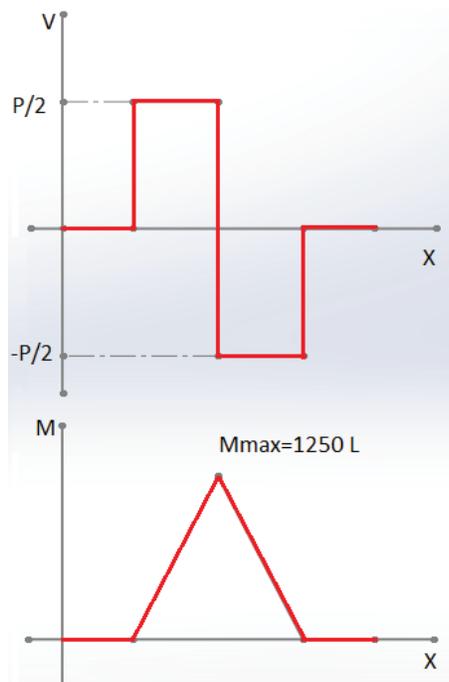


Figura 3. 5 Diagramas de momentos cortante y flector de la viga

Fuente: Propia

3.1.1.2 CARGA A UN COSTADO DE LA VIGA

Para el siguiente cálculo se desplaza la carga P a una distancia $L/4$ a la izquierda de la posición anterior como se muestra en la figura 3.6:

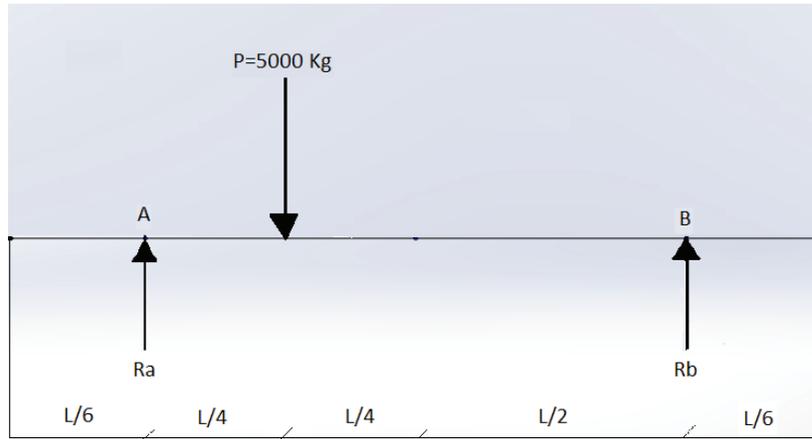


Figura 3. 6 Diagrama de cuerpo libre de la viga

Fuente: Propia

Se procede a realizar el cálculo de las reacciones

$$\sum MA \curvearrowright + = 0$$

$$-P * \frac{L}{4} + Rb * L = 0$$

$$Rb = \frac{P}{4} = 1250 \text{ Kg}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$Ra + Rb = P$$

$$Ra = P - P/4$$

$$Ra = \frac{3P}{4} = 3750 \text{ Kg}$$

Se realiza un corte en el tramo entre la reacción A (Fig. 3.7) y el punto donde cae la fuerza para obtener las ecuaciones y los diagramas de momento cortante y momento flector.

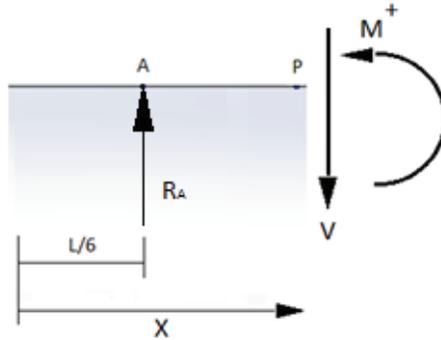


Figura 3. 7 Corte de la viga

Fuente: Propia

$$L/6 \leq X \leq 5L/12$$

$$\sum Fy = 0$$

$$V = Ra = \frac{3P}{4} = 3750 \text{ Kg}$$

Ec[3.2a]

$$\sum Mp \curvearrow + = 0$$

$$M = Ra * \left(X - \frac{L}{6}\right)$$

Ec[3.2b]

Para el momento máximo se reemplaza el valor de x cuando éste corresponde a $5L/12$ en la ecuación [3.2b] que es el punto donde se concentra la carga y se tiene:

$$M_{max} = \frac{3P}{4} * \left(\frac{5L}{12} - \frac{L}{6}\right)$$

$$M_{max} = \frac{3P}{4} * \left(\frac{L}{4}\right) = \frac{3PL}{16} = 937.5L \text{ (Kg * m)}$$

A continuación se presentan los diagramas de momento cortante y momento flector (Figura 3.8).

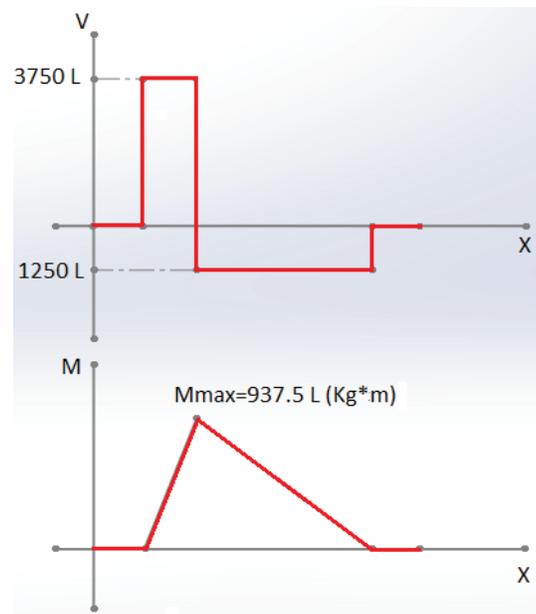


Figura 3. 8 Diagramas de momentos cortante y flector de la viga

Fuente: Propia

3.1.1.3 CARGA POR FUERA DEL APOYO

Para el siguiente cálculo se desplaza la carga P a una distancia $L/6$ a la izquierda de la posición anterior como se muestra en la figura 3.9:

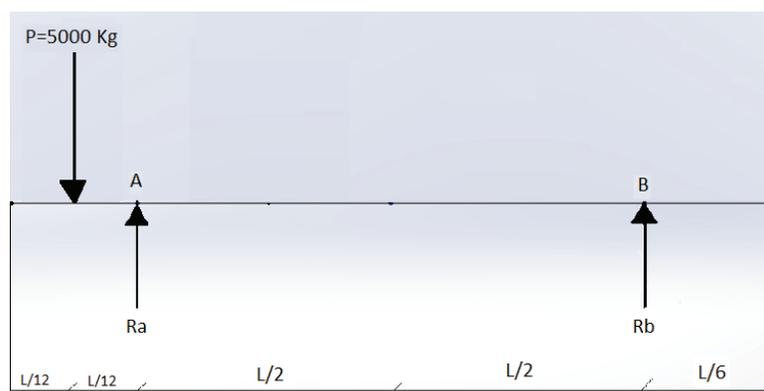


Figura 3. 9 Diagrama cuerpo libre de la viga

Fuente: Propia

Se procede a realizar el cálculo de las reacciones

$$\sum MA \curvearrowright = 0$$

$$P * \frac{L}{12} + Rb * (L + \frac{L}{12}) = 0$$

$$Rb = \frac{P}{13} = 385 \text{ Kg}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$Ra + Rb = P$$

$$Ra = P - P/13$$

$$Ra = \frac{12P}{13} = 4615 \text{ Kg}$$

Se realiza un corte entre el tramo donde cae la fuerza y la reacción A para obtener las ecuaciones y los diagramas de los momentos cortante y flector (Fig 3.10).

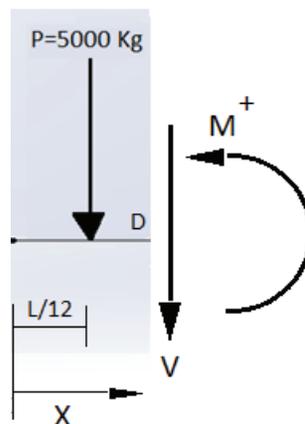


Figura 3. 10 Corte de la viga

Fuente: Propia

$$L/12 \leq X \leq L/6$$

$$\sum MD \curvearrowright = 0$$

$$M = -P * \left(X - \frac{L}{12} \right)$$

Ec[3.3a]

$$\sum Fy = 0$$

$$V = -P = -5000 \text{ kg}$$

Ec[3.3b]

El momento máximo se obtiene la reemplazar $L/6$ en la ecuación [3.3a]

$$M_{max} = -P * \left(\frac{L}{6} - \frac{L}{12} \right)$$

$$M_{max} = -\frac{PL}{12} = -417 L \text{ (Kg*m)}$$

Y se obtienen los diagramas de momento cortante y momento flector (Fig 3.11):

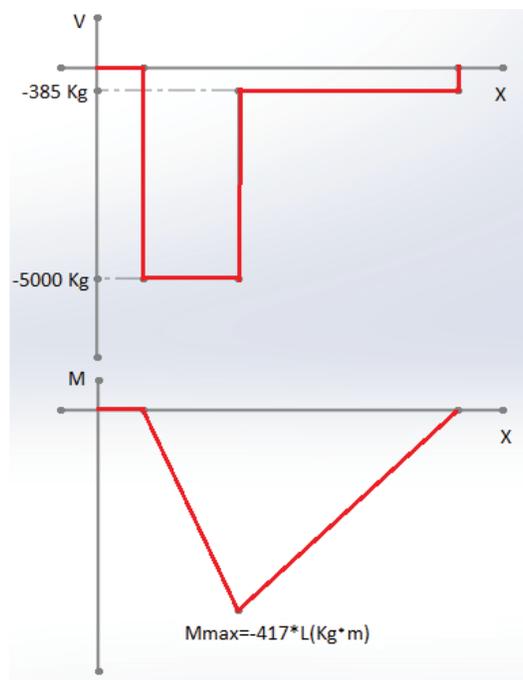


Figura 3. 11 Diagramas de momentos cortante y flector de la viga

Fuente: **Propia**

Con todos los cálculos realizados anteriormente se realiza la tabla 3.1 que consiste en distancia entre fuerza y soporte vs momentos, con el fin de obtener el lugar y el momento máximo que se produce en la viga.

Tabla 3. 1.Tabla de momentos vs distancias

Distancia entre fuerza y soporte(m)	Distancia entre soportes(m)				
	0.60	0.30	0.15	0.1	0.075
	Momentos(kg*m)				
0	-160.39	-267.61	-321.22	-374.83	-435.78
0.05	-81.99	-197.17	-254.76	-312.35	-373.46
0.1	-3.58	-126.73	-188.30	-249.87	-311.14
0.15	74.83	-56.28	-121.84	-187.39	-248.82
0.2	153.23	14.16	-55.38	-124.91	-186.5
0.25	231.64	84.60	11.09	-62.43	-124.18
0.3	310.04	155.05	77.55	0.05	-61.86
0.35	388.45	225.49	144.01	62.53	0.46
0.4	466.85	295.93	210.47	125.01	62.78
0.45	545.26	366.37	276.93	187.49	125.1
0.5	466.85	295.93	210.47	125.01	62.78
0.55	388.45	225.49	144.01	62.53	0.46
0.6	310.04	155.05	77.55	0.05	-61.86
0.65	231.64	84.60	11.09	-62.43	-124.18
0.7	153.23	14.16	-55.38	-124.91	-186.5
0.75	74.83	-56.28	-121.84	-187.39	-248.82
0.8	-3.58	-126.73	-188.30	-249.87	-311.14
0.85	-81.99	-197.17	-254.76	-312.35	-373.46
0.9	-160.39	-267.61	-321.22	-374.83	-435.78

A continuación se muestra la gráfica 3.12 resultado de la tabla anterior en la que se observa que el momento máximo se produce cuando las distancia entre apoyos es de 0.6 m y la distancia entre carga y soporte es de 0.45m, es decir la carga se aplica en el centro de la viga.

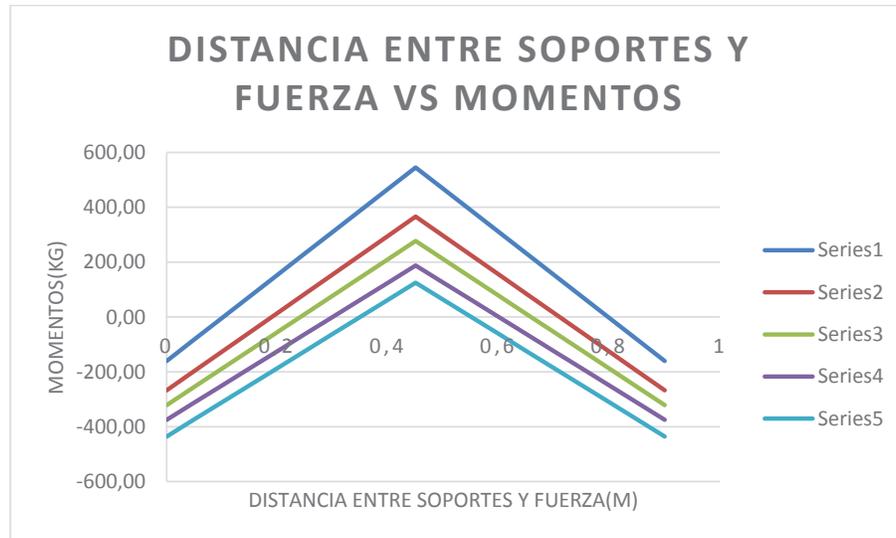


Figura 3. 12 Gráfica de distancia entre soportes y fuerzas vs Momentos

Fuente: Propia

Con este dato se procede a calcular el esfuerzo máximo de la mesa de corte, y se lo va a comparar con el esfuerzo máximo permisible para el acero ASTM A36 y así comprobar que la mesa de corte propuesta soporta las condiciones de diseño establecidas. Se lo realiza por medio de la siguiente expresión:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} * c}{I}$$

EC[3.3]

Donde:

Mmax= Momento máximo de la mesa=545.26(Kg*m)=5343.55 (N*m)

c= h/2; donde h es el espesor de la mesa de corte.

I= inercia de la mesa

Para realizar el cálculo anterior se necesita el espesor de la mesa, el cual se lo realiza a continuación.

3.1.2 CÁLCULO DEL ESPESOR Y DEFLEXIÓN DE LA MESA DE CORTE¹⁸

El material elegido para la mesa de corte (figura 3.13) es acero A-36, con 90 cm de largo por 60 cm de ancho, el espesor se lo va a determinar mediante el cálculo de la deflexión y la deformación de la mesa.

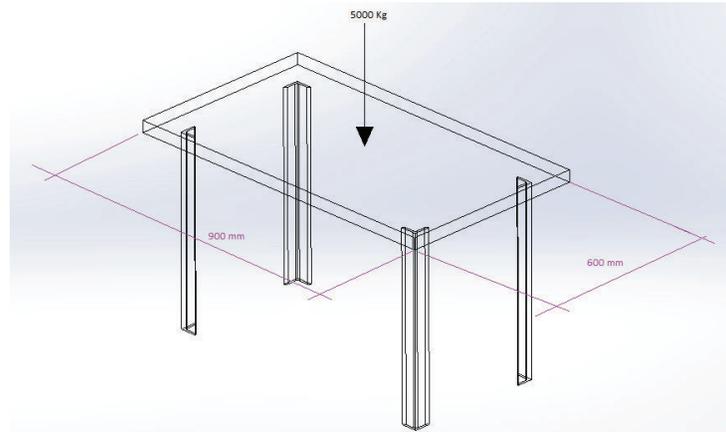


Figura 3. 13 Diagrama de la mesa de corte

Fuente: Propia

Diagrama de cuerpo libre de la mesa (Figura 3.14)

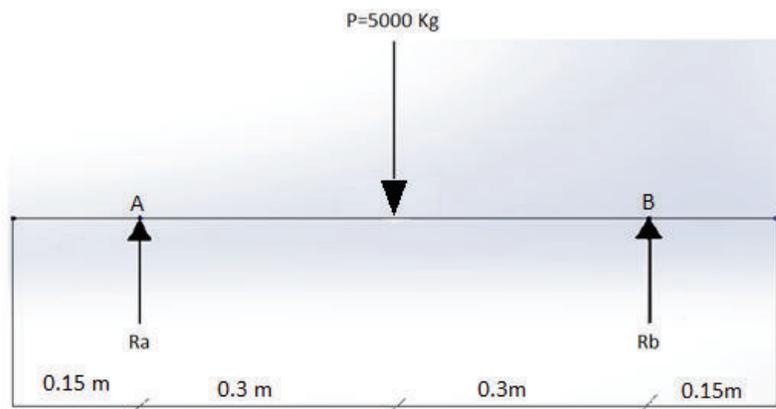


Figura 3. 14 Diagrama de cuerpo libre de la mesa

Fuente: Propia

¹⁸ GERE J, "Resistencia de materiales", editorial Thomson, España, 2002, quinta edición, pág. 618

Las reacciones R_a y R_b se encuentran equidistantes con respecto al centro de ésta, entonces por equilibrio $R_a=R_b=2500 \text{ Kg}=24500 \text{ N}$

Se realiza un corte para obtener la ecuación de momento flector de la viga (Figura 3.15).

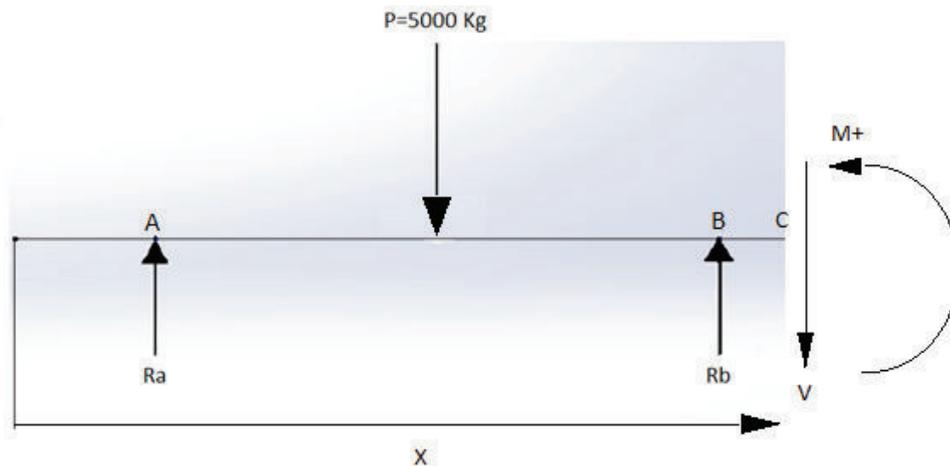


Figura 3. 15 Diagrama del corte de la viga

Fuente: Propia

Se realiza una sumatoria de momentos en C, las unidades se van a trabajar en metros

$$\sum M_c \curvearrow + = 0$$

$$M = R_A(x - 0.15) + R_B(x - 0.75) - \frac{P}{2}x$$

Ec[3.4]

Se integra la ecuación [3.4] para obtener la pendiente de la deflexión de la mesa

$$EI\theta = \frac{R_A}{2} \langle x - 0.15 \rangle^2 + \frac{R_B}{2} \langle x - 0.75 \rangle^2 - \frac{P}{4} \langle x \rangle^2 + C_1$$

Ec[3.5]

Dónde:

E = módulo de elasticidad del acero A-36

I = inercia de la mesa

Θ = pendiente de la deflexión de la mesa

C_1 =constante 1 de integración.

Se encuentra la constante de integración analizando la ecuación [3.5] en el punto medio de la viga donde $x=0.45$ m y $\Theta=0$ entonces:

$$0 = \frac{R_A}{2} \langle 0.45 - 0.15 \rangle^2 + \frac{R_B}{2} \langle 0.45 - 0.75 \rangle^2 - \frac{P}{4} \langle 0.45 \rangle^2 + C_1$$

$$C_1 = -\frac{R_A}{2} (0.30)^2 + \frac{P}{4} (0.45)^2$$

$$C_1 = 3858.75 \text{ N} \cdot \text{m}^2$$

Se reemplaza C_1 en la ecuación [3.5] y se tiene:

$$EI\Theta = \frac{R_A}{2} \langle x - 0.15 \rangle^2 + \frac{R_B}{2} \langle x - 0.75 \rangle^2 - \frac{P}{4} \langle x \rangle^2 + 3858.75$$

Ec[3.6]

Se realiza otra integración para obtener la deflexión de la mesa, se integra la ecuación [3.5]

$$EIY = \frac{R_A}{6} \langle x - 0.15 \rangle^3 + \frac{R_B}{6} \langle x - 0.75 \rangle^3 - \frac{P}{12} \langle x \rangle^3 + C_1x + C_2$$

Ec[3.7]

Dónde:

E = módulo de elasticidad del acero A-36

I = inercia de la mesa

Y = Deflexión de la mesa

C_1 =constante 1 de integración.

