

FECHA	JUNIO 4 DE 2008
--------------	------------------------

NUMERO RAE	
PROGRAMA	INGENIERIA MECATRÔNICA

AUTOR	VICTOR HUGO RONCANCIO OJEDA
TÍTULO	DISEÑO DE PRENSA HIDRONEUMÁTICA BIDIRECCIONAL PARA USO INDUSTRIAL

PALABRAS CLAVES	OLEONEUMÁTICA O HIDRONEUMÁTICA, SENSORES, ACTUADORES, ANÁLISIS ESTRUCTURAL, ELEMENTOS MECÁNICOS.
------------------------	---

DESCRIPCIÓN	El diseño de la máquina-herramienta prensa troqueladora a tenido en cuenta y estudiado los tipos de máquinas que hay en el mercado para proyectar una alternativa a la maquinaria actual. La prensa troqueladora es una máquina que se utiliza en procesos de sujeción o deformación de diferentes piezas y/o materiales. Estas labores que pueden llegar a incluir el corte, doblado del material mediante la aplicación de una carga mecánica sobre la pieza en la cual se está llevando a cabo un trabajo La prensa es una herramienta capaz de proporcionar presión por medio de su accionamiento (oleoneumático o hidroneumático) que es una unidad
--------------------	---

	que su principio de funcionamiento es la combinación de dos sistemas conocidos que son hidráulico y neumático que puede producir una presión elevada a partir de de una fuente de presión baja .Normalmente el fluido a baja presión es el aire y el de alta presión es el aceite hidráulico, sin necesidad de bombas o motores. Esta prensa (oleoneumatica) puede llevar a cabo funciones de una herramienta que es impulsada a presión contra un material; Así mismo automatizan el proceso de ensamble, plegado, prensado, perforado, suajado y el punzonar en materia prima de tipo como aluminios, cartón, papel ,tela ,cuero, plásticos y aceros blandos (materiales con un coeficiente de ruptura y de deformación bajo).. Las máquinas están concebidas para su aplicación autónoma, en puestos o líneas de trabajo contribuyendo de esta manera a incrementar el nivel de eficacia y eficiencia en el desarrollo del proceso de producción, permitiendo a los empresarios obtener la disminución de los costos y ofrecer un producto competitivo y de alta calidad en la industria.
--	---

NOTA DE ACEPTACIÓN

FIRMA DEL PRESIDENTE DEL JURADO

FIRMA DEL JURADO

FIRMA DEL JURADO

FIRMA DEL ASESOR METODOLOGICO

BOGOTA D.C. 13 DE JUNIO DE 2008

AGRADECIMIENTOS

A dios por concederme la vida, por darme la mejor alegría de esta que este tener un hogar lleno de amor y felicidad, por darme salud y fortaleza que a pesar de todas las adversidades que se me han presentando siempre me ha ayudado a culminar todas mis aspiraciones

A mis padres, por darme una enseñanza ejemplar por darme todo su apoyo en todas las aspiraciones que he tenido, Gracias por todo por ayudarme en mi carrera en todo sentido sin ellos no hubiera podido llegar a esta etapa de mi vida.

A mi novia por enseñarme todo lo lindo que ofrece la vida al lado de una mujer tan especial como tu, mi vida hermosa gracias por estar a mi lado por acompañarme en este proceso donde me has visto desarrollarme como persona, por darme siempre un buen consejo, por brindarme una voz de aliento cuando nadie estaba a mi lado. “voy tan tranquilo y orgulloso por tenerte me has traído buena suerte y hasta cambiaste mi vivir”

A mis amigos, mis parceros....mil gracias por todas esas experiencias vividas ,que mas que amigos de estudio me quedan amigos para toda la vida, a todos y a cada uno a cesar rojas (viejo gracias) a burro, chucho, negris, juancho, primo, que esta etapa de mi vida no hubiera sido igual sin ustedes .

Este proyecto de grado es fruto de todas la enseñanzas entregadas por todos nuestros profesores durante el transcurso de la carrera, y de manera especial agradezco las grandes participaciones de los ingenieros Carlos González, Roberto Bohórquez y Baldomero Méndez, sin su colaboración no hubiese sido posible llevar a feliz término nuestro proyecto

Victor Hugo Roncancio



DISEÑO DE PRENSA HIDRONEUMÁTICA BIDIRECCIONAL PARA USO
INDUSTRIAL

PRESENTACIÓN DE TRABAJO DE GRADO

VICTOR HUGO RONCANCIO OJEDA
COD 2000277063

UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECATRÓNICA
BOGOTÁ DC

***DISEÑO DE PRENSA HIDRONEUMÁTICA
BIDIRECCIONAL PARA USO INDUSTRIAL***

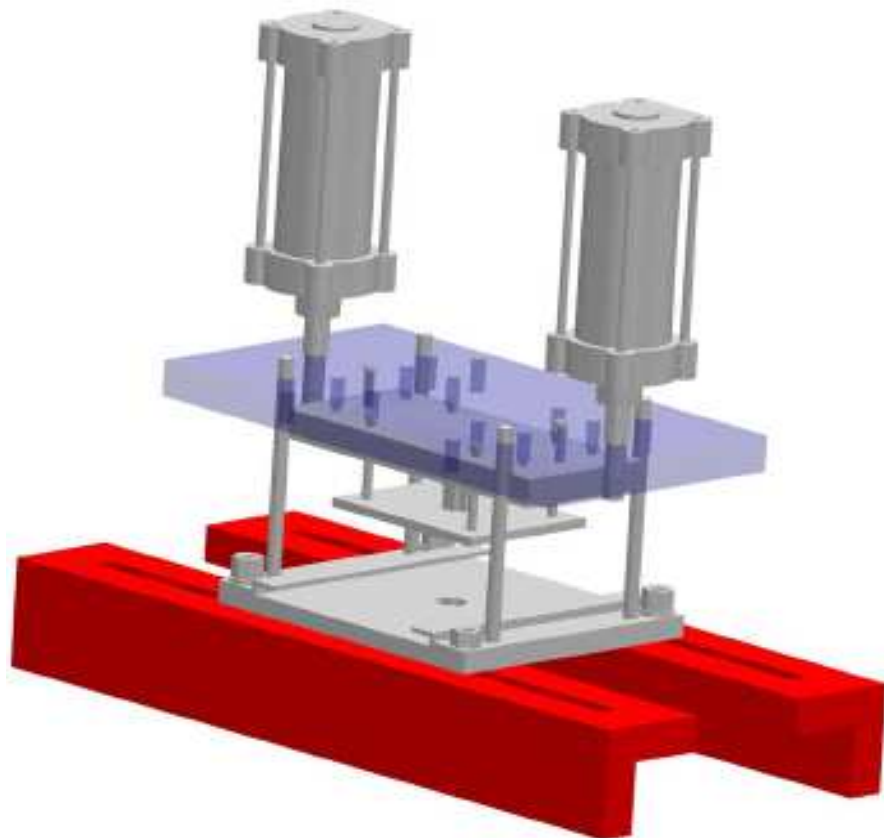


TABLA DE CONTENIDO

- 1. RESUMEN
- 2. INTRODUCCIÓN
- 2.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA
- 2.1.1. OBJETIVOS
- 2.2. JUSTIFICACIÓN
- 2.3. ANTECEDENTES
- 3. PROPIEDADES DE LAS MÁQUINAS-HERRAMIENTAS (PRENSAS)
- 3.1. PROPIEDADES GENERALES DE LAS PRENSAS
- 3.2 .PARÁMETROS DE MÁQUINAS-HERRAMIENTAS (PRENSA)
- 3.3. CLASIFICACIÓN DE LAS PRENSAS
- 3.3.1. CLASIFICACIÓN DE LAS PRENSAS SEGÚN SU MECANISMO
- 3.3.2. CLASIFICACIÓN SEGÚN SU FORMA DE CARCAZA
- 3.4. PROCESOS Y CLASES DE LAS MÁQUINAS-HERRAMIENTAS (PRENSA)
- 3.4.1. PRENSADO
- 3.4.2. PRENSAS MECÁNICAS
- 3.4.3. PRENSAS HIDRÁULICAS Y NEUMÁTICAS
- 3.5. TROQUELADO
- 3.5.1. TROQUELADO DE TIJERA
- 3.5.2. TROQUELADO DE CARACOL O TORNILLO
- 3.5.3. TROQUELADO DE PLATINA
- 3.6. DESCRIPCIÓN DE COMPONENTES GENERALES DE PRENSAS-TROQUELADORA
- 4. FUNDAMENTOS DE PROCEDIMIENTOS DE CORTE EN EL CONFORMADO DE LÁMINAS
- 4.1. OPERACIONES DE CORTE
- 4.2. DESCRIPCIÓN DE COMPONENTES GENERALES DE PRENSAS TROQUELADORAS
- 4.3. DESCRIPCIÓN DE UNIDAD OLEONEUMÁTICA
- 4.3.1. SELECCIÓN DEL COMPRESOR