C_2 =constante 2 de integración.

Para obtener la segunda constante de integración se analiza la ecuación [3.7] en el punto A donde $x=0.15$ m y $Y=0$

$$0 = \frac{R_A}{6} < 0.15 - 0.15 >^2 + \frac{R_B}{6} < 0.15 - 0.75 >^2 - \frac{P}{12} < 0.15 >^2 + C_1 * 0.15 + C_2$$

$$C_2 = -395.06 \text{ N} * \text{m}^3$$

Con este dato de la constante se obtiene la ecuación definitiva que es:

$$EIY = \frac{R_A}{6} < x - 0.15 >^3 + \frac{R_B}{6} < x - 0.75 >^3 - \frac{P}{12} < x >^3 + 3858.75x - 395.06$$

$$EIY = 4083 < x - 0.15 >^3 + 4083 < x - 0.75 >^3 - 8167 < x >^3 + 3858.75x - 395.06$$

Ec[3.8]

Con la ecuación [3.8] se puede obtener el espesor de la mesa analizando la ecuación en el punto $X=0.45$ en el cual la deflexión va a ser igual a la mitad del espesor ($e/2$).

$$EI \frac{e}{2} = 4083 < 0.45 - 0.15 >^3 + 4083 < 0.45 - 0.75 >^3 - 8167 < 0.45 >^3 + 3858.75 * 0.45 - 395.06$$

$$EI \frac{e}{2} = 110.24 - 744.21 + 1736.43 - 395.06$$

$$EI \frac{e}{2} = 707.4 \text{ N} * \text{m}^3$$

$$EIe = 1414.8 \text{ N} * \text{m}^3$$

Se reemplaza el valor de la inercia que para una mesa en forma rectangular es:

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

Ec[3.9]

Dónde:

I= inercia de la sección transversal de la mesa (m^4)

b= base de la sección transversal de la mesa(m)

h= altura de la sección transversal en nuestro caso se la considera igual al espesor.

Entonces se tiene:

$$E \frac{bh^3}{12} e = 1414.8 N * m^3$$

$$Ebh^3e = 16977.6 N * m^3$$

$$Ebe^4 = 16977.6N * m^3$$

$$e^4 = \frac{16977.6 N * m^3}{0.9 (m) * 2 * 10^{11}(Pa)}$$

$$e = 0.0175 m = 1.752cm = 17.52mm$$

El espesor de la mesa es de 17.52 mm, con este dato ya se puede calcular el esfuerzo máximo que soporta la mesa y la deflexión máxima de la misma.

3.1.2.1 CÁLCULO DEL ESFUERZO MÁXIMO

Con el momento máximo calculado anteriormente que es $M_{max}=5343.55 (N*m)$, y el espesor de la mesa, se calcula el esfuerzo máximo que esta soporta por medio de la siguiente expresión.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} * c}{I}$$

Ec[3.10]

Dónde:

M_{max} = momento máximo de la mesa= $5343.55(N*m)$

$c = h/2 = 0.0088(m)$

$I =$ inercia de la mesa= $4.01 * 10^{-7} m^4$

$$\sigma_{max} = \frac{5343.55(N * m) * 0.0085(m)}{4.01 * 10^{-7}(m^4)}$$

$$\sigma_{max} = 113.26 \text{ MPa}$$

El esfuerzo máximo permitido para el acero A-36 es de 250 MPa que es mayor al esfuerzo máximo calculado razón por la cual se aceptan las condiciones propuestas en el diseño

3.1.2.2 CÁLCULO DE LA MASA DE LA MESA DE CORTE

La conocerse todas las dimensiones de la mesa se puede calcular el volumen y por medio de la densidad del material obtener la masa de esta, por medio de la ecuación más básica que relaciona estas tres variables.

$$d = \frac{m}{v}$$

Ec[3.11]

Dónde:

d= densidad del acero A-36 que es igual a 7850 Kg/m³

m= masa de la mesa de corte (Kg)

V= volumen de la mesa de corte (m³)

A continuación se determina el volumen de la mesa de corte

$$V = b * h * e$$

$$V = 0.9 \text{ m} * 0.6 \text{ m} * 0.017 \text{ m}$$

$$V = 0.00945 \text{ m}^3$$

Se realiza el cálculo de la masa de la mesa de corte al reemplazar el volumen y la densidad en la ecuación [3.11]

$$m = 7850 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right) * 0.00945 \text{ m}^3$$

$$m = 74.18 \text{ Kg}$$

La masa calculada para la mesa de corte es de 74.18 Kg

3.1.2.3 CÁLCULO DE LA DEFLEXIÓN MÁXIMA

Lo primero que se necesita es la deflexión máxima permitida, para lo cual se toma la referencia que existe para el acero que es de 1/1500 o 1/2000 de la longitud del claro.

$$Y_{max,p} = \frac{Lf}{1500}$$

Ec[3.12]

Dónde:

Lf= longitud del claro (longitud entre soportes A y B) en centímetros

$$Y_{max,p} = \frac{60}{1500} = 0.04cm = 0.4mm$$

Con la deflexión máxima permitida se procede a calcular la deflexión máxima que se presenta en el centro de la viga, para esto se evalúa la ecuación [3.8] en x=0.45 m

$$EIY = 4083 < 0.45 - 0.15 >^3 + 4083 < 0.45 - 0.75 >^3 - 8167 < 0.45 >^3 + 3858.75 * 0.45 - 395.06$$

$$Y_{max} = \frac{707.4 N * m^3}{EI}$$

Ec[3.13]

Se calcula la inercia y se la reemplaza en la ecuación anterior

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{0.9 * 0.0175^3}{12} = 4.01 * 10^{-7} m^4$$

Entonces:

$$Y_{max} = \frac{707.4N * m^3}{(2 * 10^{11} Pa) * (4.01 * 10^{-7} m^4)}$$

$$Y_{max} = 0.0087m = 0.87cm = 8.7mm$$

La deflexión máxima es de 8.7 mm y es mucho mayor que la deflexión máxima permisible que es de 0.4mm razón por la cual se necesita el uso de rigidizadores para llegar a los límites permisibles.

3.1.2.4 CÁLCULO DE LOS RIGIDIZADORES

Para el cálculo de los rigidizadores primero se va a realizar el cálculo del esfuerzo máximo de flexión de la placa mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I}$$

Ec[3.14]

Donde:

σ_{max} = Esfuerzo máximo de flexión de la placa (Kg/cm²)

M= Momento máximo de flexión en la placa (54526 Kg*cm)

c= Distancia del eje neutro a la fibra más lejana de la placa

I= Inercia de la sección transversal de la placa (cm⁴)

A continuación se muestra la figura 3.16 que representa el esquema de la placa con los rigidizadores.

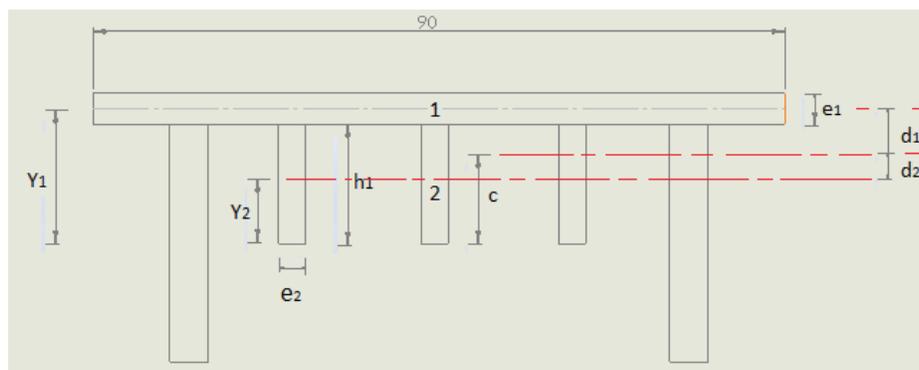


Figura 3. 16 Placa rigidizada

Fuente: Propia

Para poder encontrar el valor del esfuerzo máximo por medio de la Ec[3.14] se necesitan los valores de c (distancia del eje neutro a la placa) y de I(inercia de la

sección transversal de la placa) los cuales se van a encontrar por medio de las siguientes expresiones:

Para el cálculo del centroide se utiliza la siguiente expresión:

$$c = \frac{[A_1 Y_1 + N A_2 Y_2]}{[A_1 + N A_2]}$$

Ec[3.15]

Donde:

c = Distancia del eje neutro a la fibra más lejana de la placa compuesta (cm).

A_1 = Área de la placa base (cm).

A_2 = Área del rigidizador (cm).

Y_1 = Distancia entre el plano de referencia al centroide de la placa base (cm).

Y_2 = Distancia entre el plano de referencia al centroide del rigidizador (cm).

N = Número de rigidizadores a utilizar.

Se reemplazan los valores correspondientes en la ecuación [3.15] y se tiene:

$$c = \frac{(90 \cdot e_1^2 + 180 \cdot e_1 \cdot h_1 + N \cdot e_2 \cdot h_1^2)}{(180 \cdot e_1 + 2 \cdot N \cdot h_1 \cdot e_2)}$$

Ec[3.16]

Donde:

e_1 = Espesor de la placa base (cm).

e_2 = Espesor de los rigidizadores (cm).

h_1 = Altura de los rigidizadores (cm).

Luego de obtener la Ec[3.16] se procede con el cálculo de la inercia de la sección por medio de la siguiente expresión:

$$I = I_1 + A_1 d_1^2 + N I_2 + N A_2 d_2^2$$

Ec[3.17]

Donde:

I= Inercia de la sección transversal compuesta de la placa (cm⁴)

I₁= Inercia de la sección transversal de la placa base (cm⁴)

I₂= Inercia de la sección transversal de los rigidizadores (cm⁴)

A₁= Área de la placa base (cm).

A₂= Área del rigidizador (cm).

d₁= Distancia entre los centroides de la sección compuesta y la placa base(cm).

d₂= Distancia entre los centroides de la sección compuesta y los centroides(cm).

N= Número de rigidizadores a utilizar.

Se reemplazan los valores correspondientes y se tiene:

$$I = \frac{90 \cdot e_1^3}{12} + 90 e_1 \left(h_1 + \frac{e_1}{2} - c \right)^2 + N \cdot \frac{e_2 h_1^3}{12} + N \cdot e_2 \cdot h_1 \left(c - \frac{h_1}{2} \right)^2$$

Ec[3.18]

Como se observa las ecuaciones [3.16] y [3.18] dependen de las mismas variables razón por la cual se va a proceder a asignar valores a las variables correspondientes al espesor, altura y número de rigidizadores, con esto se van a obtener los valores del centroide y de la inercia para posteriormente obtener el valor del esfuerzo máximo con el respectivo valor del factor de seguridad para asegurar la elección correcta, la expresión para el factor de seguridad es la siguiente:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

Ec[3.19]

Donde:

n = Factor de seguridad a la flexión.

S_y = Límite de fluencia del material a la flexión (Mpa)

σ_{max} = esfuerzo máximo de flexión en la placa (Mpa)

El material a utilizarse para los rigidizadores es acero A36 con resistencia a la fluencia de 250 Mpa, con todos estos datos se procede a realizar la tabla 3.2 de la cual se va a obtener las respuestas correspondientes.

Tabla 3. 2 Esfuerzo máximo de flexión y factor de seguridad en función de parámetros establecidos

e_1 (cm)	e_2 (cm)	h_1 (cm)	N	c(cm)	I (cm ⁴)	σ_{max} (Kg/cm ²)	n
2	2	2	2	2.84	124.11	1246.29	2.05
2	3	3	2	3.71	210.35	960.61	2.65
2	4	4	2	4.55	347.19	714.12	3.57
2	2	2	3	2.76	152.71	987.18	2.58
2	3	3	3	3.58	274.50	711.78	3.58
2	4	4	3	4.37	465.05	512.18	4.98
2	2	2	4	2.70	179.35	820.30	3.11
2	3	3	4	3.47	332.84	569.06	4.48
2	4	4	4	4.21	570.25	402.85	6.33
2	2	2	5	2.64	204.24	703.82	3.62
2	3	3	5	3.38	386.25	476.44	5.35
2	4	4	5	4.08	665.13	334.22	7.63

En la tabla 3.2 se muestran los datos correspondientes a esfuerzo máximo de flexión y a factor de seguridad, en función de los parámetros establecidos anteriormente como espesores de la placa base y rigidizadores, altura y número de rigidizadores, y el centroide y la inercia de la sección compuesta.

Según el factor de seguridad de la tabla 3.2, las dos opciones más adecuadas son la de 4 y 5 rigidizadores, se elige la opción de 4 rigidizadores, primero porque no se quiere sobredimensionar la estructura, por simetría y sobre todo porque con esto se garantiza que la estructura no fallara estáticamente y que se cumplirá con el límite de deflexión permisible que es de 0.4mm, entonces la descripción final de la placa y los rigidizadores de la sección transversal queda de la siguiente manera:

- Placa base: 90*60 cm y un espesor de 17cm
- 4 rigidizadores de 4 cm de alto, 50cm de largo y 4cm de espesor

A continuación se muestra la figura 3.17 que representa el esquema final de la mesa de corte con los rigidizadores incluidos.

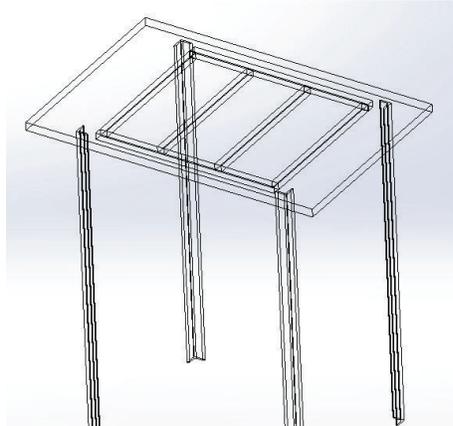


Figura 3. 17 Esquema de la mesa de corte con los rigidizadores

Fuente: Propia

Para comprobar que el cálculo de rigidizadores es el correcto se necesita conocer la deflexión máxima que se va a producir luego de implantarlos, se utiliza la Ec[3.13].

$$Y_{max} = \frac{707.4 \text{ N} * \text{m}^3}{EI}$$

Donde:

E=Módulo de elasticidad del acero A36= $2*10^{11}$ (Gpa)

I= Inercia de la sección transversal= $570.35 \text{ (cm}^4\text{)}$

$$Y_{max} = \frac{707.4 \text{ N} * \text{m}^3}{(2 * 10^{11} \text{ Gpa}) * (5.70 * 10^{-6} \text{ m}^4)}$$

$$Y_{max} = 0.00006 \text{ m} = 0.006 \text{ cm} = 0.06 \text{ mm}$$

$$Y_{max} = 0.06 \text{ mm} \ll Y_{permissible} = 0.4 \text{ mm}$$

El cálculo demuestra que la deflexión máxima obtenida es mucho menor a la deflexión permisible, por lo tanto se acepta el diseño propuesto.

3.1.3 CABEZA DE CORTE

El diseño de la cabeza consiste de una placa de dimensiones similares a las de la mesa de corte, tanto en longitud (700 mm) ancho(500 mm) y espesor (20 mm), como se muestra en la figura 3.18, razón por la cual se aceptan las condiciones de diseño establecidas, ya que al tratarse de una placa similar el soporte de esfuerzos y cargas viene a ser prácticamente el mismo, lo cual ya se comprobó anteriormente en el diseño de la mesa, en la parte superior posee una cubierta de forma trapezoidal en la cual se encuentran los mandos de control de la máquina, todo esto se encuentra acoplado al cilindro hidráulico por medio de una chumacera, además la cabeza tiene movimiento rotatorio alrededor del eje central del cilindro y esto permite que la cabeza tenga movimiento como se puede observar en la figura 3.19, a continuación se procede a realizar el diseño del cojinete.

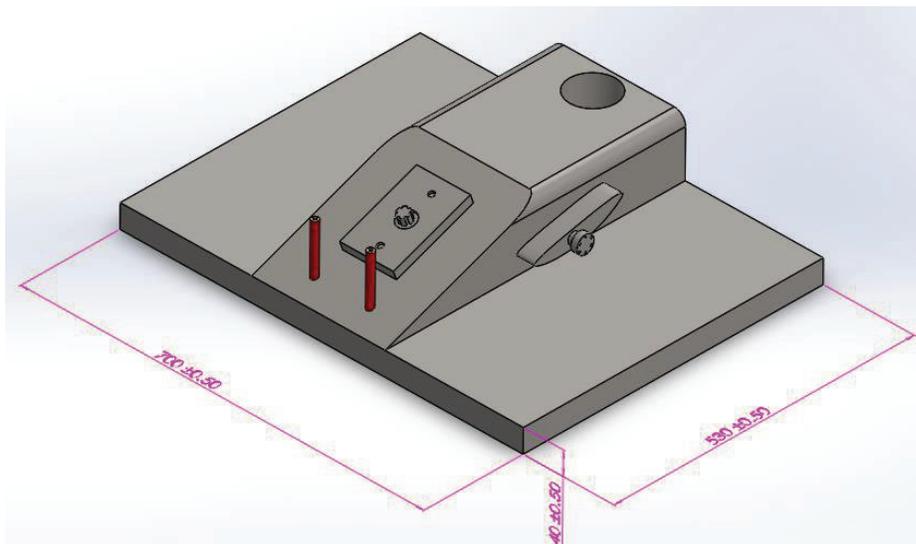


Figura 3. 18 Diagrama de la cabeza de corte

Fuente: Propia

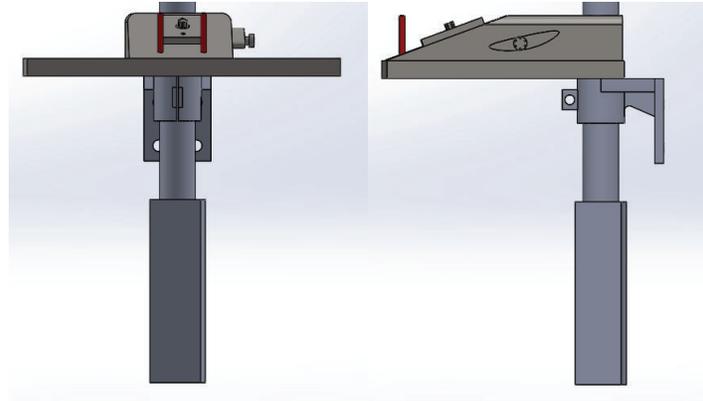


Figura 3. 19 Cabeza de corte acoplada al cilindro por medio de cojinete.

Fuente: Propia

3.1.3.1 DISEÑO DEL COJINETE¹⁹

A continuación se realiza el diseño estático y dinámico de los rodamientos.

Para el tamaño del rodamiento estático se utiliza la siguiente formula:

$$C_o = f_s * P_o \text{ (Kg)}$$

Donde:

C_o = Capacidad de carga estática (kg)

f_s = Factor de esfuerzos estáticos para nuestro caso 1,5 (anexo J)

P_o = Carga estática equivalente (kg)

Entonces:

$$C_o = 1.5 * 5000 \text{ Kg}$$

$$C_o = 7500 \text{ Kg} = 73500 \text{ N}$$

Para el diseño dinámico se utiliza la siguiente formula:

¹⁹ Kugelfischer, G. y Schweinfurt C. Rodamientos de bolas y de rodillos FAG. pp. 248, 250

$$C = \frac{f_L}{f_n f_H} P(Kg)$$

Donde:

C_D = Capacidad de carga dinámica (kg)

f_L = Factor de esfuerzos dinámicos (Anexo A)

f_n = Factor de velocidad, depende de las revoluciones (Anexo A)

f_H = Carga dinámica equivalente (Kg) (Anexo A)

Entonces:

$$C_D = \frac{2.5}{0.96 * 1.2} 5000(Kg)$$

$$C_D = 10850.69 Kg = 106336.80 (N)$$

Con estos datos de capacidad estática (73500 N) y capacidad de carga dinámica (106337 N) se selecciona el cojinete UCPX 18 cuyas características se describen en el anexo B.

3.1.4 DISEÑO DEL BASTIDOR

3.1.4.1 DISEÑO DE LOS SOPORTES CON PERFIL TIPO L²⁰

Se eligen soportes hechos con perfiles tipo L, estos tienen la función de soportar el peso de la mesa, la carga de corte producida por la máquina y ser un apoyo para el montaje de los sistemas que conforman la máquina: sistema hidráulico, sistema de control y en si todo el sistema estructural. A continuación se muestra la figura 3.20 que corresponde a un esquema de la mesa de corte con sus rigidizadores apoyada en los soportes.