- 5. ESTUDIO DE SITUACIÓN ACTUAL DE LAS MÁQUINAS-HERRAMIENTAS
- 5.1. INVESTIGACIÓN DE MAQUINARIA ACTUAL
- 5.2. ANÁLISIS Y RESULTADOS
- 5.3. ANÁLISIS DOFA
- 6. ALTERNATIVAS DE DISEÑO
- 6.1. HERRAMIENTAS DE ALTERNATIVAS
- 6.1.1. PRENSA CON SISTEMA DE PALANCA ACODADA
- 6.1.2. PRENSA DE 2 CILINDROS

- 6.1.3. PRENSA DE 1 CILINDRO
- 7. DESARROLLO INGENIERIL DE HERRAMIENTAS TROQUELADORAS
 - 7.1. PORTA MATRIZ O PLACA DE APOYO
 - 7.2. DISEÑO DE LA MATRIZ
 - 7.2.1. CALCULO DE LA MATRIZ
 - 7.2.2. SUJECIÓN DE LA PLACA MATRIZ
 - 7.3. CALCULO DEL PUNZÓN
 - 7.4. DISPOSITIVO DE RETENCIÓN
 - 7.5. GUÍAS
 - 7.6. EXTRACTORES
 - 7.7. CENTRO DE PRESIÓN
 - 7.8. HOLGURAS
 - 7.8.1. JUEGO O CLARO
 - 7.8.2. FUERZAS DE CORTE
 - 7.8.3. TIRAS DEL MATERIAL PARA TROQUELAR
- 8. SISTEMAS OLEONEUMÁTICOS O HIDRONEUMÁTICOS
 - 8.1. PRINCIPIOS BÁSICOS DE OLEONEUMÁTICA
 - 8.2. CÁLCULOS DE CILINDROS
 - 8.3. LONGITUD DE CARRERA
 - 8.4. CONSUMO DE AIRE
 - 8.5. VELOCIDAD DEL ÉMBOLO
 - 8.6. ALTERNATIVAS CIRCUITO NEUMÁTICO Y ELÉCTRICO DE LA PRENSA
 - 8.6.1. ALTERNATIVAS
 - 8.6.2. EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS DE LA UNIDAD OLEONEUMÁTICA
- 9. MANIOBRA Y CONTROL
 - 9.1. SEGURIDAD DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA
 - 9.2. SELECCIÓN DEL SENSOR
 - 9.2.3. ACONDICIONADOR DE SEÑAL EMPLEADOS CON LOS TRANSDUCTORES DE FUERZA
 - 9.2.4. DISEÑO ETAPA DE FILTRADO
 - 9.3. INDICADORES VISUALES
 - 9.4. EL TECLADO MATRICIAL
 - 9.5. SISTEMA DE CONTROL
- 10. ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA
 - 10.1. ALTERNATIVAS DE ESTRUCTURA
 - 10.1.2. EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS DE LA ESTRUCTURA
 - 10.1.3. DECISION
 - 10.2. CALCULO DE ESTRUCTURA DE LA PRENSA TROQUELADORA
 - 10.3. UNIONES SOLDADAS
 - 10.4. UNIONES ATORNILLADAS
 - 10.5. COSTOS
- 11. CONCLUSIONES