²⁰ BEER,J; "Mecánica De Materiales" McGraw-Hill ;2 edición; Colombia 1993.

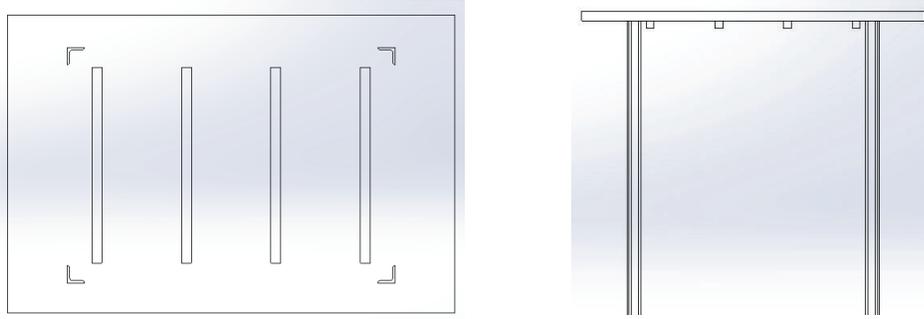


Figura 3. 20 Diagrama de la mesa con sus soportes y cabeza de corte

Fuente: Propio

3.1.4.2 SELECCIÓN DEL PERFIL

El soporte se lo diseña como una columna que soporta una carga a compresión pura en su extremo superior, así que el principal objetivo por medio de todos los cálculos a realizar es evitar una sobrecarga y que se produzca pandeo.

Para todo este diseño se utilizan formulas de la AISC, se asume que el pandeo se puede producir respecto al eje 2-2, por lo que utiliza el menor radio de giro. Los soportes deben soportar la carga de corte producida por la máquina que es de 5000 Kg, se eligen 4 soportes como se muestra en la figura 3.21, cada soporte tendrá que resistir 1250 Kg, como se muestra en la siguiente figura.

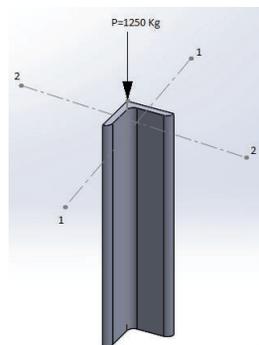


Figura 3. 21 Diagrama de un solo soporte de la meza de corte

Fuente: Propio

Para elementos sometidos a compresión la AISC recomienda

$$\sigma_{per} = 0.4 S_y$$

Ec[3.19]

Dónde:

σ_{per} = esfuerzo permisible del soporte

S_y = límite de fluencia del material acero ASTM A36=36 ksi

Utilizando la ecuación [3.19] se tiene el esfuerzo permisible para cada uno de los soportes.

$$\sigma_{per} = 0.4 * (36 \text{ ksi}) = 14.4 \text{ ksi} = 1012.42 \text{ Kg/cm}^2$$

Se encuentra el esfuerzo máximo por medio de la siguiente expresión:

$$\sigma_{max} = 0.5 S_y$$

Ec[3.20]

$$\sigma_{max} = 0.5 * 36(\text{ksi}) = 72 \text{ Ksi} = 5062 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Para seleccionar el perfil adecuado se va a determinar el área de la sección del perfil y buscar un perfil con área similar en el manual de la AISC, el área se la encuentra por medio de la siguiente expresión:

$$\sigma = F/A$$

Ec[3.21]

Dónde:

σ = esfuerzo del soporte (se puede utilizar el esfuerzo permisible)=972kg/cm²

F= fuerza sobre cada soporte=1250 kg

A=área de la sección del soporte

$$A = \frac{F}{\sigma} = \frac{1250 \text{ kg}}{1012.42 \text{ Kg/cm}^2} = 1.23 \text{ cm}^2 = 0.19 \text{ in}^2$$

El área encontrada es de 0.19 in², el perfil L 2x2x1/8 in es el que más se acerca a este valor con un área de 0.484 in²=3.12 cm², se decide utilizar este perfil, todas sus características se las encuentra en el anexo C

3.1.4.3 DISEÑO DE UN SOLO SOPORTE

Después de seleccionar el perfil se calcula la relación de esbeltez crítica por medio de la siguiente expresión:

$$\left(\frac{KL}{r}\right)_c = \sqrt{\frac{2\pi E}{\sigma_y}}$$

Ec[3.16]

Dónde:

K= factor de longitud efectiva=1

L=longitud del soporte

r= radio de giro de deflexión del soporte

E=módulo de elasticidad del material

σ_y = límite de fluencia del material acero ASTM A36=36 ksi

El valor de la longitud efectiva k es 1 debido a las recomendaciones de diseño, ya que la columna no posee articulaciones en los dos extremos.

$$\left(\frac{KL}{r}\right)_c = \sqrt{\frac{2\pi^2(29000ksi)}{36ksi}} = 126.09$$

Se supone una altura de 150 cm=59.05 in, y por medio del anexo..... se tiene el radio de giro r=0.626 in, entonces se obtiene la relación de esbeltez

$$\frac{L}{r}$$

Ec[3.17]

$$\frac{L}{r} = \frac{59.05 \text{ in}}{0.626 \text{ in}} = 94.33$$

El resultado es menor que la esbeltez crítica, entonces la longitud es válida, a continuación se obtiene el factor de seguridad y la tensión admisible.

El factor de seguridad se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$n_1 = \frac{5}{3} + \frac{3(KL/r)}{8(KL/r)_c} - \frac{(KL/r)^3}{8(KL/r)_c^3}$$

Ec[3.18]

$$n_1 = \frac{5}{3} + \frac{3(94.33)}{8(126.1)} - \frac{(94.33)^3}{8(126.1)^3} = 1.89$$

Y la tensión permisible se la obtiene por medio de la siguiente expresión:

$$\frac{\sigma_{per}}{\sigma_y} = \frac{1}{n_1} \left[1 - \frac{(KL/r)^2}{2(KL/r)_c^2} \right]$$

Ec[3.19]

$$\frac{\sigma_{per}}{\sigma_y} = \frac{1}{1.89} \left[1 - \frac{(94.33)^2}{2(126.1)^2} \right] = 0.381$$

$$\sigma_{per} = 0.381\sigma_y = 0.381(36 \text{ ksi}) = 13.71 \text{ ksi} = 963.90 \text{ kg/cm}^2$$

El área del perfil elegido es de $0.484 \text{ in}^2 = 3.12 \text{ cm}^2$ entonces la carga permisible es:

$$P_{per} = \sigma_{per} * A = 963.90 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * 3.12 \text{ cm}^2 = 3007.36 \text{ kg}$$

Con la longitud elegida de 150 cm el montante soporta 3007.36 Kg muy por encima de los 1250 kg que debe soportar, por lo tanto todas las condiciones de diseño se aceptan.

3.1.4.4 DISEÑO DE TODA LA SECCIÓN

En esta parte se va a realizar el diseño para toda la sección que contiene los cuatro soportes como se muestra en la figura 3.22.

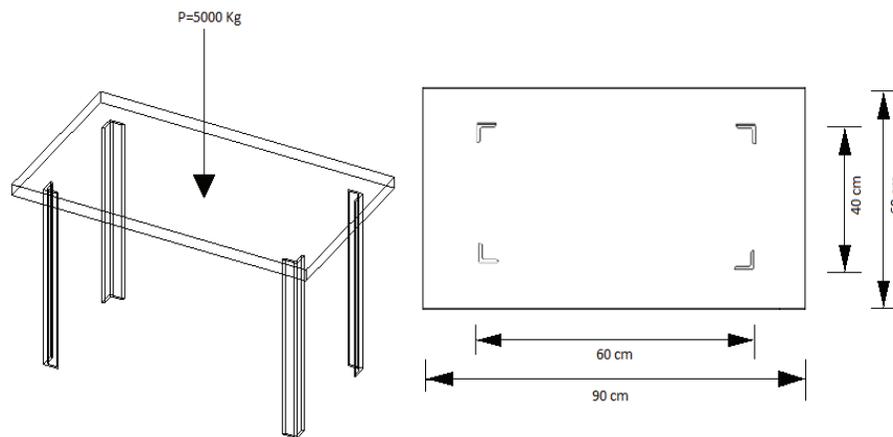


Figura 3. 22 Diagrama todos los soportes de la meza de corte

Fuente: Propio

Se utiliza la ecuación [3.19] para obtener el esfuerzo permisible:

$$\sigma_{per} = 0.4 S_y$$

$$\sigma_{per} = 0.4 * (36 \text{ ksi}) = 14.4 \text{ ksi} = 1012.42 \text{ Kg/cm}^2$$

A continuación se realiza el cálculo de la sección compuesta que se muestra en la figura 3.21 , el cálculo se lo realiza mediante la ayuda del software solidworks y el valor es el siguiente:

$$I = 38366.73 \text{ in}^4$$

Luego de obtener la inercia de la sección compuesta se calcula el radio de giro el cual se lo se lo obtiene por medio de la siguiente expresión:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Ec[3.25]

Dónde:

r = radio de giro de la sección rectangular

I = inercia de la sección compuesta=38366.73 in⁴

A = Área de los 4 soportes=1.94 in²

Entonces se tiene:

$$r = \sqrt{\frac{38366.73 \text{ in}^4}{1.94 \text{ in}^2}} = 140.77 \text{ in}$$

Con todos los datos obtenidos se calcula la relación de esbeltez crítica por medio de la siguiente expresión [3.22]

$$\left(\frac{KL}{r}\right)_c = \sqrt{\frac{2\pi E}{\sigma_y}}$$

Dónde:

K = factor de longitud efectiva=1

L =longitud de los soportes=150cm=59.05 in

r = radio de giro=140.77 in

E =módulo de elasticidad del material=29000 ksi

σ_y = límite de fluencia del material acero ASTM A36=36 ksi

El valor de la longitud efectiva k es 1 debido a las recomendaciones de diseño, ya que la columna no posee articulaciones en los dos extremos.

$$\left(\frac{KL}{r}\right)_c = \sqrt{\frac{2\pi^2(29000\text{ksi})}{36\text{ksi}}} = 126.09$$

Se supone una altura de 150 cm=59.05 in, con esto se obtiene la relación de esbeltez, utilizando la ecuación [3.23]

$$\frac{L}{r} = \frac{59.05 \text{ in}}{140.77 \text{ in}} = 0.41$$

El resultado es mucho menor que la esbeltez crítica, entonces la longitud es válida, a continuación se obtiene el factor de seguridad y la tensión admisible.

El factor de seguridad se lo obtiene mediante la siguiente expresión :

$$n_1 = \frac{5}{3} + \frac{3(KL/r)}{8(KL/r)_c} - \frac{(KL/r)^3}{8(KL/r)_c^3}$$

Ec[3.26]

$$n_1 = \frac{5}{3} + \frac{3(0.41)}{8(126.1)} - \frac{(0.41)^3}{8(126.1)^3} = 1.94$$

Y la tensión permisible se la obtiene por medio de la siguiente expresión :

$$\frac{\sigma_{per}}{\sigma_y} = \frac{1}{n_1} \left[1 - \frac{(KL/r)^2}{2(KL/r)_c^2} \right]$$

Ec[3.27]

$$\frac{\sigma_{per}}{\sigma_y} = \frac{1}{1.66} \left[1 - \frac{(0.41)^2}{2(126.1)^2} \right] = 0.602$$

$$\sigma_{per} = 0.602 = 0.602(36 \text{ ksi}) = 21.68 \text{ ksi} = 1524.25 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

El área de los 4 soportes es 6.84 cm² entonces la carga permisible es:

$$P_{per} = \sigma_{per} * A = 1524.25 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} * 6.84 \text{ cm}^2 = 10425.87 \text{ kg}$$

El valor de la carga permisible es de 10425.31 kg muy por encima de los 5000 kg que debe soportar toda la sección, entonces se aceptan todas las condiciones de diseño.

3.2 DISEÑO DE LA SOLDADURA²¹

La soldadura que se va a diseñar es la de los perfiles unidos a la mesa de corte, y la de los rigidizadores también unidos a la mesa de corte, el proceso de soldadura que se va a utilizar es FCAW con un bisel a tope.

3.2.1 PERFILES SOLDADOS A LA MESA DE CORTE

La fuerza que se transmite a cada perfil es de 12250 N, y los perfiles seleccionados son: L 2*2*1/8 (in), a continuación se calcula el esfuerzo máximo en la soldadura de un perfil, y se lo va a comparar con el electrodo que más se acerca a dichas condiciones.

Lo primero que se realiza es ubicar el centroide en los ejes x e y por medio de las siguientes expresiones:

Para el eje x:

$$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b+d)}$$

Ec[3.28]

Para el eje y:

$$\bar{y} = \frac{2bd + d^2}{2(b+d)}$$

Ec[3.29]

Donde:

\bar{x} = Distancia del centroide en el eje x.

\bar{y} = Distancia del centroide en el eje y.

G= Ubicación exacta del centroide.

²¹ SHIGLEY J, "Manual de diseño mecánico", editorial McGraw-Hill, México 1989, Cuarta edición, pág. 446-453

b = Distancia superior del perfil.

d = Distancia lateral del perfil.

Se muestra un esquema del perfil a soldar en la figura 3.23.

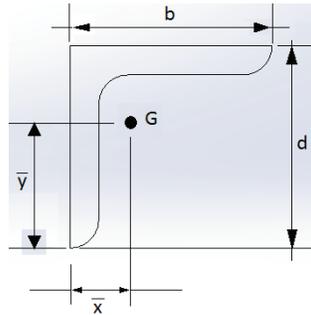


Figura 3. 23 Esquema del perfil a soldar

Fuente: Propio

Entonces para el eje x se tiene:

$$\bar{x} = \frac{(5.08 \text{ cm})^2}{2(5.08 + 5.08)\text{cm}}$$

$$\bar{x} = 1.27 \text{ cm}$$

Y para el eje y:

$$\bar{y} = \frac{2 * (5.08 * 5.08)(\text{cm}) + (5.08\text{cm})^2}{2(5.08 + 5.08)(\text{cm})}$$

$$\bar{y} = 3.81 \text{ cm}$$

Luego de esto obtenemos el momento torsional de reacción:

$$M = 12250 (N) * 0.05562 \text{ m}$$

$$M = 681.34 \text{ N} * \text{ m}$$

A continuación se calcula el momento polar de inercia unitario por medio de la siguiente expresión:

$$J_u = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$$

Ec[3.30]

Entonces se tiene:

$$J_u = \frac{(5.08cm + 5.08cm)^4 - 6(5.08cm)^2(5.08cm)^2}{12(5.08cm + 5.08cm)}$$

$$J_u = 54.62cm^3 = 5.46 * 10^{-5} m^3$$

Con este dato se calcula el momento polar de inercia resultante por medio de la siguiente expresión:

$$J = 0.707 h J_u$$

Ec[3.31]

Donde:

J = Momento polar de inercia resultante (m^4)

J_u = Momento polar de inercia unitario (m^3)

h = Altura de la garganta (0.01752m) (ver anexo D)

Entonces:

$$J = 0.707(0.01752 m)(5.46 * 10^{-5} m^3)$$

$$J = 6.76 * 10^{-7} m^4$$

A continuación se calcula el área de la garganta por medio de la siguiente expresión:

$$A = 0.707h(b + d)$$

Ec[3.32]

$$A = 0.707(0.01752m)(0.0508m + 0.0508m)$$

$$A = 1.258 * 10^{-3} m^2$$

Luego de esto se procede a calcular el esfuerzo cortante primario por medio de la siguiente expresión:

$$\tau'_x = \frac{V}{A}$$

Ec[3.33]

Donde:

τ'_x = Esfuerzo cortante primario

V = Carga a la que está sometida la soldadura 12500 N

A = Área de la garganta

Entonces se tiene:

$$\tau'_x = \frac{12500 \text{ N}}{1.258 * 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$\tau'_x = 9.737 \text{ Mpa}$$

También se necesita el esfuerzo cortante secundario por sus componentes paralelas a los ejes x y y, para la componente en x se tiene:

$$\tau''_x = \frac{M * r_y}{J}$$

Ec[3.34]

Donde:

τ''_x = Esfuerzo cortante secundario en x

M = Momento torsional de reacción (681.34 Nm)

r_y = Distancia en y al centroide (0.0381 m)

J = Momento polar de inercia resultante ($6.76 * 10^{-7} \text{ m}^4$)

Entonces:

$$\tau''_x = \frac{681.34 \text{ Nm} * 0.0381 \text{ m}}{6.76 * 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$\tau''_x = 38.4 \text{ Mpa}$$

Para el esfuerzo secundario respecto a la componente en x se tiene:

$$\tau_y'' = \frac{M * r_x}{J}$$

Ec[3.35]

Donde:

τ_y'' = Esfuerzo cortante secundario en y

M = Momento torsional de reacción (681.34 Nm)

r_y = Distancia en y al centroide (0.0127 m)

J = Momento polar de inercia resultante ($6.76 * 10^{-7} m^4$)

Entonces:

$$\tau_y'' = \frac{681.34 Nm * 0.0127 m}{6.76 * 10^{-7} m^4}$$

$$\tau_y'' = 12.8 Mpa$$

Con todos los cálculos realizados anteriormente ya se puede obtener el esfuerzo máximo que puede soportar la soldadura mediante la siguiente expresión:

$$\tau = \sqrt{\tau_y^2 + \tau_x^2}$$

Ec[3.36]

Donde:

τ = Esfuerzo máximo que soporta la soldadura (Mpa)

τ_y^2 = Esfuerzo total en y (12.8 Mpa)

τ_x^2 = Esfuerzo total en x (48.13 Mpa)

Entonces:

$$\tau = \sqrt{(12.8 Mpa)^2 + (9.73 Mpa + 38.4 Mpa)^2}$$

$$\tau = 49.8\text{Mpa}$$

Con el dato concreto de esfuerzo máximo en la soldadura (49.8 Mpa) se elige un electrodo E6012 que es un electrodo para este tipo de aceros y sus características son perfectas para el diseño propuesto, las especificaciones técnicas del electrodo E6012 se las encuentra en el anexo D.

3.3 DISEÑO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

3.3.1 FUNDAMENTOS

El funcionamiento de un sistema hidráulico consiste en la creación de fuerzas y movimientos mediante fluidos sometidos a presión, esto se basa en dos principios fundamentales los cuales son:

- Principio de Pascal: el cual expresa, que la presión ejercida sobre un fluido incompresible y en equilibrio dentro de un recipiente de paredes indeformables se transmite con igual intensidad en todas las direcciones y en todos los puntos del fluido.
- Principio de Bernoulli: el cual expresa, que un fluido ideal (sin viscosidad ni rozamiento) en régimen de circulación por un conducto cerrado, la energía que posee el fluido permanece constante a lo largo de su recorrido.

3.3.2 ELEMENTOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA HIDRÁULICO

- Fluido hidráulico
- Depósito del fluido
- Motor eléctrico
- Bomba hidráulica
- Mangueras hidráulicas
- Válvula de control direccional
- Válvula de control de presión
- Cilindro hidráulico

3.3.3 PARAMETROS DE DISEÑO HIDRÁULICO

3.3.3.1 CAPACIDAD

La fuerza requerida para la máquina es de 5 toneladas (5000 kg) dato que se plantea desde el inicio del proyecto.

3.3.3.2 CILÍNDRRO HIDRÁULICO

La carrera que se desea para el cilindro hidráulico es de 10cm (100mm) como máximo, que es el diseño en el que está basada la máquina ya que brazo se desplaza de arriba abajo y viceversa con esta distancia.

El número de cilindros que se necesita es uno, ya que la máquina al estar diseñada para trabajar con una fuerza de 5 toneladas, con un solo cilindro se puede cubrir esta necesidad sin problemas.

La velocidad de desplazamiento del cilindro hidráulico que se desea es de 10 cm/s, la presión de trabajo recomendada del sistema es de 100 kg/cm² (10 Mpa), además de todos estos datos se necesita el diámetro del cilindro el cual se lo calcula a continuación:

3.3.3.2.1 Cálculo del diámetro del cilindro

$$P = F/A$$

Ec[3.37]

Dónde:

P= presión del fluido hidráulico 100 kg/cm²

F= fuerza de trabajo 5000 kg

A= área interna del cilindro hidráulico

Con esto se despeja el área de la Ec [3.37] y se obtiene:

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

$$A = \frac{5000kg}{100 kg/cm^2}$$

$$A = 50cm^2$$

Con este resultado se puede determinar el diámetro del cilindro en base a la siguiente ecuación:

$$A = \pi r^2$$

Ec [3.38]

Dónde:

A= área interna del cilindro

r= radio del cilindro

$$r = \sqrt{50cm^2/\pi}$$

$$r = 3.98cm = 39.8mm$$

El radio es de 40 mm por ende el diámetro es de 80 mm.

Con todos los datos establecidos para el cilindro hidráulico se escoge el cilindro CHKD B80 10 que cumple con todos los requerimientos, todas las especificaciones técnicas del cilindro seleccionado se las encuentra en el anexo E.

3.3.3.3 CAUDAL DE TRABAJO

Se necesita el caudal de trabajo, ya que es un dato importante para después seleccionar la bomba y el motor:

$$Q = A * v$$

Ec[3.39]

Dónde:

Q=caudal de la bomba

A=Área interna del cilindro hidráulico

v=velocidad de desplazamiento del cilindro.

Los datos para utilizar la ecuación 3.39 se los tiene ya que el área interna del cilindro hidráulico se la calculo anteriormente y es de 50cm^2 y la velocidad de desplazamiento deseada es de 2 cm/s con estos datos se procede a calcular el caudal:

$$Q = 50\text{cm}^2 * 2 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 100 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} = 6000 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} = 6 \text{ l/min}$$

3.3.3.4 CÁLCULO DE LA POTENCIA Y SELECCIÓN DEL MOTOR

La potencia se define como el trabajo por unidad de tiempo entonces:

$$P = \frac{W}{t} = \frac{F * \Delta r}{t} = F * v$$

Ec[3.40]

Dónde:

P= potencia requerida

W=Trabajo del cilindro

F= fuerza de trabajo del cilindro, $5000\text{ kg} = 49033\text{ N}$

Δr = desplazamiento del cilindro

t = tiempo

v= velocidad de desplazamiento del cilindro ($0,05\text{m/s}$)

$$P = 49033(\text{N}) * 0.02(\text{m/s})$$

$$P = 980.66 (\text{W}) = 1.31 (\text{Hp})$$

Con la potencia calculada de $1.31(\text{Hp})$ se selecciona un motor siemens trifásico de jaula de ardilla HSFO 539 de $1.5(\text{Hp})$ de 1800 rev/min cuyas especificaciones técnicas se las muestra en el anexo F.

3.3.3.5 BOMBA HIDRÁULICA

Para la selección de la bomba es necesario conocer su desplazamiento, es decir la cantidad de caudal que puede manejar por revolución, para esto se necesitan los datos de caudal que es de 15 l/min y las revoluciones del motor que son de 1800 rev/min, con estos datos se tiene:

$$\text{Desplazamiento} = \frac{6000 \text{ cm}^3/\text{min}}{1800 \text{ rpm}}$$

$$\text{Desplazamiento} = 3.33 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Con este dato se selecciona una bomba de engranajes marca Bezares con número de serie BR 8 5014006, cuyas especificaciones técnicas se las encuentra en el anexo G.

3.3.3.6 MANGUERAS HIDRÁULICAS

Para la conducción del fluido hidráulico se emplean tanto tuberías rígidas de acero sin soldadura como mangueras flexibles, se evitan los elementos galvanizados dado que el zinc puede reaccionar con aditivos que formen parte del fluido hidráulico.

Para distancias cortas es recomendable utilizar las mangueras flexibles que son las que se van a utilizar en el diseño de la troqueladora, un factor importante a considerar en el diseño de las líneas, es la velocidad a la que recorre el fluido por medio de estas, las velocidades recomendadas se muestran en la tabla 3.3 basadas en el catálogo del anexo H.

Tabla 3. 3 Velocidades recomendadas en mangueras hidráulicas

	Líneas de succión	Líneas de presión
Velocidad mínima recomendada (m/s)	0.61	2.13
Velocidad máxima recomendada (m/s)	1.37	4.98

En base a las velocidades recomendadas y al caudal calculado anteriormente que es de 15 l/min que es igual a $0.000025 \text{ m}^3/\text{s}$ se puede obtener el diámetro interior de las mangueras para cada una de las velocidades recomendadas, los diámetros se muestran en la tabla 3.4.

Tabla 3. 4 Diámetros internos de las mangueras hidráulicas

	Caudal (m^3/s)	Velocidad recomendada (m/s)	Diámetro (mm)
Línea de succión	0.000025	0.61	22.22
		1.37	15.87
Línea de presión	0.000025	2.13	12.7
		4.98	9.52

En base a los datos obtenidos y teniendo en cuenta el catálogo del anexo D para la línea de succión se elige una manguera SAE 100R2AT de 3/4 pulgadas de diámetro interior o 19mm, que puede soportar una presión de trabajo de 2250 Psi, cuyas especificaciones técnicas se encuentran en el anexo I. Para la línea de presión se elige una manguera SAE 100R2AT de 3/8 pulgadas de diámetro interior o 9.52 mm, que puede soportar una presión de trabajo de 4000 Psi, cuyas especificaciones se encuentran en el anexo J.

3.3.3.7 FLUIDO HIDRÁULICO

El fluido hidráulico cumple un papel fundamental dentro de todo el sistema, ya que por medio de éste se transmite la fuerza que se desea que la máquina aplique, además realiza otras operaciones importantes para el correcto funcionamiento de todo el sistema como: transmitir la presión, disipar el calor producto de la transformación de energía, proteger los elementos de la corrosión.

Los fluidos más utilizados en los sistemas hidráulicos son los aceites minerales, ya que cumplen con los todos los requisitos mencionados anteriormente y poseen otras propiedades como: características anticorrosivas, buena resistencia a la oxidación, características antiespumantes, razones suficientes para ser los más utilizados en la industria, y motivo por el cual se ha elegido un aceite mineral para nuestro diseño.

La presión del fluido hidráulico va a ser de 100 Kg/cm² y va a trabajar a una temperatura de entre 80-90 °C, con estos datos se elige el aceite ISO 100 cuyas características se muestran en el anexo K.

3.3.3.8 DEPÓSITO DE FLUIDO

Para el depósito de fluido existen dos opciones: la primera es un tanque presurizado y la segunda un tanque ventilado. La elección no es complicada ya que el depósito se encuentra dentro de la estructura que conforma la troqueladora, por lo tanto lo más adecuado es un depósito presurizado ya que al estar completamente sellado evita que la suciedad y humedad penetren en su interior, además evita la fuga de fluido, a diferencia de uno ventilado el cual al no tener cubierta está expuesto a contaminantes e impurezas.

El depósito de fluido cumple con muchas funciones aparte de la principal que es la del almacenamiento del fluido, se encarga de separar el aire del fluido, también sirve como elemento disipador de calor a través de las paredes del tanque refrigerando así el fluido en su interior, para ello es necesario que el fluido permanezca uno o dos minutos en el interior del tanque por esta razón la capacidad del tanque tiene que ser del doble del caudal calculado.

El tanque además cuenta con otros elementos que son:

Tapa de llenado.- evita que los contaminantes penetren en el tanque mientras se utiliza la abertura para añadir el aceite, además de mantener hermético al sistema.

Válvula de alivio.- que se utiliza para evitar que se pueda alcanzar un exceso de presión a medida que el fluido se calienta y que pudiera exceder la seguridad del tanque

Rejilla llenado.- evita que entren impurezas al depósito cuando se retira la tapa de llenado.

Tubo de llenado.- es el que permite llenar el tanque en el nivel correcto y así evitar un llenado excesivo.

Deflectores.-evitan que el aceite de retorno fluya directamente a la salida del depósito, también evitan que el aceite salpique, lo que reduce la producción de espuma de aceite.

Tuberías de suministro y retorno.- la tubería de suministro permite que el aceite fluya hacia el sistema y la de retorno permite que el aceite fluya del sistema al tanque.

Drenaje.- ubicado en la parte inferior del tanque permite sacar el aceite en la operación de cambio de aceite, además que el drenaje permite retirar del aceite contaminantes como el agua y sedimentos.

A continuación se muestra la figura 3.24 de un tanque de almacenamiento de fluido con todas sus partes.

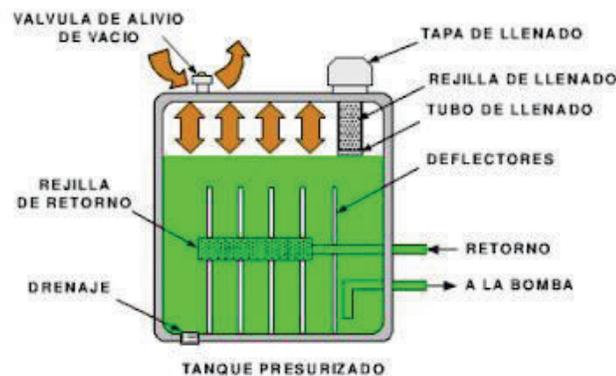


Figura 3. 24 Tanque Presurizado

Fuente: <http://industrial-automatca.blogspot.com/2011/06/deposito-hidraulicos.html>

3.3.3.9 VÁLVULAS

Las válvulas que generalmente se usan en los circuitos hidráulicos sirven para controlar el funcionamiento de los actuadores y los parámetros que estos conllevan como presión, caudal, enviar señales, guiar el camino del aceite.

Para la troqueladora se decide utilizar dos válvulas:

- Una válvula modular accionada por solenoide
- Una válvula de control direccional

3.3.3.9.1 *Válvula modular accionada por solenoide*

Esta tipo de válvulas modulares, al tener varios accesorios incluidos están diseñadas para realizar varias funciones según el diseño deseado, la válvula elegida para la troqueladora es la VEF-15160-D cuyas especificaciones técnicas se encuentran en el anexo L.

Posee dos accesorios:

- Una válvula de alivio o también llamada válvula limitadora de presión la cual se encarga de controlar el máximo nivel de presión. Se mantiene cerrada cuando la presión es menor al máximo permitido, pero se abre para darle una ruta de escape al aceite para descargarse de regreso al depósito si la presión se eleva demasiado debido a una sobrecarga.
- También posee una válvula de retención o antiretorno, como su nombre lo indica estas válvulas tienen como objetivo evitar que el fluido que recorre su camino en una dirección no retorne por medio de la misma.

A continuación se muestra la figura 3.25 que corresponde a varias válvulas accionadas por solenoide.



Figura 3. 25 Válvulas accionadas por solenoide

Fuente: <http://www.enerpac.com/es/herramientas-industriales/componentes-de-sistemas/valvulas-hidraulicas/serie-ve-valvulas-modulares-accionadas-por-solenoide>

3.3.3.9.2 *Válvula de control direccional*

Esta tipo de válvula (figura 3.26) es la encargada de controlar que el fluido siga por la dirección indicada. La válvula elegida es la RPC3-TN2-43 cuyas características técnicas se encuentran en el catálogo del anexo M.



Figura 3. 26 Válvula de control direccional

Fuente: <http://www.aguamarket.com/productos/productos.asp?producto=4117&nombreproducto=v+alvula+reguladora+de+flujo++modelo+vanitus>

3.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL

El sistema de control es el encargado de dar la señal para realizar el corte por medio de los pulsadores que posee la máquina, los pulsadores tienen que presionarse simultáneamente solamente así envían la señal al sistema hidráulico para que se realice el corte (la cabeza baja perpendicularmente sobre la mesa a la posición 2), una vez realizado esto la cabeza regresa automáticamente a su posición inicial como se muestra a continuación en la figura 3.27.

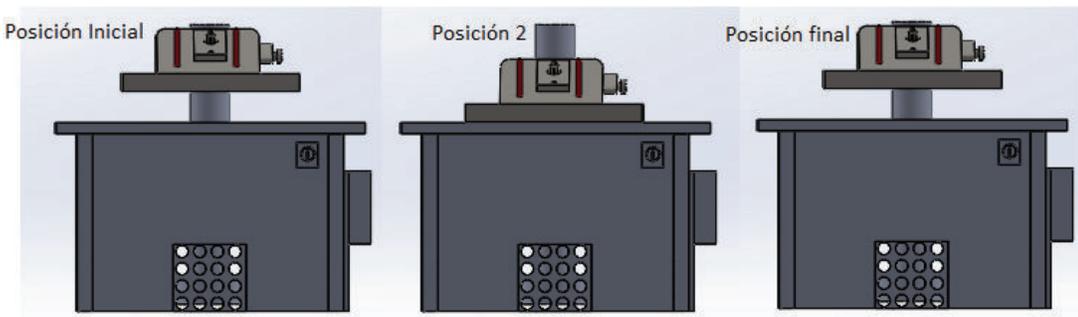


Figura 3. 27 Posiciones de la Troqueladora

Fuente: Propia

3.4.1 FUNCIONAMIENTO

Primero se muestra la figura 3.28 que corresponde a un esquema del funcionamiento del sistema de control.

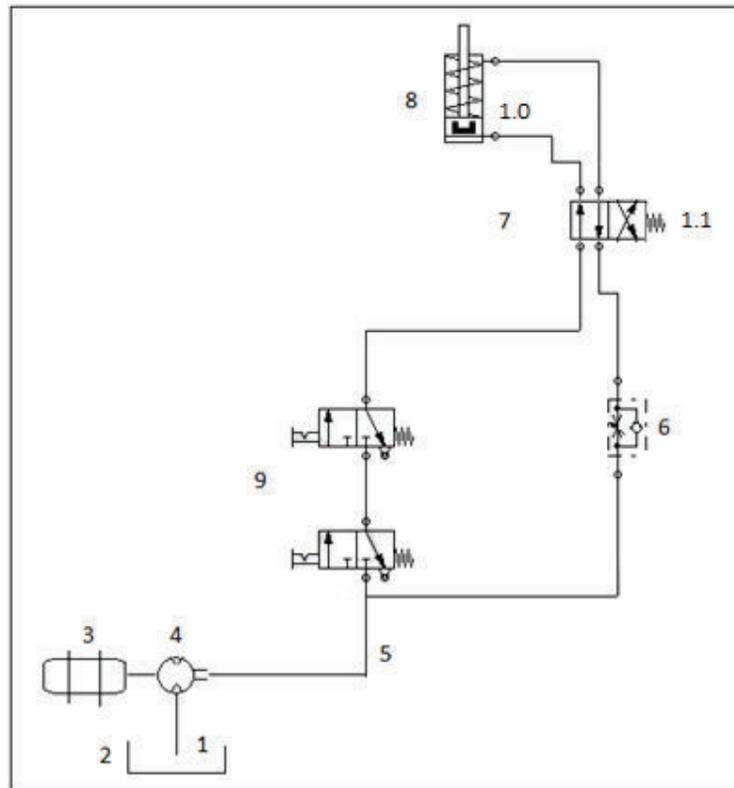


Figura 3. 28 Esquema del sistema de control

Fuente: Propio

1. Fluido hidráulico
2. Depósito del fluido
3. Motor eléctrico
4. Bomba hidráulica
5. Mangueras hidráulicas
6. Válvula de control direccional
7. Válvula modular accionada por solenoide
8. Cilindro hidráulico
9. Pulsadores

En el sistema de control, la máquina va a disponer de dos botones, uno para el encendido (On) y uno para el apagado (Off), ésta se encenderá al presionar el botón de encendido y se dará la señal para que se ponga a punto para el funcionamiento.

Se dispone de dos pulsadores(9) que accionan el motor(3), solo si se presionan al mismo tiempo, se realiza este diseño para evitar accidentes ya sea por mal uso de la máquina por descuido o por desconocimiento, al accionarse el motor también se pone en funcionamiento la bomba acoplada a éste.

Al accionar la bomba(4), el fluido empieza a circular por las mangueras hidráulicas(5) y pasa por los dos pulsadores(9) que se deben accionar simultáneamente hasta llegar a la válvula modular accionada por solenoide(7), donde se regula la presión máxima de funcionamiento que no debe exceder los 100 kg/cm^2 , si la presión es la correcta el fluido continua su paso hasta llegar al cilindro hidráulico(8) lo llena y realiza el corte, una vez llenado el cilindro este se vacía automáticamente y el fluido empieza su retorno al depósito pasando por la válvula de control direccional (6) y el ciclo comienza nuevamente.

CAPÍTULO 4

SIMULACIÓN DEL PROCESO DE CORTE

En este capítulo se realiza la simulación del ensamblaje y del proceso de corte las cuales se encuentran en el anexo N. La simulación se la realizó con la ayuda del software SolidWorks.

4.1 COMPROBACION DE ESFUERZOS

Adicionalmente se realiza una comprobación de esfuerzos sobre la mesa de corte mediante la ayuda del software SolidWorks para comprobar que resiste la capacidad de cinco toneladas especificadas en el diseño.

Para el proceso de comprobación de esfuerzos el proceso es el siguiente:

1. Aplicar el material con el que está diseñada la mesa de corte, en este caso acero ASTM A-36.
2. Posteriormente se fijan los soportes de la meza, para con esto poder asignar la carga a la que va a estar sometida que es de cinco toneladas (Ver figura 4.1).

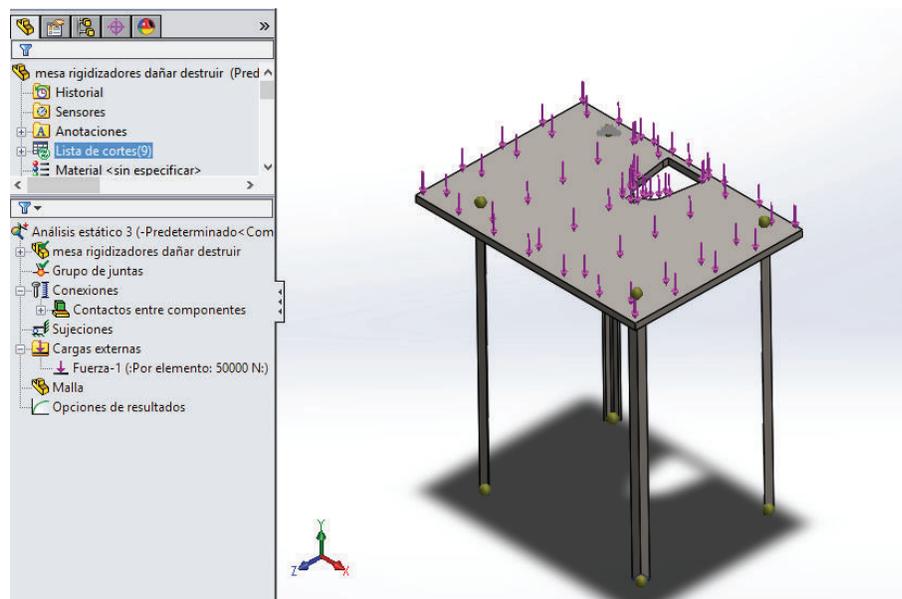


Figura 4. 1 Asignación de material, soportes y carga a la meza de corte.

3. Con todos los datos asignados se procede a crear la malla para finalmente obtener la simulación estática de la mesa de corte (Ver figura 4.2).