LISTADO DE FIGURAS

- FIGURA 1. Parámetros de maquinas –herramientas
- FIGURA 2. Máquina movimiento rectilíneo
- FIGURA 3. Prensa de una, dos y tres acciones
- FIGURA 4. Máquinas-herramientas según su principio de funcionamiento
- FIGURA 5. Tipos de carcasa en prensas
- FIGURA 6. Principio de funcionamiento de una prensa mecánica
- FIGURA 7. Prensa hidráulica
- FIGURA 8. Características maquinas troqueladora de caracol y tornillos
- FIGURA 9. Mecanismo adaptado a troqueladora
- FIGURA 10. Partes de la prensa troqueladora
- FIGURA 11. Ejemplo de troquel (matriz, punzón y pisador)
- FIGURA 12. Descripción de operación de corte
- FIGURA 13. Necesidades de contar con una separación correcta
- FIGURA 14. Proceso de corte de material
- FIGURA 15. Proceso de punzonado
- FIGURA 16. Proceso de perforado
- FIGURA 17. Proceso de doblado
- FIGURA 18. Efectos de la fuerza de doblado sobre material
- FIGURA 19. Matriz y punzones dobladores
- FIGURA 20. Gráfica sistema oleoneumático
- FIGURA 21. Descripción del sistema oleoneumático
- FIGURA 22. Descripción del pistón oleoneumático
- FIGURA 23. Tipos de compresores
- FIGURA 24. Diagrama de compresor de pistón
- FIGURA 25. Compresor membrana
- FIGURA 26. Compresor tipo rotativo
- FIGURA 27. Gráfica estadística 1
- FIGURA 28. Gráfica estadística 2
- FIGURA 29. Gráfica estadística 3
- FIGURA 30. Gráfica estadística 4
- FIGURA 31. Gráfica estadística 5
- FIGURA 32. Prototipo de prensa con sistema de palanca acodada
- FIGURA 33. QFD de prensa con sistema de palanca acodada
- FIGURA 34. Prototipo de prensa de 2 cilindros
- FIGURA 35. QFD de prensa de 2 cilindros
- FIGURA 36. Prototipo de prensa de 1 cilindro
- FIGURA 37. QFD de prensa de 1 cilindro

FIGURA 38.Placa de apoyo o porta matriz
FIGURA 39.Matriz
FIGURA 40.Distance crítica de la matriz
FIGURA 41.Determinación del tamaño del agujero y pieza debido a la holgura
FIGURA 42.Sujeción de la placa matriz
FIGURA 43.Punzones
FIGURA 44.Guías
FIGURA 45.Extractor
FIGURA 46.Características del resorte de la placa expulsora
FIGURA 47.Efecto de las diferentes holguras sobre metales blandos y duros
FIGURA 48.Estudio de lámina de materiales para ser troquelados
FIGURA 49.Descripción del sistema hidroneumático.
FIGURA 50.Simulación de fuerza requerida para perforar
FIGURA 51.Descripción del sistema hidroneumático
FIGURA 52.Gráfica que determina el consumo de aire
FIGURA 53.Circuito método intuitivo
FIGURA 54.Descripción del funcionamiento del circuito oleoneumático
FIGURA 55. Solución de la prensa por el método intuitivo
FIGURA 56.Descripción del funcionamiento del circuito por el método intuitivo
FIGURA 57.Simbología de principales componentes neumáticos
FIGURA 58.Características del transductor de fuerza
FIGURA 59.Especificaciones del amplificador operacional lf353
FIGURA 60.Circuito etapa de amplificación
FIGURA 61.Circuito de filtro pasa bajos
FIGURA 62.Fotografía pantalla LCD
FIGURA 63.Fotografía del teclado matricial
FIGURA 64.Características del micro controlador
FIGURA 65.Diagrama micro controlador Motorola
FIGURA 66.Diagrama tarjeta electrónica
FIGURA 67.Diagrama esquemático.
FIGURA 66.Diagrama de flujo
FIGURA 68.Estructura de la maquina
FIGURA 69.Placa superior
FIGURA 70.Resultados obtenidos por el programa ANSYS para la estructura
FIGURA 71.Resultados obtenidos por el programa ANSYS para las columnas
FIGURA 72.Porta matriz
FIGURA 73.Resultados obtenidos por el programa ANSYS para la porta matriz
FIGURA 74. Geometría de soldaduras
FIGURA 75. Geometría de soldaduras de la parte soldada del porta matriz a la estructura
FIGURA 76. Geometría de soldaduras como una línea