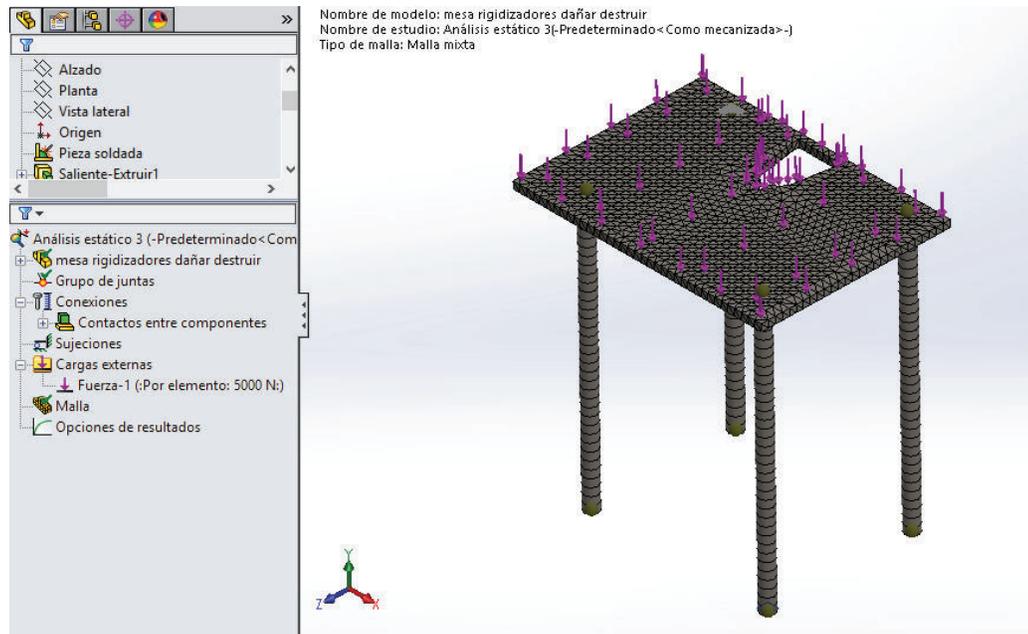


Figura 4. 2 Malla de simulación estática

4. Finalmente se obtiene los resultados finales en la figura 4.3.

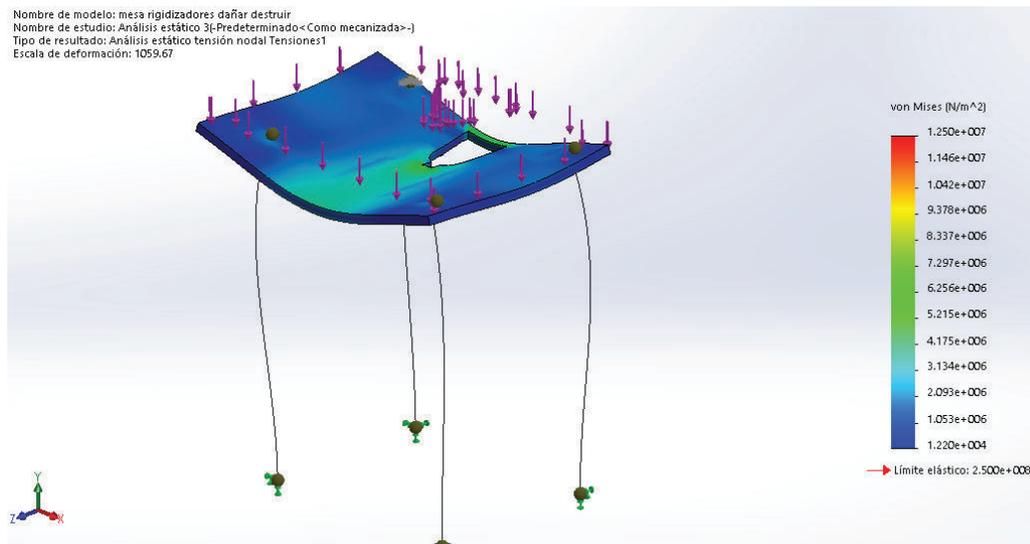


Figura 4. 3 Comprobación de esfuerzos meza de corte

Como se puede ver en la figura 4.1 ninguna región de la mesa de corte se acerca al límite máximo de Von Mises que es de $9.356 \cdot 10^7$ (N/m²), lo cual

significa que no existe riesgo de deformación y que todas las condiciones de diseño se aceptan sin problema.

- Adicionalmente se comprueban las deformaciones unitarias de la meza (Ver figura 4.4) con lo cual se comprueba la deformación máxima calculada en el capítulo 3 q es de 0.06mm y que la simulación es de 0.09mm con lo cual se comprueba que las condiciones de diseño establecidas son las correctas.

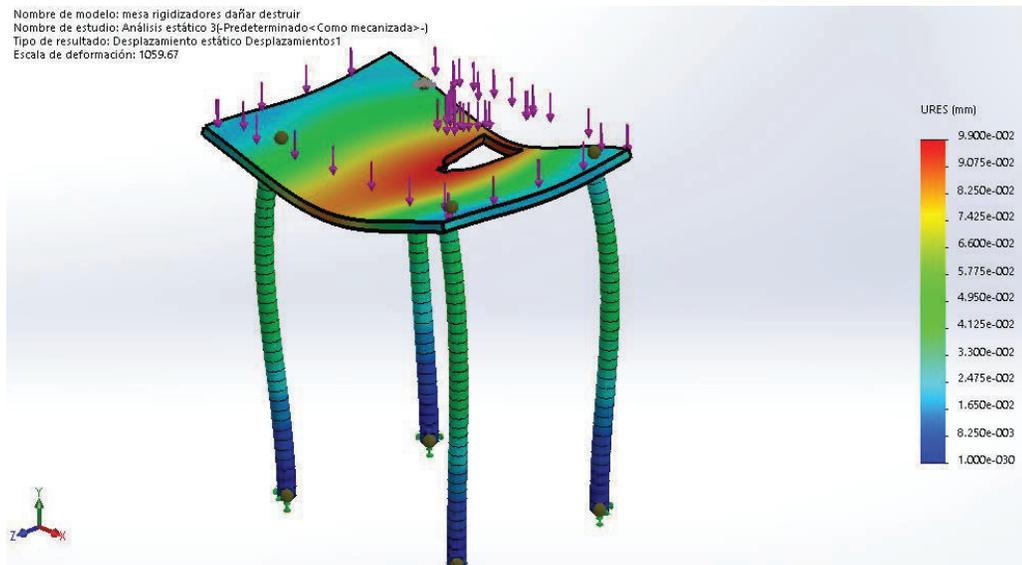


Figura 4. 4 Comprobación desplazamientos estáticos.

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS DE COSTOS

En este capítulo se realiza un análisis de todos los costos involucrados en el proyecto, para esto se dividen los gastos en dos grupos que son: costos directos y costos indirectos, se va a analizar cada grupo y al final se obtendrá el costo total del proyecto.

5.1 ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS

Los costos directos van a ser divididos en pequeños subgrupos, para analizarlos de mejor manera y al final obtener el costo total directo del proyecto, estos subgrupos son:

- Costo de materia prima
- Costo de fabricación
- Costo del sistema hidráulico
- Costo del sistema de control

5.1.1 COSTO DE MATERIA PRIMA

Estos costos se generan por los materiales necesarios para la fabricación de la troqueladora, se los describe a continuación en la tabla 5.1.

Tabla 5. 1 Costos de materia prima.

Elemento	Material	Dimensiones	Cant.	Precio unitario	Costo total USD
Estructural	viga de acero ASTM A 36 con perfil tipo L	Angulo L 76*76*5 mm con 150 mm de largo	4	21.83	87.32
Estructural	plancha de acero ASTM A 36	900*600*17 mm	2	86.54	173.08
Rigidizador	viga cuadrada de acero ASTM A36	20*20 mm y 500 mm de largo	6	18.73	112.38
Montantes laterales	plancha de acero ASTM A 36	400*150*10 mm	2	46.4	92.8
Montantes laterales	plancha de acero ASTM A 36	600*150*10mm	2	46.4	92.8
				Costo total final USD	558.38

5.1.2 COSTOS DE FABRICACIÓN

Estos costos se generan por los procesos necesarios para fabricar la máquina, y la mano de obra directa que interviene en el proceso, se los detalla en la tabla 5.2.

Tabla 5. 2 Costos de Fabricación.

Proceso	Tiempo (h)	Número de trabajadores	Costo/hora (USD/h)	Costo total USD
Corte	5	1	7.5	37.5
Soldadura Fcaw	15	1	11.5	172.5
Taladrado	5	1	6.5	32.5
Esmerilado	3	1	6.5	19.5
Costo Total final USD				262

5.1.3 COSTOS DEL SISTEMA HIDRAÚLICO

Estos costos corresponden a todos los elementos que conforman el sistema hidráulico, se los detalla en la tabla 5.3.

Tabla 5. 3 Costos del Sistema hidráulico.

Elemento	Referencia	Cantidad	Costo USD
Cilindro hidráulico	CHKD B80 10	1	195.36
Motor siemens trifásico	HSH2219	1	175.89
Bomba de engranajes	BR85014006	1	175.25
Mangueras hidráulicas	SAE100R2AT	1	135.8
Fluido hidráulico	ASTM215	1	95
Válvula modular	VEF-15160-D	1	94.25
Válvula de control direccional	RPC3-TN2-43	1	92.24
Filtro de aire	FEFO PIO-FOU	1	56.71
Tanque para fluido	WM35-WD	1	185.24
Costo final USD			1205.24

5.1.4 COSTOS DEL SISTEMA DE CONTROL

Estos costos corresponden a todos los elementos que conforman el sistema de control, se los muestra en la tabla 5.4.

Tabla 5. 4 Costos del Sistema de control.

Elemento	Referencia	Cantidad	Precio Unitario USD	Costo Total USD
Pulsador	3RT 2024	2	26.85	53.70
Pulsador de emergencia	1NC siemens	1	65.33	65.33
Luz piloto verde	220 V eléctrica	1	4.5	4.50
Luz piloto roja	220 V eléctrica	1	4.5	4.50
			Costo total final USD	128.03

5.1.5 COSTO TOTAL DIRECTO

Este valor corresponde a la suma de todos los costos anteriores tabla 5.5.

Tabla 5. 5 Costo total directo.

Referencia	Costo Total USD
Costo de materia prima	558.38
Costos de fabricación	262
Costos del sistema hidráulico	1205.24
Costos del sistema de control	128.03
Costo total directo USD	2153.65

5.2 ANÁLISIS DE LOS COSTOS INDIRECTOS

Los costos indirectos son aquellos que no intervienen directamente en la construcción de la máquina pero tienen mucha importancia, ya que sin estos no se podría realizar el proyecto y desarrollo del producto (tabla 5.6).

Tabla 5. 6 Costos indirectos.

Referencia	Costo por hora USD	Número de horas	Costo Total USD
Costo del diseño	7.5	246	1845
Costos de suministros	-	-	192.5
		Costo total indirecto USD	2037.5

El costo de diseño se refiere a las horas invertidas la realizar todo el proyecto, y los costos de suministros hace referencia a los gastos de impresiones, copias, transporte.

5.3 COSTO TOTAL

El costo total es la suma de los costos directos y los costos indirectos (tabla 5.7).

Tabla 5. 7 Costo Total.

Referencia	Costo Total USD
Costo total directo	2153.65
Costo total indirecto	2037.5
Subtotal	4191.15
Imprevistos (5%)	219.55
Costo total directo USD	4410.70

El costo total del proyecto es de 4410.70 USD, el cual se obtuvo de un análisis realizado para elementos que se encuentran en el mercado ecuatoriano y que se encuentran al alcance de cualquier empresa o persona que desee realizar el proyecto.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

- El diseño de la máquina se lo realizó con diseño concurrente ya que es una herramienta que permite analizar detalle a detalle las partes y sistemas que conforman la troqueladora y de esta manera facilitar el trabajo tanto para el diseñador como para el usuario.
- Se determinaron las especificaciones técnicas de la máquina en base a los requerimientos del usuario con la ayuda del diseño concurrente, como resultado se cumplió exitosamente con el diseño y simulación de una troqueladora semiautomática para corte de cuero de res de una capacidad de 5 toneladas.
- Se obtuvieron todos los parámetros de diseño requeridos para cada uno de los sistemas que conforman la troqueladora, comprobando que cada uno de estos cumpla con las condiciones de diseño establecidas.
- El diseño de la troqueladora fue dividido en tres sistemas: estructural, hidráulico y control, cumpliendo en cada uno los requisitos de diseño establecidos, tanto en cargas de trabajo, presión de funcionamiento y normas de seguridad.
- Se cumplió con el objetivo de diseñar un sistema de corte que se desempeñe de forma fiable y cumpla las funciones para las cuales está diseñado y se garantice su correcto funcionamiento.
- Se diseñó el sistema de control de la troqueladora de forma sencilla de modo que la automatización de la máquina por medio de pulsadores facilite su uso y reduzca el número de elementos a utilizar para controlar el proceso de corte, facilitando en sí el uso de toda la máquina.
- El mecanismo de seguridad de la máquina está diseñado para evitar cualquier tipo de accidentes por descuido o por mal uso, ya que al tener que pulsar los dos contactores al mismo tiempo para ejecutar el corte resulta complicado que se tenga algún tipo de inconveniente.

- El diseño del funcionamiento de la máquina se lo realizó de la manera más sencilla posible para evitar complicaciones en su uso y complacer al usuario en todas las especificaciones requeridas.
- Es necesario el uso de rigidizadores para la meza de corte, lo cual no estaba contemplado inicialmente para de esta manera poder cumplir con la especificación de cinco toneladas de capacidad que requiere la máquina.
- Los materiales con los cuales está diseñada la troqueladora son materiales que se encuentran en el país evitando que su coste suba de una manera innecesaria y facilitando su adquisición a la mediana y pequeña industria.

6.2 RECOMENDACIONES

- Seguir todos los parámetros de diseño como se indica en el proyecto ya que algún cambio o equivocación puede causar el fallo o no funcionamiento de la máquina.
- La máquina está diseñada para el corte de cuero, si se la quiere utilizar para cortar otro tipo de materiales como aceros o aluminios no sería factible debido a que esto no se contempló en el proyecto.
- Nunca exceder los límites de operación bajo los cuales está diseñada la máquina, ya que podría originarse un fallo o el daño de los elementos que la conforman

Bibliografía

1. Timoshenko. Gere ,J. (2002). Resistencia de Materiales. España: Thomson.
2. Riba, C. (2002). Diseño Concurrente: Documento PDF.
3. Kugelfischer, G. Schweinfurt, C. Rodamientos de bolas y de rodillos FAG.
4. Shigley, J. (2002). Diseño en Ingeniería Mecánica. México: McGraw-Hill/Interamericana.
5. Meriam, J. (1976). Estática. España: Reverté SA.
6. Pomper, V. Mandos hidráulicos en las máquinas herramientas. Barcelona: Blume.
7. Beer, F. Johnston, R. (2007). Mecánica de Materiales. México: McGraw-Hill/Interamericana editores.
8. AISC. (1980). Manual of Steel construction.
9. Sperry. Vickers. (1979). Manual de oleohidráulica industrial. Barcelona: Blume.
10. Inen. (1981). Código de dibujo mecánico. Quito.

PÁGINAS WEB

1. <http://www.ecured.cu/index.php/Cuero>
2. <http://www.slideshare.net/ludyslu/proceso-de-curtido-de-pieles>
3. <http://www.proecuador.gob.ec/exportadores/sectores/cuero-y-textiles/>
4. http://www.revista-mm.com/ediciones/rev67/maquinaria_cuero.pdf
5. <http://spanish.alibaba.com/product-gs/ch-820-20ton-hydraulic-swing-arm-leather-die-cutter-press-machine-1078729180.html>
6. <https://www.flacso.edu.ec/portal/pnTemp/PageMaster/dvwqb97pv9quz2d9pwwqomo3wnqad7.pdf>

ANEXOS

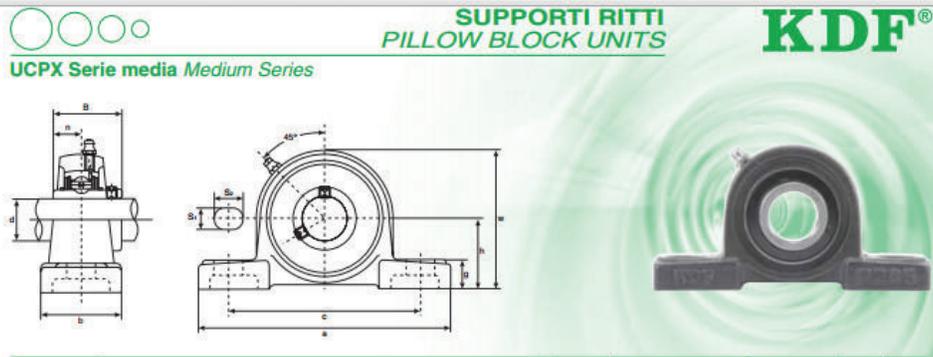
Anexo A. Especificaciones técnicas de rodamientos de bola FAG.

Lugar de montaje	f_L	f_V	campos característicos para las condiciones de servicio
Maquinaria en general			
Trenes de laminación	2,0-2,5	6-10	e-f
Rodamientos de empuje para barcos	2,9-3,6	6-10	e-f
Rodamientos de ejes propulsores de hélices de barcos	> 6,0 (condición constructiva)	15-20	e-f
Ventiladores pequeños	2,5-3,5	5-8 ajustados por medio de muelles	f-h
Ventiladores de tipo medio	3,0-4,5	3-5	d-f
Ventiladores grandes	4,5-5,5	3-5	c-d
Bombas cetrifugas	2,5-4,5	3-5 según el n° de revoluciones	d-f
Centrifugadoras	3,0-4,0	2-4	d-e
Poleas para cables de extracción	4,5-5,0	8-12	c-d
Rodillos para cinta transportadora	3,0-4,5	10-30 según la velocidad de la cinta	h-k
Tambores para cinta transportadora	4,5-5,5	10-15	e-f
Draga de rueda de paletas, rueda de paletas y elevador	> 6,0 (condición constructiva)	12-15	e-g
Machacadoras de piedra	3,0-3,5	8-12	f-g
Molinos batidores	3,5-4,5	4-6	c-d
Cribas vibratorias	2,5-2,8	4-6	e-f
Grandes apisonadoras vibratorias	1,6-2,0	3-4	g-i
Excitadores excéntricos, Aparatos vibratorios	1,0-1,5	3-4	g-i
Prensas para briquetas	4,5-5,0	8-12	e-g
Grandes batidoras	3,5-4,0	8-15	g-h
Molinos de tubos	> 6,0 (condición constructiva)	12-18	f-g
Rodillos para hornos giratorios	4,5-5,0	12-18	f-g
Tornos, fresadoras y taladradoras	2,7-4,5	0,5-1,5	a-b
Rectificadoras, lapeadoras y pulidoras	2,7-4,5	hasta 0,5	c-d
Volantes	3,4-4,0	3-8	d-f
Maquinaria de imprenta	4,0-4,5	3-4	a-b
Máquinas para la fabricación de papel			
parte húmeda	5,0-6,0	7-10	b-c
parte de secado	5,0-6,0	10-15	a-b
refino	4,6-5,0	5-8	b-c
calandria	4,0-4,5	4-8	a-b
Máquinas para trabajar la madera			
Husillos de "tupis" y árboles portacuchillas	3,0-4,0	1,5-3	e-f
Sierras de bastidor	2,8-3,3	3-4	e-g
Máquinas para trabajar madera y plásticos	3,0-4,0	3-5	e-f
Maquinaria textil	3,6-4,7	2-8	a-e
Máquinas para fundición centrifugada	3,4-4,0	8-12	e-f

Factor de velocidad f_n para rodamientos de bolas

n	f_n								
r. p. m.									
10	1,494	100	0,693	450	0,420	2 100	0,251	8 200	0,160
12	1,405	105	0,682	460	0,417	2 200	0,247	8 400	0,158
14	1,335	110	0,672	470	0,414	2 300	0,244	8 600	0,157
16	1,277	115	0,662	480	0,411	2 400	0,240	8 800	0,156
18	1,228	120	0,652	490	0,408	2 500	0,237	9 000	0,155
20	1,186	125	0,644	500	0,406	2 600	0,234	9 200	0,154
22	1,148	130	0,635	520	0,400	2 700	0,231	9 400	0,153
24	1,116	135	0,627	540	0,395	2 800	0,228	9 600	0,152
26	1,086	140	0,620	560	0,390	2 900	0,226	9 800	0,150
28	1,060	145	0,613	580	0,386	3 000	0,223	10 000	0,149
30	1,036	150	0,606	600	0,382	3 100	0,221	10 500	0,147
32	1,014	155	0,599	620	0,378	3 200	0,218	11 000	0,145
34	0,994	160	0,593	640	0,374	3 300	0,216	11 500	0,143
36	0,975	165	0,586	660	0,370	3 400	0,214	12 000	0,141
38	0,958	170	0,581	680	0,366	3 500	0,212	13 000	0,137
40	0,941	175	0,575	700	0,363	3 600	0,210	14 000	0,134
42	0,926	180	0,570	720	0,359	3 700	0,208	15 000	0,131
44	0,912	185	0,565	740	0,356	3 800	0,206	16 000	0,128
46	0,898	190	0,560	760	0,353	3 900	0,205	17 000	0,125
48	0,885	195	0,555	780	0,350	4 000	0,203	18 000	0,123
50	0,874	200	0,550	800	0,347	4 100	0,201	19 000	0,121
52	0,863	210	0,541	820	0,344	4 200	0,199	20 000	0,119
54	0,851	220	0,533	840	0,341	4 300	0,198		
56	0,841	230	0,525	860	0,339	4 400	0,196		
58	0,831	240	0,518	880	0,336	4 500	0,195		
60	0,822	250	0,511	900	0,333	4 600	0,193		
62	0,813	260	0,504	920	0,331	4 700	0,192		
64	0,805	270	0,498	940	0,329	4 800	0,191		
66	0,797	280	0,492	960	0,326	4 900	0,190		
68	0,788	290	0,487	980	0,324	5 000	0,188		
70	0,781	300	0,481	1 000	0,322	5 200	0,186		
72	0,774	310	0,476	1 050	0,317	5 400	0,183		
74	0,767	320	0,471	1 100	0,312	5 600	0,181		
76	0,760	330	0,466	1 150	0,307	5 800	0,179		
78	0,753	340	0,461	1 200	0,303	6 000	0,177		
80	0,747	350	0,457	1 300	0,295	6 200	0,175		
82	0,741	360	0,453	1 400	0,288	6 400	0,173		
84	0,735	370	0,448	1 500	0,281	6 600	0,172		
86	0,729	380	0,444	1 600	0,275	6 800	0,170		
88	0,724	390	0,441	1 700	0,270	7 000	0,168		
90	0,718	400	0,437	1 800	0,265	7 200	0,167		
92	0,713	410	0,433	1 850	0,262	7 400	0,165		
94	0,708	420	0,430	1 900	0,260	7 600	0,164		
96	0,703	430	0,426	1 950	0,258	7 800	0,162		
98	0,698	440	0,423	2 000	0,255	8 000	0,161		

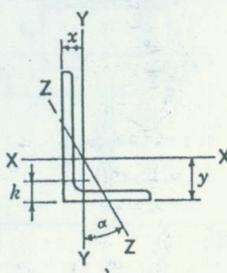
Anexo B. Especificaciones técnicas del cojinete.