FIGURA 77. Geometría de soldaduras en L de la porta matriz parte inferior
 FIGURA 78.Esfuerzos de una unión atornillada
 FIGURA 79. La unión del porta punzón a la contra placa

LISTADO DE TABLAS

TABLA 1.Características neumática vs. Hidráulica
 TABLA 2.Matriz de comparación pareada AHP
 TABLA 3.Comparación entre características
 TABLA 4.Tabla de ponderación
 TABLA 5.Comparación fuerza vs. Velocidad
 TABLA 6.Comparación fuerza vs. Rigidez estructural
 TABLA 7.Comparación fuerza vs. Ingreso de material
 TABLA 8. Comparación fuerza vs. Automatización
 TABLA 9. Comparación velocidad vs. Rigidez estructural
 TABLA 10. Comparación velocidad vs. Ingreso de material
 TABLA 11. Comparación velocidad vs. Automatización
 TABLA 12.Comparación rigidez estructural vs. Ingreso de material
 TABLA 13. Comparación rigidez estructural vs. Automatización
 TABLA 14.Comparación Ingreso del material vs. Automatización
 TABLA 15.Tabla completa AHP
 TABLA 16. Tabla completa AHP+sumatoria
 TABLA 17. Tabla completa AHP porcentaje
 TABLA 18. Tabla final de resultados AHP
 TABLA 19.Evaluación de alternativas
 TABLA 20.Grosor de la matriz
 TABLA 21.Factores para bordes cortantes que exceden 2 pulgadas
 TABLA 22.Dimensiones para guías ajustadas a presión
 TABLA 23.Modificación del espacio entre la pieza y el borde de la tira según el ancho
 TABLA 24.Elementos necesarios por el método electro neumático
 TABLA 25. Elementos necesarios por el método intuitivo
 TABLA 26.Características de celdas de carga y transductores de fuerza
 TABLA 27.Características del transductor
 TABLA 28.Características del acero 1045
 TABLA 29.Factor de seguridad A
 TABLA 30.Factor de seguridad B
 TABLA 31.Características del perfil L
 TABLA 32.Resistencia a la tensión y fluencia de los electrodos
 TABLA 33.Tabla de costos del proyecto

1.

RESUMEN

El avance tecnológico en la industria ha creado en muchos países la necesidad de implementar empresas automatizadas para optimizar la producción y mejorar la calidad de sus productos, además de permitirles innovar en mercados internacionales. Uno de estos campos es la manufactura metal mecánica que está basada en la transformación de materias primas y en la elaboración de un producto mediante la aplicación de procesos, donde la complejidad del diseño y desarrollo van de la mano con la aplicación del conocimiento científico y técnico de nuevas tecnologías para maquinaria, permitiendo la innovación o aplicación de nuevas herramientas industriales de acuerdo a las necesidades del sector.

Mediante la ejecución del presente proyecto se ha planteado diseñar una prensa para conformado de lámina partiendo del previo estudio de los diferentes tipos de máquina que existen en el mercado y de esta manera proyectar una mejor alternativa a la maquinaria actual, para lo cual se ha recopilado información sobre prensas y troqueladoras en general.

Con la culminación del presente proyecto se quiere crear una alternativa viable para la industria colombiana y de ésta manera incentivar a la misma a continuar en el desarrollo de estudios sobre futuros proyectos, sin olvidar los costos y el diseño ingenieril (elementos cinemáticos y dinámicos del mecanismo de la máquina planeada) que se requieren para tal fin.

Las prensas de conformado son máquinas-herramienta ampliamente utilizadas en la industria colombiana. Son utilizadas en procesos de sujeción o deformación de diferentes piezas y/o materiales, estas labores pueden llegar a incluir el corte y doblado del material mediante la aplicación de una carga mecánica sobre la pieza en la cual se está llevando a cabo un trabajo

La prensa es una herramienta capaz de proporcionar una fuerte presión aprovechando la energía acumulada por medio de un fluido, donde su accionamiento es una mezcla de dos sistemas hidráulico y neumático, conocidos como (oleoneumático o hidroneumático) donde se reúnen en un elemento que puede producir una presión elevada a partir de una fuente de presión baja. Normalmente el fluido a baja presión es el aire y el de alta presión es el aceite hidráulico. La ventaja principal es su bajo precio y la presión elevada de salida sin utilizar sistemas o elementos para ayudar a ejercer una

alta presión como por ejemplo las bombas hidráulicas, motores u otros instrumentos mecánicos.

Esta prensa (oleoneumática) puede realizar funciones de una herramienta que es impulsada a presión contra un material; así mismo automatizan el proceso de ensamble, plegado, prensado, perforado, suajado y el punzonar en materia prima como aluminios, cartón, papel, tela, cuero, plásticos y aceros blandos (materiales con un coeficiente de ruptura y de deformación bajo).

Las máquinas están concebidas para su aplicación autónoma en puestos o líneas de trabajo contribuyendo de ésta manera a incrementar el nivel de eficacia y eficiencia en el desarrollo del proceso de producción, permitiendo a los empresarios obtener la disminución de los costos y ofrecer un producto competitivo y de alta calidad en la industria.

2.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Es bien conocido el impacto del sector metal mecánico en el desarrollo de cualquier país y en particular en el crecimiento industrial. La presencia de las micro industrias metal mecánicas tienen gran importancia por sus aportes al sector industrial y a la economía en general, ayudando en la generación de empleo y las inversiones de activos.

Las prensas tradicionales no son versátiles, restringiendo la manipulación y dificultando el trabajo realizado por el operario, que se manifiesta en el incremento del tiempo empleado en el proceso de producción y a su vez genera el aumento de los costos de la mano de obra. En estos procesos industriales no es necesario aplicar una gran cantidad de presión a un material con un coeficiente de ruptura o de elasticidad bajo, ya que se malgasta toda la capacidad de la máquina y si una empresa o sector industrial requiere de una pieza o de la utilización de una máquina como la prensa troqueladora, dependería del número de piezas necesarias y estas a su vez determinarían el mayor o menor valor de los costos de operación¹.

En el proceso de troquelado se deforma o se corta una pieza por medio de impacto o ejerciendo presión para obtener una geometría específica o conseguir una nueva pieza a partir de una materia prima. Esto se logra mediante punzones y matrices, que son herramientas diseñadas a la medida de la pieza que se produce, adoptando la estructura necesaria según la forma del elemento, donde es necesario un mecanismo que sirva para sujetar las piezas con el fin de trabajar sobre ellas; para esta labor se requiere montar la pieza en una base fija la cual permite que la pieza no se mueva bien ya sea para modificarlas o ajustarlas².

Debido a la necesidad de simplificar una máquina-herramienta como elemento de sujeción y troquelado, este diseño permite reemplazar estas dos funciones y posiciones independientes.

¹http://www.dnp.gov.co/ArchivosWeb/Direccion_Desarrollo_Empresarial/Informacion_sectorial/Micro_empresas/metalmecánica/Metalmecanica.htm#4

² Felipe torre. ejecución de procesos de mecanizado-conformado y montaje. Thompson

En la industria colombiana la adquisición de una prensa requiere de un servicio de estas características, dependiendo de la cantidad de piezas a trabajar, que a su vez define el costo de la prensa de conformado que oscila en un valor comercial entre un millón quinientos mil pesos y diez millones de pesos (\$1500000-\$20.000.000)³ ; de igual forma según su capacidad y trabajo a realizar, el valor comercial de una prensa para troquelar depende del tamaño, capacidad de presión y de las operaciones que pueda realizar en un tiempo determinado; así como la opción de implementar accesorios adicionales.