Tipo Type	Dimensioni mm/pollici Dimensions mm/inch											Bull. fiss. Bolt Size mm/inch	Coefficienti di carico (N) Load ratings (N)		Cuscinetto Bearing	Supporto Housing	Peso Weight (kg)
	d	h	a	e	b	S ₁	S ₂	g	w	B	n		Dinamico C _d	Statico C ₀			
UCPX05 UCPX05-13 UCPX05-14 UCPX05-15 UCPX05-16	25 1 1/8 3/8 1	44,4 1 3/4	159 6 1/4	119 4 1/2	51 2	17 3/4	20 3/4	18 3/4	85 3 1/2	38,1 1,5000	15,9 0,626	M14 1/2	18 600 10 800	UCX05 UCX05-13 UCX05-14 UCX05-15 UCX05-16	PX05	1,5	
UCPX06 UCPX06-17 UCPX06-18 UCPX06-19 UCPX06-20	30 1 1/8 1 1/4 1 1/4 1 1/4	47,6 1 3/4	175 6 7/8	127 5	57 2 1/4	17 3/4	20 3/4	20 3/4	93 3 3/4	42,9 1,6890	17,5 0,689	M14 1/2	24 500 14 600	UCX06 UCX06-17 UCX06-18 UCX06-19 UCX06-20	PX06	2,0	
UCPX07 UCPX07-21 UCPX07-22 UCPX07-23	35 1 3/8 1 3/8 1 3/8	54,0 2 1/4	203 8	144 5 3/4	57 2 1/4	17 3/4	20 3/4	21 3/4	105 4 1/4	49,2 1,9370	19 0,748	M14 1/2	27 700 17 000	UCX07 UCX07-21 UCX07-22 UCX07-23	PX07	2,6	
UCPX08 UCPX08-24 UCPX08-25	40 1 1/2 1 1/2	58,7 2 3/8	222 8 3/4	156 6 1/4	67 2 5/8	20 3/4	23 3/4	26 1 1/4	111 4 3/8	49,2 1,9370	19 0,748	M16 5/8	30 900 19 400	UCX08 UCX08-24 UCX08-25	PX08	3,3	
UCPX09 UCPX09-26 UCPX09-27 UCPX09-28 UCPX09-29	45 1 3/8 1 3/8 1 3/8 1 3/8	58,7 2 3/8	222 8 3/4	156 6 1/4	67 2 5/8	20 3/4	23 3/4	26 1 1/4	116 4 5/8	51,6 2,0315	19 0,748	M16 5/8	33 000 22 100	UCX09 UCX09-26 UCX09-27 UCX09-28 UCX09-29	PX09	3,3	
UCPX10 UCPX10-30 UCPX10-31 UCPX10-32	50 1 3/4 1 3/4 2	63,5 2 1/2	241 9 1/2	171 6 3/4	73 2 5/8	20 3/4	23 3/4	27 1 1/4	126 4 9/8	55,6 2,1890	22,2 0,874	M16 5/8	41 400 27 800	UCX10 UCX10-30 UCX10-31 UCX10-32	PX10	4,3	
UCPX11 UCPX11-33 UCPX11-34 UCPX11-35 UCPX11-36 UCPX11-37	55 2 1/8 2 1/8 2 1/8 2 1/8 2 1/8	69,8 2 3/4	260 10 1/4	184 7 1/4	79 3 1/4	25 3/4	28 1 1/4	30 1 1/4	137 5 3/8	65,1 2,5630	25,4 1,000	M20 3/4	49 900 34 200	UCX11 UCX11-33 UCX11-34 UCX11-35 UCX11-36 UCX11-37	PX11	5,7	
UCPX08 UCPX08-24 UCPX08-25	40 1 1/2 1 1/2	58,7 2 3/8	222 8 3/4	156 6 1/4	67 2 5/8	20 3/4	23 3/4	26 1 1/4	111 4 3/8	49,2 1,9370	19 0,748	M16 5/8	30 900 19 400	UCX08 UCX08-24 UCX08-25	PX08	3,3	
UCPX09 UCPX09-26 UCPX09-27 UCPX09-28 UCPX09-29	45 1 3/8 1 3/8 1 3/8 1 3/8	58,7 2 3/8	222 8 3/4	156 6 1/4	67 2 5/8	20 3/4	23 3/4	26 1 1/4	116 4 5/8	51,6 2,0315	19 0,748	M16 5/8	33 000 22 100	UCX09 UCX09-26 UCX09-27 UCX09-28 UCX09-29	PX09	3,3	
UCPX10 UCPX10-30 UCPX10-31 UCPX10-32	50 1 3/4 1 3/4 2	63,5 2 1/2	241 9 1/2	171 6 3/4	73 2 5/8	20 3/4	23 3/4	27 1 1/4	126 4 9/8	55,6 2,1890	22,2 0,874	M16 5/8	41 400 27 800	UCX10 UCX10-30 UCX10-31 UCX10-32	PX10	4,3	
UCPX11 UCPX11-33 UCPX11-34 UCPX11-35 UCPX11-36 UCPX11-37	55 2 1/8 2 1/8 2 1/8 2 1/8 2 1/8	69,8 2 3/4	260 10 1/4	184 7 1/4	79 3 1/4	25 3/4	28 1 1/4	30 1 1/4	137 5 3/8	65,1 2,5630	25,4 1,000	M20 3/4	49 900 34 200	UCX11 UCX11-33 UCX11-34 UCX11-35 UCX11-36 UCX11-37	PX11	5,7	
UCPX12 UCPX12-38 UCPX12-39	60 2 3/8 2 3/8	76,2 3	286 11 1/4	203 8	83 3 1/4	25 3/4	28 1 1/4	33 1 1/4	151 5 9/8	65,1 2,5630	25,4 1,000	M20 3/4	54 700 38 000	UCX12 UCX12-38 UCX12-39	PX12	7,3	
UCPX13 UCPX13-40 UCPX13-41	65 2 5/8 2 5/8	76,2 3	286 11 1/4	203 8	83 3 1/4	25 3/4	28 1 1/4	33 1 1/4	154 6 1/8	74,6 2,9370	30,2 1,189	M20 3/4	58 900 41 800	UCX13 UCX13-40 UCX13-41	PX13	7,6	
UCPX14 UCPX14-42 UCPX14-43 UCPX14-44	70 2 3/4 2 3/4 2 3/4	88,9 3 1/2	330 13	229 9 1/4	89 3 1/2	27 1 1/4	30 1 1/4	35 1 3/8	170 6 1/4	77,8 3,0630	33,3 1,311	M22 1/2	63 000 47 100	UCX14 UCX14-42 UCX14-43 UCX14-44	PX14	9,9	
UCPX15 UCPX15-45 UCPX15-46 UCPX15-47 UCPX15-48	75 2 3/4 2 3/4 2 3/4 3	88,9 3 1/2	330 13	229 9 1/4	89 3 1/2	27 1 1/4	30 1 1/4	35 1 3/8	175 6 3/4	82,6 3,2520	33,3 1,311	M22 1/2	68 900 50 500	UCX15 UCX15-45 UCX15-46 UCX15-47 UCX15-48	PX15	11	
UCPX16 UCPX16-49 UCPX16-50 UCPX16-51 UCPX16-52	80 3 1/8 3 1/8 3 1/8 3 1/8	101,6 4	381 15	283 11 1/4	102 4 1/4	27 1 1/4	30 1 1/4	40 1 1/4	194 7 3/4	85,7 3,3740	34,1 1,343	M22 1/2	79 400 61 000	UCX16 UCX16-49 UCX16-50 UCX16-51 UCX16-52	PX16	15	
UCPX17 UCPX17-53 UCPX17-55	85 3 3/8 3 3/8	101,6 4	381 15	283 11 1/4	102 4 1/4	27 1 1/4	30 1 1/4	40 1 1/4	200 7 3/4	96 3,7795	39,7 1,563	M22 1/2	91 500 68 000	UCX17 UCX17-53 UCX17-55	PX17	16	
UCPX18 UCPX18-56 UCPX18-57	90 3 3/8 3 1/2	101,6 4	381 15	283 11 1/4	111 4 3/4	27 1 1/4	30 1 1/4	40 1 1/4	206 8 1/4	104 4,0945	42,9 1,689	M22 1/2	104 000 80 000	UCX18 UCX18-56 UCX18-57	PX18	17	
UCPX20 UCPX20-58 UCPX20-59 UCPX20-60 UCPX20-61	100 3 3/4 3 3/4 3 3/4 4	127 5	432 17	337 13 3/4	121 4 3/4	33 1 3/4	36 1 3/4	45 1 3/4	244 9 3/4	117,5 4,6260	49,2 1,937	M27 1	127 000 100 000	UCX20 UCX20-58 UCX20-59 UCX20-60 UCX20-61	PX20	30	

Anexo C. Especificaciones técnicas del perfil tipo L.

1-46



ANGLES

Equal legs and unequal legs
Properties for designing

Size and Thickness	k	Weight per Foot	Area	AXIS X-X				AXIS Y-Y				AXIS Z-Z			
				I	S	r	y	I	S	r	x	r	Tan α		
In.	In.	Lb.	In. ²	In. ⁴	In. ³	In.	In.	In. ⁴	In. ³	In.	In.	In.	α		
L 3 x 2 1/2 x	1/2	7/8	8.5	2.50	2.08	1.04	0.913	1.00	1.30	0.744	0.722	0.750	0.520	0.667	
	3/8	5/8	7.6	2.21	1.88	0.928	0.920	0.978	1.18	0.664	0.729	0.728	0.521	0.672	
	3/8	3/4	6.6	1.92	1.66	0.810	0.928	0.956	1.04	0.581	0.736	0.706	0.522	0.676	
	3/8	11/16	5.6	1.62	1.42	0.688	0.937	0.939	0.898	0.492	0.744	0.683	0.525	0.680	
	1/4	5/8	4.5	1.31	1.17	0.561	0.945	0.911	0.743	0.404	0.753	0.661	0.528	0.684	
	3/16	9/16	3.39	0.996	0.907	0.430	0.954	0.888	0.577	0.310	0.761	0.638	0.533	0.688	
L 3 x 2 x	1/2	13/16	7.7	2.25	1.92	1.00	0.924	1.08	0.672	0.474	0.546	0.583	0.428	0.414	
	3/8	5/8	6.8	2.00	1.73	0.894	0.932	1.06	0.609	0.424	0.553	0.561	0.429	0.421	
	3/8	11/16	5.9	1.73	1.53	0.781	0.940	1.04	0.543	0.371	0.559	0.539	0.430	0.428	
	3/16	5/8	5.0	1.46	1.32	0.664	0.948	1.02	0.470	0.317	0.567	0.516	0.432	0.435	
	1/4	9/16	4.1	1.19	1.09	0.542	0.957	0.993	0.392	0.260	0.574	0.493	0.435	0.440	
	3/16	1/2	3.07	0.902	0.842	0.415	0.966	0.970	0.307	0.200	0.583	0.470	0.439	0.446	
L 2 1/2 x 2 1/2 x	1/2	13/16	7.7	2.25	1.23	0.724	0.739	0.806	1.23	0.724	0.739	0.806	0.487	1.000	
	3/8	11/16	5.9	1.73	0.984	0.566	0.753	0.762	0.984	0.566	0.753	0.762	0.487	1.000	
	5/16	5/8	5.0	1.46	0.849	0.482	0.761	0.740	0.849	0.482	0.761	0.740	0.489	1.000	
	1/4	9/16	4.1	1.19	0.703	0.394	0.769	0.717	0.703	0.394	0.769	0.717	0.491	1.000	
	3/16	1/2	3.07	0.902	0.547	0.303	0.778	0.694	0.547	0.303	0.778	0.694	0.495	1.000	
	L 2 1/2 x 2 x	3/8	11/16	5.3	1.55	0.912	0.547	0.768	0.831	0.514	0.363	0.577	0.581	0.420	0.614
5/16		5/8	4.5	1.31	0.788	0.466	0.776	0.809	0.446	0.310	0.584	0.559	0.422	0.620	
1/4		9/16	3.62	1.06	0.654	0.381	0.784	0.787	0.372	0.254	0.592	0.537	0.424	0.626	
3/16		1/2	2.75	0.809	0.509	0.293	0.793	0.764	0.291	0.196	0.600	0.514	0.427	0.631	
L 2 x 2 x		3/8	11/16	4.7	1.36	0.479	0.351	0.594	0.636	0.479	0.351	0.594	0.636	0.389	1.000
		5/16	5/8	3.92	1.15	0.416	0.300	0.601	0.614	0.416	0.300	0.601	0.614	0.390	1.000
	1/4	9/16	3.19	0.938	0.348	0.247	0.609	0.592	0.348	0.247	0.609	0.592	0.391	1.000	
	3/16	1/2	2.44	0.715	0.272	0.190	0.617	0.569	0.272	0.190	0.617	0.569	0.394	1.000	
	1/8	7/16	1.65	0.484	0.190	0.131	0.626	0.546	0.190	0.131	0.626	0.546	0.398	1.000	

Angles in shaded rows may not be readily available. Availability is subject to rolling accumulation and geographical location, and should be checked with material suppliers.

AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION

Anexo D. Especificaciones técnicas del electrodo E 6012.

GPI 6012

6012

IDENTIFICACIÓN PUNTA NEGRA

CLASIFICACIONES

DIN 1913	AWS A 5.1	IRAM IAS U 500-601
E 43 21 R(C) 3	E 6012	E 4312

CARACTERÍSTICAS Y APLICACIONES

ELECTRODO DE USO UNIVERSAL, DE MEDIANA PENETRACIÓN, CON REVESTIMIENTO RUTILCELULOSICO, APTO PARA SOLDADURA A TOPE, DE FACIL DESPRENDIMIENTO DE ESCORIA Y EXCELENTE ASPECTO DE CORDON. UTILIZADO PARA LA CONSTRUCCION DE CHASIS, CARROCERIAS, ESTRUCTURAS METALICAS, ETC.

ANÁLISIS TÍPICO DEL METAL DEPOSITADO EN %

C	Si	Mn
0,10	0,30	0,40

PROPIEDADES MECÁNICAS DEL METAL DEPOSITADO

Tratamiento térmico	Límite elástico	Carga de N/mm ²	Elongación (L ₀ =4d ₀)	Valores Impacto test J
A/W	LF≥330	RT≥430	A≥17%	N.R.

FUNCIONAMIENTO Y PRESENTACIÓN

Posiciones de soldadura: Polaridad:



Toda posición



Amperajes y Embalaje		
Ø	Corriente	Envase
2.00	40 .. 65A	25 kg.
2.50	60 .. 85A	25 kg.
3.25	100 .. 130A	25 kg.
4.00	140 .. 180A	25 kg.
5.00	200 .. 250A	25 kg.

RECUERDE ESTOS IMPORTANTES CONSEJOS:

Para conservar la calidad original de este producto manténgalo en lugar seco.

Los humos y gases pueden ser perjudiciales para la salud, use ventilación adecuada.

Proteja su cuerpo de las radiaciones del arco eléctrico, especialmente sus ojos.

Anexo E. Especificaciones técnicas del cilindro hidráulico.

10MPa

Cilindro hidráulico compacto

Serie CH KDB

ø20, ø25, ø32, ø40, ø50, ø63, ø80, ø100

Forma de pedido

CHKD B 32 30

CHDKD B 32 30 Z73

Con detección magnética

Con detector magnético (Imán Integrado)

Tipo de montaje

Vista lateral del vástago			
-	L	LB	LD
Tipo ballesta	Conexión: superior Ecuadrado: inferior	Conexión: derecha Ecuadrado: inferior	Conexión: izquierda Ecuadrado: inferior

Diámetro

30	30mm
32	32mm
32	32mm
40	40mm
50	50mm
63	63mm
80	80mm
100	100mm

Modelo rosca conexión

-	Rc
TN	NPT

Número de detectores magnéticos

-	2 un.
S	1 un.
n	"n" un.

Detector magnético

- Without auto switch (built-in magnet)

* Seleccione el modelo de detector magnético de la tabla inferior.

Rosca extremo vástago

-	Rosca hembra
M	Rosca macho

Carrera del cilindro (mm)

Véase la tabla de carreras estándar en página siguiente.

Detectores magnéticos aplicables

Diámetros ø20 y ø25

Modelo	Función especial	Entrada eléctrica	UIC indicador	Cableado (salida)	Voltaje de carga		Detector magnético		Longitud de cable (m)*			Carga aplicable		
					DC	AC	Entrada eléctrica		0,5 (-)	3 (L)	5 (Z)	Circuito O	Real PLC	
							Perpendicular	En línea						
Detector Reed	-	Salida directa a cable	SI	2 hilos	24V	5V, 12V	100V o menos	A90V	A90	●	●	—	Circuito O	Real PLC
						12V	100V	A90V	A90	●	●	—	—	—
						5V	—	A90V	A90	●	●	—	Circuito O	—
						—	—	—	—	—	—	—	—	—
Detector de estado sólido	-	Salida directa a cable	SI	3 hilos (NPN)	24V	5V, 12V	—	M90V	M90	●	●	○	Circuito O	Real PLC
						12V	—	M90V	M90	●	●	○	—	
						5V, 12V	—	M90V	M90	●	●	○	—	
						—	—	M90V	M90	●	●	○	—	
	Indicación diagnóstica (indicador 2 colores)	Salida directa a cable	SI	3 hilos (PNP)	24V	5V, 12V	—	M90VW	M90W	●	●	○	Circuito O	
						12V	—	M90VW	M90W	●	●	○	—	
						5V, 12V	—	M90VW	M90W	●	●	○	Circuito O	
						—	—	M90VW	M90W	●	●	○	—	
Resistente al agua (Ind. 2 colores)	Salida directa a cable	SI	2-hilos	24V	12V	—	—	F9BA	—	●	○	—		
					—	—	—	—	—	—	—	—		

* Símbolos long. cable: 0,5m — (-) (Ejemplo) A90, 3m — L (Ejemplo) A90L, 5m — Z (Ejemplo) M90Z.

Nota: Los detectores de estado sólido marcados con el símbolo "O" se fabrican bajo demanda.

Diámetros ø32 a ø100

Modelo	Función especial	Entrada eléctrica	UIC indicador	Cableado (salida)	Voltaje de carga		Detector magnético		Longitud de cable (m)*			Carga aplicable		
					DC	AC	Entrada eléctrica		0,5 (-)	3 (L)	5 (Z)	Circuito O	Real PLC	
							Perpendicular	En línea						
Detector Reed	-	Salida directa a cable	SI	1 hilos (NPN)	24V	5V	—	—	Z76	●	●	—	Circuito O	—
						12V	100V	—	Z73	●	●	●	—	Real PLC
						5V, 12V	100V o menos	—	Z90	●	●	—	Circuito O	—
Detector de estado sólido	-	Salida directa a cable	SI	3 hilos (NPN)	24V	5V, 12V	—	Y90A	Y90A	●	●	○	Circuito O	Real PLC
						12V	—	Y77V	Y77	●	●	○	—	
						5V, 12V	—	Y90B	Y90B	●	●	○	—	
						—	—	Y77WV	Y77W	●	●	○	Circuito O	
	Indicación diagnóstica (indicador 2 colores)	Salida directa a cable	SI	3 hilos (PNP)	24V	5V, 12V	—	Y77WV	Y77W	●	●	○	Circuito O	
						12V	—	Y77WV	Y77W	●	●	○	—	
						5V, 12V	—	Y77WV	Y77W	●	●	○	Circuito O	
						—	—	Y77WV	Y77W	●	●	○	—	
Resistente al agua (Ind. 2 colores)	Salida directa a cable	SI	2-hilos	24V	12V	—	—	Y7BA	—	●	○	—		
					—	—	—	—	—	—	—	—		

* Símbolos long. cable: 0,5m — (-) (Ejemplo) Y90A, 3m — L (Ejemplo) Y90AL, 5m — Z (Ejemplo) Y90AZ.

Nota: Los detectores de estado sólido marcados con el símbolo "O" se fabrican bajo demanda. Los detectores magnéticos no vienen montados de fábrica pero vienen empaquetados junto con el cilindro a la hora de entregarlo.

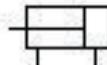
Cilindro hidráulico compacto: 10MPa **Serie CH□KDB**

- Cuerpo de aluminio ligero y compacto.
- Posibilidad de montar detectores magnéticos.
- El montaje del detector no afecta a la longitud total.
- Una amplia gama de presiones de trabajo, diámetros y carreras estándar permite efectuar un mayor número de selecciones para satisfacer sus necesidades.



Págs. 11 a 15

Símbolo

**Características técnicas**

Funcionamiento	Doble efecto con vástago simple
Fluido	Aceite hidráulico
Presión nominal	10MPa
Presión de prueba	15MPa
Presión máxima admisible	13MPa
Presión mín. de trabajo	0.3MPa
Temperatura ambiente y de fluido	Sin detector magnético: -10° hasta 80 °C Con detector magnético: -10° hasta 60 °C
Velocidad del émbolo	8 a 100mm/s
Amortiguación	Ninguno
Rosca extremo vástago	Rosca hembra, rosca macho
Tolerancia de rosca	Clase 2 JIS
Tolerancia de longitud de carrera	± 0.1 mm
Modelo de montaje	Modelo básico
Montaje	Agujero pasante

Carreras estándar

Diámetros (mm)	Carreras estándar (mm)
20, 25	5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50
32	5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 75
40, 50, 63, 80, 100	5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 75, 100

Fabricación de cilindros de carreras intermedias

Es posible fabricar carreras intermedias en intervalos de 5mm instalando espaciadores en los cilindros de carrera estándar. Los cilindros de 55, 60, 65 y 70mm de carrera tienen la misma longitud total que un cilindro de 75mm de carrera, y los cilindros de 80, 85, 90 y 95mm de carrera tienen la misma longitud que un cilindro de 100mm de carrera. Véanse las Ejecuciones especiales en la página 12 para la forma de pedido.

Aceites hidráulicos compatibles

Fluido hidráulico	Compatibilidad
Aceite hidráulico mineral estándar	Compatible
Aceites hidráulicos W/D	Compatible
Aceites hidráulicos D/W	Compatible
Aceites hidráulicos Agua/Glicol	*
Aceites hidráulicos de fosfato	No compatible

* Consulte con SMC.

Carreras mínimas para el montaje de detectores magnéticos**ø20 y ø25**

Nº de detectores magnéticos	Detector magnético		
	D-AG1, D-ME1W D-AG1V, D-ME1WV	D-ME1 D-ME1V	D-FSBAL
1 un.	5	5	20
2 un.	10	5	20

ø32 a ø100

Nº de detectores magnéticos	Detector magnético			
	D-27 D-28	D-Y1, D-Y6 D-Y7 D-Y71V	D-Y71W D-Y71WV	D-Y7BAL
1 un.	5	5	10	15
2 un.	10	5	10	15

CHKD

CHKG

CHQJ

CHM

CHN

CHSD

CHSG

CHSAP
3/2ZB

CHA

Anexo F. Especificaciones técnicas del motor trifásico.

Motores trifásicos jaula de ardilla, eficiencia estándar

Construcción horizontal con patas, 60 Hz.
 220-230/440-460 V, motores tipo RGZ y RGZSD de armazones 143T al 256T.
 220/440 V motores tipo RGZ y RGZSD desde armazón 284T hasta 75HP.
 220/440 V motores tipo RGZZSD hasta 75 HP.
 440 V ó 460 V motores a partir de 100 HP.

TCCVE Servicio pesado A prueba de explosión			Tipo RGZ TCCVE Aisl. F - F.S. 1.15	Tipo RGZSD Servicio pesado Aisl. F - F.S. 1.15	Tipo RGZZSD Prueba de Explosión División 1 Cl.1-Grupo D Cl.2-Grupo F&G Aisl. B - F.S. 1.0
HP	RPM	Armazón	Cat. No.	Cat. No.	Cat. No.
0.5	900	143T	30000834	-	-
0.75	1800	143T	30000815	-	30001648
	1200	143T	30000826	HSF0091	30001655
	900	145T	30000900	-	-
1	3600	143T	30000804	-	30001642
	1800	143T	30000857	HSF0105	30001671
	1200	145T	30000890	HSF0518	30001690
	900	182T	30000948	HSG1106	30002158
1.5	3600	143T	30000845	HSF0119	30001665
	1800	145T	30000879	HSF0539	30001683
	1200	182T	30000940	HSG1113	30000048
	900	184T	30000981	HSG1624	30000049
2	3600	145T	30000868	HSF0574	30001677
	1800	145T	30000912	HSF0560	30001699
	1200	184T	30000973	HSG1631	30002157
	900	213T	30001024	HSH2191	30001727
3	3600	182T	30000923	HSG1155	30002153
	1800	182T	30000932	HSG1134	30001705
	1200	213T	30001013	HSH2198	30001722
	900	215T	30001071	HSH2758	30002176
5	3600	184T	30000957	HSG1666	30002154
	1800	184T	30000965	HSG1652	30002156
	1200	215T	30001060	HSH2772	30001743
	900	254T	30001118	HSI3290	30001763
7.5	3600	213T	30000991	HSH2233	30001711
	1800	213T	30001002	HSH2219	30001716
	1200	254T	30001106	HSI3304	30001760
	900	256T	30001165	HSI3808	30001777

Anexo G. Especificaciones técnicas de la bomba hidráulica.



Bombas de Engranajes
Gear Pumps

SERIE
BR 8/12/16/20/25/30/40
51/61/71/81/100

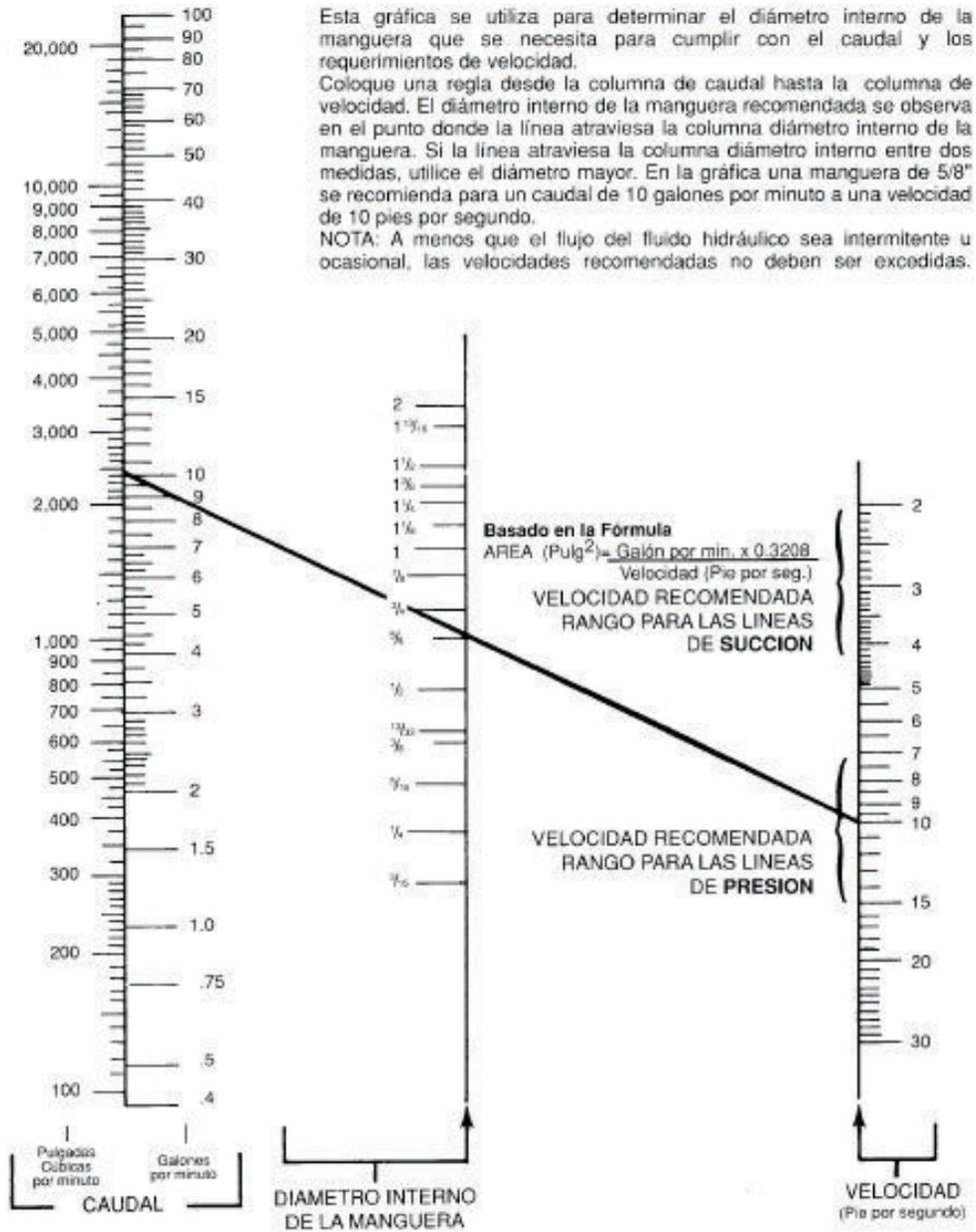
Bomba de engranajes, con sentido de giro reversible.
Temperaturas de trabajo, deben oscilar entre -25° – +80°C,
utilizándose los aceites según norma ISO / DIN, para aceites
hidráulicos y resistentes al fuego.
Viscosidad recomendada: De 12 – 100 mm²/s (cSt).
Viscosidad Máx. permitida: Hasta 750 mm²/s (cSt).

Gear pump with Reversible sense of rotation pump with
internal drain.
Work temperatures can vary between -25° and +80°C.
Hydraulic oils fire resistant according to Norm ISO / DIN.
Recommended viscosity: 12 – 100 mm²/s (cSt).
Max. allowed viscosity: 750 mm²/s (cSt).

BOMBA/PUMP	BR 8	BR 12	BR 16	BR 20	BR 25	BR 30	BR 40	BR 51	BR 61	BR 71	BR 81	BR 100
Código / Code	5014006	507206	506306	506406	506506	506606	506706	507606	5010206	5010306	5010406	5010506
Desplazamiento / Displacement (cm ³ /rev.)	8.26	11.23	16.85	21.14	26.42	33.03	35.9	51.8	61.2	73.8	81.6	100.5
Velocidad / Speed (r.p.m.)	2000	2000	2000	2000	2000	1800	1800	2500	2000	1800	1800	1800
Presión Máxima Continua / Maximum Continuous Pressure (p1) (bar)	280	280	280	260	220	190	170	220	200	180	170	160
Presión Máxima Intermitente Maximum Intermittent Pressure (p2) (bar)	310	310	310	280	250	210	190	240	220	200	190	180
Presión Máxima Pico / Max. Peak Pressure (p3) (bar)	325	325	325	290	260	220	200	260	230	210	200	200
Peso / Weight (kg)	5.3	5.5	5.8	6.3	6.6	7.1	7.3	11.6	12.1	12.8	13.1	14.7

Anexo H. Guía para la selección del diámetro interior de la manguera (caudal y velocidad) .

Guía para la selección del diámetro interior de la manguera (caudal y velocidad).



Anexo I. Especificaciones técnicas de la manguera de succión.



Manguera hidráulica fabricada bajo Norma SAE 100R2AT

Uso: En equipo y maquinarias de construcción, agrícolas, mineras y transporte en general, en líneas de alta presión, para el transporte de aceites minerales, hidráulicos, emulsiones de agua y aceite. Resiste temperaturas entre -40° y $+100^{\circ}$ C máximo y en lapsos cortos de hasta 125° C

Tubo interior: De caucho sintético resistente a los aceites

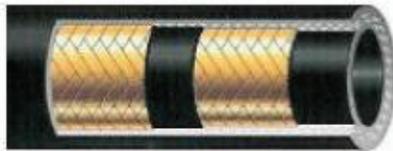
Refuerzo: Dos mallas trenzadas de alambre de acero endurecida y templado

Cubierta: Caucho sintético resistente a la abrasión e intemperie.

ESPECIFICACIONES TECNICAS

Medida	Diámetro interior (Pulg./mm)	Diámetro Exterior mm (+/- 1.2)	Presión de Trabajo		Presión de Prueba		Presión de Ruptura		Radio de Curvatura
			Bar	PSI	Bar	PSI	Bar	PSI	
4	1/4 / 6.4	15	345	5000	551	7985	1379	20000	102
5	5/16 / 7.9	16.6	293	4250	468	6782	1172	17000	114
6	3/8 / 9.5	19	276	4000	441	6391	1103	16000	127
8	1/2 / 12.7	22.2	241	3500	386	5594	965	14000	178
10	5/8 / 15.9	25.4	190	2750	303	4390	758	11000	203
12	3/4 / 19.0	29.3	155	2250	248	3594	620	9000	241
16	1 / 25.4	38.1	138	2000	220	3188	552	8000	305
20	1 1/4 / 31.8	48.3	112	1625	179	2594	448	6500	419
24	1 1/2 / 38.1	54.6	86	1250	138	2000	345	5000	508
32	2 / 50.8	67.3	78	1125	124	1797	310	4500	635

Anexo J. Especificaciones técnicas de la manguera de presión.



Manguera hidráulica fabricada bajo Norma SAE 100R2AT

Uso: En equipo y maquinarias de construcción, agrícolas, mineras y transporte en general, en líneas de alta presión, para el transporte de aceites minerales, hidráulicos, emulsiones de agua y aceite. Resiste temperaturas entre -40° y +100° C máximo y en lapsos cortos de hasta 125° C

Tubo interior: De caucho sintético resistente a los aceites

Refuerzo: Dos mallas trenzadas de alambre de acero endurecida y templado

Cubierta: Caucho sintético resistente a la abrasión e intemperie.

ESPECIFICACIONES TECNICAS

Medida	Diámetro interior (Pulg./mm)	Diámetro Exterior mm (+/- 1.2)	Presión de Trabajo		Presión de Prueba		Presión de Ruptura		Radio de Curvatura
			Bar	PSI	Bar	PSI	Bar	PSI	
4	1/4 / 6.4	15	345	5000	551	7985	1379	20000	102
5	5/16 / 7.9	16.6	293	4250	468	6782	1172	17000	114
6	3/8 / 9.5	19	276	4000	441	6391	1103	16000	127
8	1/2 / 12.7	22.2	241	3500	386	5594	965	14000	178
10	5/8 / 15.9	25.4	190	2750	303	4390	758	11000	203
12	3/4 / 19.0	29.3	155	2250	248	3594	620	9000	241
16	1 / 25.4	38.1	138	2000	220	3188	552	8000	305
20	1 1/4 / 31.8	48.3	112	1625	179	2594	448	6500	419
24	1 1/2 / 38.1	54.6	86	1250	138	2000	345	5000	508
32	2 / 50.8	67.3	78	1125	124	1797	310	4500	635

Anexo K. Especificaciones técnicas del fluido hidráulico.

SELECCIÓN DEL GRADO ISO DEL ACEITE

Como se dijo anteriormente, toda recomendación de lubricación para un equipo industrial debe estar orientada hacia la selección del grado ISO del aceite en función de la temperatura de operación del aceite en el equipo y de la temperatura ambiente.

En este caso es necesario tener en cuenta lo siguiente:

- 1- Si el fabricante especifica el nombre y la marca de un aceite, estos deben ser comerciales en el país donde vaya a operar el equipo, de no ser así, se debe hallar el aceite equivalente a éste, hasta donde sea posible, de la misma marca que la que se utiliza en la lubricación de los demás equipos de la empresa. Si no se utilizan lubricantes equivalentes a los recomendados, al cabo del tiempo, se tendrán un buen número de lubricantes que dificultan la correcta lubricación de los equipos y que si se hace un análisis minucioso de ellos se encontrará que muchos de ellos son equivalentes entre sí y que el número final de lubricantes que se pueden utilizar es ostensiblemente menor.
- 2- Cuando el fabricante especifica el tipo de aceite a utilizar en un sistema de clasificación diferente al ISO, como el ASTM (hoy en día en desuso), AGMA ó SAE, se debe hallar el equivalente entre estos y el ISO. En este caso se puede utilizar la tabla No1. En este caso se puede tener por ejemplo, que el fabricante recomiende para un reductor de velocidad un aceite AGMA 5EP a una temperatura de operación de 60°C y para una temperatura ambiente de 30°C. El grado ISO correspondiente, de la tabla No1, es un grado ISO 220 EP a las mismas condiciones de temperatura, tanto de operación como ambiente.

Tabla No1

Equivalencias entre los diferentes sistemas de clasificación de la viscosidad

Grado ISO	Grado ASTM	Grado AGMA	Grado SAE			
			Motor		Engranajes	
			Unigrado	Multigrado	Unigrado	Multigrado
10						
15	75					
22	105		OW, 5W		75W	
32	150		10W			
46	215	1	10,15W			
68,68EP	315	2, 2EP	20W,20	10W30,20W20	80,80W	
100,100EP	465	3,3EP	25W,30	5W50, 15W40		
150,150EP	700	4,4EP	40	15W50, 20W40		
220,220EP	1000	5,5EP	50		90	85W90
320,320EP	1500	6,6EP				85W140
460,460EP,460C	2150	7,7EP,7C			140	
680,680EP,680C	3150	8,8EP,8C				
1000,1000EP,1000C	4650	9,9EP,9C				
1500,1500EP,1500C	7000	10,10EP,10C			250	

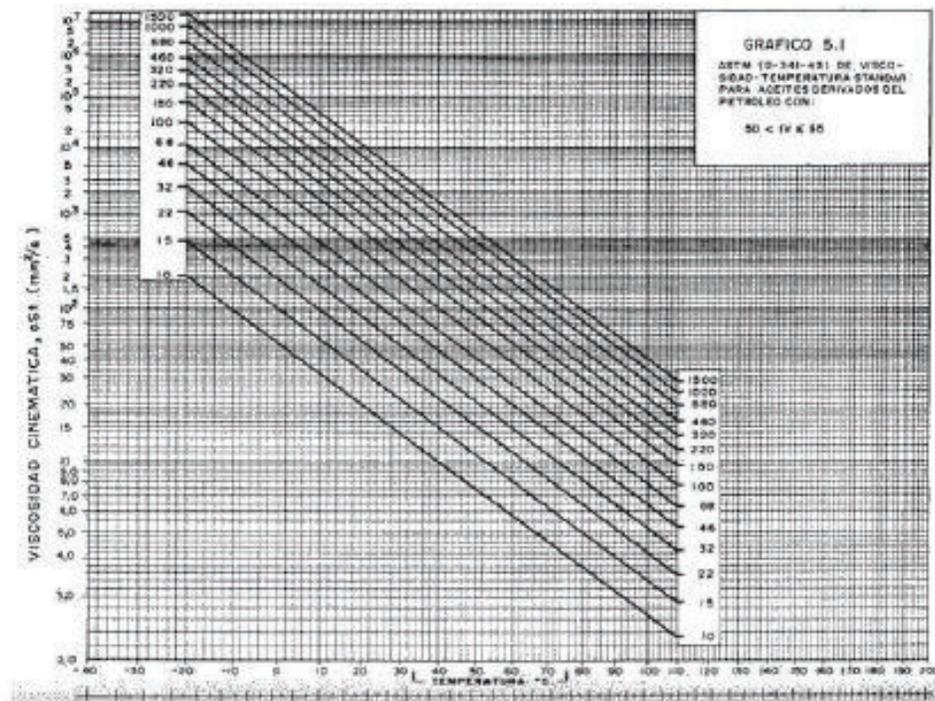
Notas:

(1) Cuando se halla el grado ISO equivalente de un aceite unigrado para motores de combustión

interna su IV puede ser menor o igual a 95, si es de especificación W debe ser mayor de 95 y si es multigrado, debe estar por encima de 110. Cuando se trate de aceites para engranajes se procede de la misma manera.

(2) La C en los aceites especificados en el sistema ISO ó AGMA significa Compuesto ó aceites con aditivos a base de ácidos grasos para condiciones de lubricación EHL donde la temperatura de carcasa del mecanismo es menor ó igual a 50°C.

3- Cuando el fabricante recomienda el tipo de aceite a utilizar en cualquier sistema de unidades de viscosidad, referenciados a una temperatura específica, es necesario hallar el grado ISO correspondiente (recuérdese que el grado ISO de un aceite está dado en cSt a 40°C) para lo cual es necesario, en primer lugar, convertir las unidades de viscosidad dadas a cSt (si éstas se dan en unidades diferentes a cSt).



SISTEMA ISO

La Organización Internacional para la Estandarización (ISO) estableció desde 1975 el sistema ISO para especificar la viscosidad de los aceites industriales, pero solo hasta 1979 fue puesta en práctica por la mayoría de los fabricantes de lubricantes. El sistema ISO clasifica la viscosidad de los aceites industriales en cSt a 40°C, mediante un número estándar que se coloca al final del nombre del aceite industrial. Este sistema reduce las posibilidades de que el usuario se equivoque en la selección del aceite a utilizar ó que mezcle lubricantes de diferentes viscosidades; facilita además hallar de manera inmediata el equivalente en viscosidad de un aceite con otro puesto que el nombre del aceite debe traer al final el grado ISO correspondiente. Así por ejemplo, si se tiene el aceite Tellus 68 de marca Shell y se sabe que este fabricante está utilizando la clasificación ISO en sus aceites industriales, entonces el número 68 del aceite Tellus

indica que tiene una viscosidad de 68 cSt a 40°C. Para saber si el número que acompaña el nombre del aceite es un grado ISO es necesario conocer la clasificación ISO, ya que se puede presentar el caso de aceites que al final del nombre traen un número y sin embargo este no corresponde a un grado ISO como podría ser el caso de aceites como el Tellus 41, Teresso 72, Macoma 45, DTE Light, etc; estos aceites se colocan a manera de ejemplo, ya que en hoy en día se especifican de acuerdo a la clasificación ISO.

En la tabla No2 se especifican los diferentes grados de viscosidad en el sistema ISO; los grados básicos de viscosidad están comprendidos entre el 2 y el 68, los siguientes grados ISO después del 68 se obtienen añadiendo uno ó dos ceros a partir del 10 hasta llegar al 1500. El límite mínimo y máximo de un grado ISO es el 10% de dicho grado.

Tabla No2
Clasificación ISO de los aceites industriales

Grado ISO	Límites de viscosidad					
	cSt/40°C		SSU/100°F		SSU/210°F	
	Min	Máx	Min	Máx	Min	Máx
2	1,98	2,42	32,8	34,4		
3	2,88	3,52	36,0	38,2		
5	4,14	5,06	40,4	43,5		
7	6,12	7,48	47,2	52,0		
10	9,00	11,00	57,6	65,3	34,6	35,7
15	13,50	16,50	75,8	89,1	37,0	38,3
22	19,80	24,20	105,0	126,0	39,7	41,4
32	28,80	35,20	149,0	182,0	43,0	45,0
46	41,40	50,60	214,0	262,0	47,1	49,9
68	61,20	74,80	317,0	389,0	52,9	56,9
100	90,00	110,00	469,0	575,0	61,2	66,9
150	135,00	165,00	709,0	871,0	73,8	81,9
220	198,00	242,00	1047,0	1283,0	90,4	101,0
320	288,00	352,00	1533,0	1881,0	112,0	126,0
460	414,00	506,00	2214,0	2719,0	139,0	158,0
680	612,00	748,00	3298,0	4048,0	178,0	202,0
1000	900,00	1100,00	4864,0	5975,0	226,0	256,0
1500	1350,00	1650,00	7865,0	9079,0	291,0	331,0

Anexo L. Especificaciones técnicas de la válvula accionada por solenoide.

Válvulas modulares accionadas por solenoide

ENERPAC 
POWER. SOLUTIONS. SINCE 1982.

▼ De arriba hacia abajo: VEC-15600D, VEK-15000B, VEC-15000B



- Ideal para el control independiente de diversos cilindros o funciones
- Válvula de alivio y válvulas accesorias de retención de mando indirecto que se pueden apilar entre el distribuidor y el cuerpo de la válvula
- Montada a distancia y en bomba

Diagrama del flujo de la válvula	Utilizadas con cilindros de	Código de la válvula	Símbolo hidráulico
4-vías, 3-posiciones (4/3) centro abierto	Doble acción	A	
4-vías, 3-posiciones (4/3) centro cerrado	Doble acción	B	
4-vías, 3-posiciones (4/3) centro en tandem	Doble acción	C	
4-vías, 3-posiciones (4/3) centro flotante	Doble acción	D	
4-vías, 2-posiciones (4/2) compensación cruzada	Doble acción	E	
3-vías, 3-posiciones (3/3) centro en tandem	Simple acción	F	
3-vías, 3-posiciones (3/3) centro cerrado	Simple acción	G	
2-vías, 2-posiciones (2/2) normalmente cerrada	Descarga del sistema*	H*	
2-vías, 2-posiciones (2/2) normalmente abierta		K*	
4-vías, 2-posiciones (4/2) compensación flotante	Doble acción	M	
3-vías, 2-posiciones (3/2) normalmente abierta	Simple acción	P	

* Requiere el uso de conexión al tanque para descarga rápida o descarga.

Posibilidades y combinaciones inigualables



Válvula de retención de 3 vías
 Convierta su válvula modular de 3 vías en una válvula de retención de carga mediante una válvula de retención de mando indirecto de 3 vías VS-51.



Válvula de retención de 4 vías
 Convierta su válvula modular de 4-vías en una válvula de retención de carga mediante una válvula de retención de mando indirecto de 4-vías VS-61.



Control de presión del sistema
 Para agregar el control de la presión del sistema a su válvula modular, solicite el conjunto de **válvula de alivio VS-11**.



Juegos de pernos para válvulas accesorias sin manifold
 Solicite el juego de pernos BK-2 si agregar alguna de las válvulas accesorias. Solicite el juego de pernos BK-3 al agregar cualquier combinación de dos válvulas accesorias.

Cómo pedir alguno de los 1,300 números de modelo posibles

Con más de 1,300 números de modelo posibles, Enerpac tiene la válvula perfecta para usted. Utilice la "tabla" y arme su propia válvula que se adapte a las necesidades de su aplicación específica. Éste es la guía completa de todas las válvulas modulares disponibles.

Válvulas modulares accionadas por solenoide

Solicite las válvulas modulares a la medida de sus necesidades

▼ Así se genera un número de modelo de válvula modular:

VE A - 1 5 600 - D

1 Válvula accionada por solenoide
 2 Paso del flujo de la válvula
 3 Capacidad de flujo
 4 Voltaje
 5 Válvulas accesorias
 6 Múltiple

1 Tipo de producto

VE = Válvula accionada por solenoide

2 Código de la válvula

- A = 4/3 centro abierto
- B = 4/3 centro cerrado
- C = 4/3 centro en tándem
- D = 4/3 centro flotante
- E = 4/2 compensación cruzada
- F = 3/3 centro en tándem
- G = 3/3 centro cerrado
- H = 3/2 normalmente cerrada
- K = 3/2 normalmente abierta
- M = 4/2 compensación flotante
- P = 3/2 normalmente abierta

3 Capacidad de flujo

- 1 = 4 galones por minuto

4 Voltaje

- 1 = 24 VCC
- 2 = 220/240 V, V, de 1 fase, 50 Hz
- 3 = 115 V, de 1 fase, 60 Hz
- 6 = 230 V, de 1 fase, 60 Hz

5 Válvulas accesorias

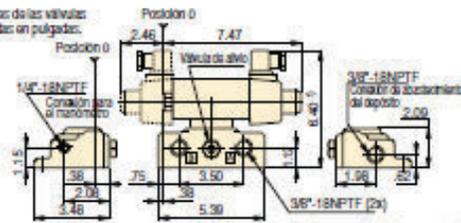
- 000 = Sin válvulas accesorias
- 100 = Únicamente válvula de alivio
- 150 = Válvula de alivio y válvula de retención de 3 vías de mando indirecto
- Únicamente para VEFVEG
- 160 = Válvula de alivio y válvula de retención de 4 vías de mando indirecto
- Únicamente para VEAE/VEB/VEE/VED
- 500 = Válvula de retención de 3 vías de mando indirecto
- Únicamente para VEFVEG
- 600 = Válvula de retención de 4 vías de mando indirecto
- Únicamente para VEAE/VEB/VEE/VED

6 Múltiple

- A = Sin múltiple**
- B = Montaje remoto
- D = Montaje en bomba*

* Únicamente para las válvulas código: VEAE/VEE/VEF
 ** El Juego de Pernos debe ordenarse por separado.

Las dimensiones de las válvulas están expresadas en pulgadas.



Válvula modular montada en bomba

* Agregue 1.85 pulgadas por cada válvula accesorias

Presión máxima de servicio (psi)	Amperaje utilizado			Material de sellado	Tapón de la válvula
	24 VCC	115 VCA 60 Hz	230 V 60 Hz		
0 - 10,000	N/C de entrada	3.0 A de entrada	1.5 A de entrada	Buna-N, polipropileno	DIN 43650
	2.5 A Retención	1.0 A Retención	.5 A Retención		

Serie VE

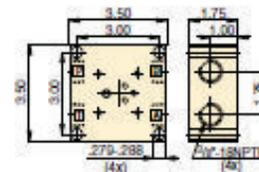


Capacidad de flujo:
4 gal/min.

Presión de operación máxima:
10,000 psi

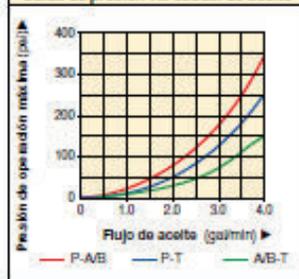
Ejemplo: VEA-15600-D

La válvula VEA-15600-D es una válvula modular con un paso de flujo de centro abierto de 4-vías y 3-posiciones, de 115 VCA y con una válvula integrada de retención de mando indirecto para montaje en una bomba Enerpac.



Múltiple de montaje a distancia de la válvula modular

Caida de presión vs. caudal de aceite



Anexo M. Especificaciones técnicas de la válvula de control.

32 300/198 SD

D
DIPLOMATIC
 OLEODINAMICA



RPC*

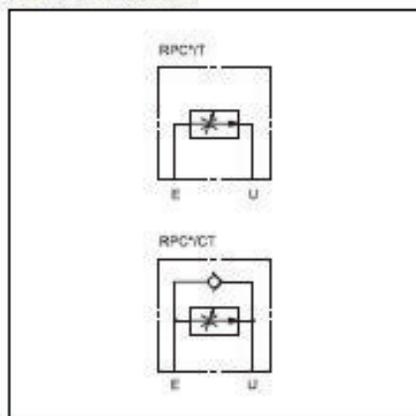
VALVULAS REGULADORAS DE CAUDAL UNIDIRECCIONALES COMPENSADAS EN PRESION Y TEMPERATURA

MONTAJE EN PLACA:

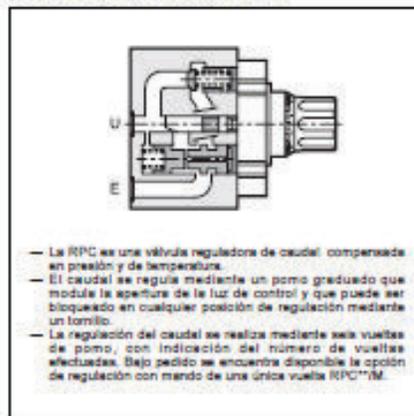
RPC 2 CETOP 06

RPC 3 CETOP 07

SÍMBOLO HIDRAULICO



PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO



PRESTACIONES (medidas con aceite mineral de viscosidad 30 cSt a 50°C)		RPC2	RPC3
Presión máxima de uso	bar	320	250
Presión de apertura válvula antirretorno	bar	0,5	0,5
Diferencia mínima de presión entre E y U	bar	10	12
Caudales máximos regulados	l/min	22 - 36 - 70	100 - 150
Caudal mínimo regulado	l/min	0,050	0,120
Campo temperatura ambiente	°C	-20 + +50	
Campo temperatura fluido	°C	-20 + +70	
Campo viscosidad fluido	cSt	2,8 + 380	
Filtrado aconsejado	µm absoluta	≤ 25	
Filtrado aconsejado para caudales < 0,5 l/min	µm absoluta	≤ 10	
Viscosidad recomendada	cSt	25	
Peso	kg	3,6	7,8

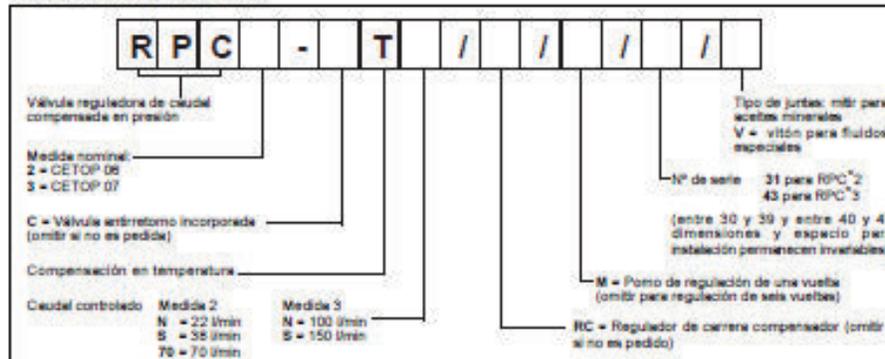
32 300/198 SD

1/4

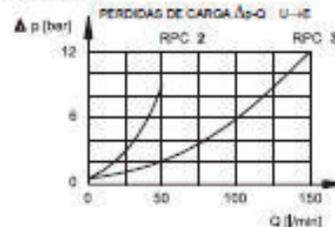
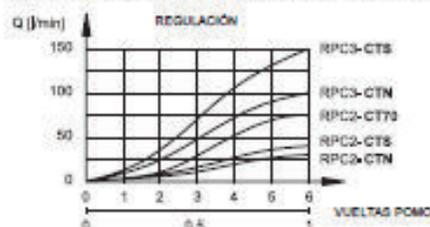


RPC*

1 - CODIGO DE IDENTIFICACION



2 - CURVAS CARACTERISTICAS (valores obtenidos con viscosidad 36 cSt a 50°C)



3 - FLUIDOS HIDRAULICOS

Usar fluidos hidráulicos a base de aceite mineral con agentes antiespumante y antioxidación como aditivos. Para otros tipos de fluidos (agua glicol, ésteres fosforicos y otros) consultar a nuestra Oficina Técnica.

4 - COMPENSACION DE PRESION

En la válvula se encuentran presentes dos estranguladores en serie. El primero corresponde a una luz regulable mediante el pomo, el segundo, pilotado por la presión previa y sucesiva al primer estrangulador, garantiza un sellado de presión constante entre fase previa y fase sucesiva al estrangulamiento regulable. En estas condiciones, el valor de caudal predispuesto se mantiene constante dentro de un campo de tolerancia del ±5% del caudal a plena escala.

5 - COMPENSACION DE TEMPERATURA

Un dispositivo sensible a las variaciones de temperatura, instalado en el primer estrangulador, corrige su posición manteniendo prácticamente inalterable el caudal controlado, incluso si varía la viscosidad del aceite. La variación de caudal predispuesto se encuentra dentro del ± 2,5% del valor de caudal de plena escala.

6 - FLUJO LIBRE EN SENTIDO INVERSO

Bajo pedido, las válvulas RPC* son suministradas con válvula antirretorno incorporada, a fin de permitir el flujo libre en sentido inverso a aquél controlado.

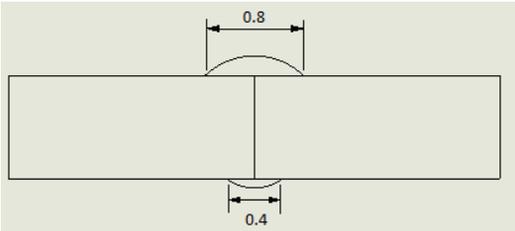
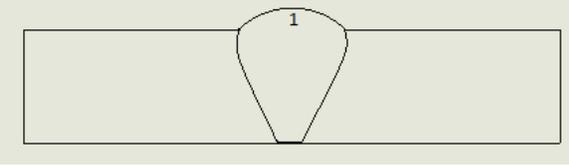
En este caso en la solicitud añadir: C (ver párrafo 1).

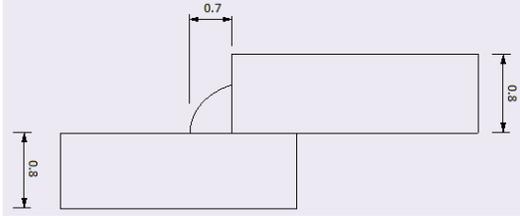
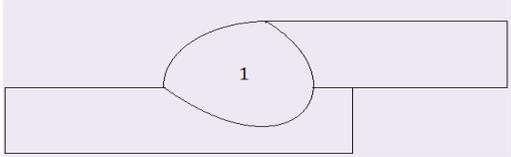
7 - REGULACION CARRERA DEL COMPENSADOR

Para evitar movimientos incontrolados en el actuador cuando éste es reactivado, la válvula RPC puede ser equipada de un accesorio especial que regule la carrera del compensador, evitando que éste efectúe una apertura mayor que la necesaria para la regulación. Para solicitar este tipo de regulador hay que añadir al código de la válvula el sufijo RC (ver párrafo 1).

Anexo N. CD con simulación de ensamble y movimiento de corte de la troqueladora.

Anexo O. Especificación del proceso de soldadura (WPS)

		ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA ESPECIFICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA			WPS No. 1			
Nombre de la Compañía : EPN PQR, No: xxxxx Según norma: AWS D1.1 - 2010				Fecha: 03-02-2015 Realizado por: Patricio Mena Organización: Escuela Politécnica Nacional				
Artículo I. Junta Utilizada Tipo de junta: A tope Abertura raíz: 0 mm Talón: 0 mm Ángulo de ranura: ninguno Placa de respaldo: si ___ no _x_ Preparar bisel: si ___ no _x_ Método: ninguno		Artículo II. Técnica de soldadura Proceso de soldadura: FCAW Tipo de soldadura: manual Soldadura a: Un lado Cordón de respaldo: si ___ no _x_ Limpieza: Pase raíz: cepillo metálico Pases siguientes: ninguno						
Artículo III. Metal Base Especificación: ASTM A 36 Espesor: 0,3 mm Diámetro: N.R.		Artículo IV. Metal de Aporte Diámetro: 1mm Denominación AWS: E6012 Diámetro de electrodo: 1mm Denominación de electrodo: N.R						
Artículo V. Posición de soldadura Posición de soldadura: 3G Progresión: Izq. a der. Técnica: un pase		Artículo VI. Notas Ninguna.						
Detalle de junta  								
No. de pases	Metal de aporte		Corriente		Tensión de trabajo [voltios]	Velocidad de avance [mm/min]	Técnica de soldadura	
	Clase	Diámetro [mm]	Tipo y polaridad	Intensidad [amp]			oscilado	recto
1	E6012	1	DC+	95-110	27 - 29	230 - 250		x

		ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA ESPECIFICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA			WPS No. 2			
Nombre de la Compañía : EPN PQR, No: xxxxx Según norma: AWS D1.1 - 2010				Fecha: 03-02-2015 Realizado por: Patricio Mena Organización: Escuela Politécnica Nacional				
Artículo I. Junta Utilizada Tipo de junta: Traslape Abertura raíz: 0 mm Talón: 0 mm Ángulo de ranura: ninguno Placa de respaldo: si ___ no ___x___ Preparar bisel: si ___ no ___x___ Método: ninguno		Artículo II. Técnica de soldadura Proceso de soldadura: FCAW Tipo de soldadura: manual Soldadura a: Un lado Cordón de respaldo: si ___ no ___x___ Limpieza: Pase raíz: cepillo metálico Pases siguientes: ninguno						
Artículo III. Metal Base Especificación: ASTM A 36 Espesor: 10 mm Diámetro: N.R.		Artículo IV. Metal de Aporte Diámetro: 1mm Denominación AWS: E6012 Diámetro de electrodo: 1mm Denominación de electrodo: N.R						
Artículo V. Posición de soldadura Posición de soldadura: 2F Progresión: lzq. a der. Técnica: un pase		Artículo VI. Notas Ninguna.						
Detalle de junta  								
No. de pases	Metal de aporte		Corriente		Tensión de trabajo [voltios]	Velocidad de avance [mm/min]	Técnica de soldadura	
	Clase	Diámetro [mm]	Tipo y polaridad	Intensidad [amp]			oscilado	recto
1	E6012	1	DC+	95-110	27 - 29	230 - 250		x