Reuniendo estas dos cualidades en una sola máquina se ahorrará el costo de adquirir dos máquinas independientes, obteniendo beneficios económicos para su empresa, compañía, local o taller, eliminando el uso de terceros o intermediarios que presten estos servicios especializados, pues gracias a la gran versatilidad y fácil manipulación se disminuyen los costos de los factores de producción.

³ <http://www.google.com.mx>. (empresas encargadas en la venta y distribución de máquinas-herramientas)

2.1.1. OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Diseñar un prototipo de prensa hidroneumática que tenga gran versatilidad industrial, que se caracterice por ejecutar dos posiciones de trabajo permitiendo al operario una mayor facilidad de manejo y adecuación de los materiales necesarios para la elaboración de un proceso específico.

Objetivos Específicos

1. Identificar la clase de operación para efectuar en cada posición de la máquina, así mismo fijar principalmente el tipo de prensa y su carrera, que debe ser lo más corta posible para evitar desgaste; pero suficientemente amplia para poder manejar libremente el material.
2. Establecer un mecanismo práctico que permita la posibilidad de obtener dos posiciones de trabajo (vertical y horizontal) analizando previamente las aplicaciones que se pueden ejecutar en cada posición.
3. Definir la forma, el tamaño y la resistencia del material o materia prima que se van a emplear, proporcionando de esta manera la información necesaria, para delimitar el tipo de material empleado en la fabricación del artículo, en razón a que la dureza y el endurecimiento de los metales son de especial importancia en el cálculo de la presión que aplica la prensa. Así mismo determinar el tamaño de la mesa y forma de alimentación con el fin de que nos permita elegir el material de construcción más adecuado en la elaboración de la prensa.
4. Elaborar o implementar el dispositivo de un sistema de carácter automático que registre datos analógicos (presión); procesándolos para luego ilustrarlos por medio de un dispositivo electrónico, que indique al usuario la medida exacta de presión que se está ejerciendo sobre la pieza.
5. Indagar un dispositivo de control de operación manual y/o electrónica que permita la regulación del paso de la presión de aire generando un mejor dominio sobre la operación, logrando así mayor estabilidad y seguridad incluso cuando hay interrupción de aire.

6. Especificar, investigar e implementar juego de utillaje intercambiable que puedan ser fabricados en cualquier diámetro, material, longitud o forma; se utilizaría un tipo de herramienta con unas características específicas, por ejemplo: si es lisa o con unos insertos en sus punzones para tener una mejor deformación de acuerdo con las necesidades solicitadas por los clientes que permiten un uso más versátil de las máquinas troqueladoras.

7. Diseñar una nueva opción de manipulación a dos herramientas ya existentes, simplificando el trabajo para mejorar la productividad y los costos de operación.

2.2. JUSTIFICACIÓN

El proceso de globalización obliga a la industria nacional a igualar las condiciones de comercialización de sus productos con alta tecnología debido a la entrada masiva de capital extranjero con precios competitivos, producción a gran escala y una excelente calidad.

Por este motivo las empresas nacionales deben buscar alternativas, que les permitan resurgir y asegurar la venta de su producto, brindando al cliente un servicio óptimo. Esto significa invertir en tecnología, capacitación e investigación, y de ésta manera reactivar la producción nacional y elevar el nivel tecnológico al de aquellos países que dominan los mercados internacionales.

Esta tarea no será del todo fácil, pero es un gran estímulo para lograr la fabricación de herramientas que exigen altos niveles de precisión y que consigan satisfacer las necesidades de los clientes, permitiendo competir con precios y calidad frente a las empresas extranjeras; logrando así un beneficio final a los consumidores que podrán obtener varias opciones de compra escogiendo la mejor alternativa sea de origen nacional o internacional.

Esta investigación está orientada al diseño de un prototipo de prensa oleoneumática que admite trabajar con ella de manera fácil y práctica, teniendo en cuenta factores como la versatilidad de procesos, capacidad de control, capacidad de carrera y capacidad de intercambiar la manera de sujeción de los elementos que ejercen la presión; creando un juego de accesorios que se puedan modificar dependiendo del tipo de material que se utilice, así como el propósito para el que se está maquinando y de esta forma pueda solventar las falencias que dejan las prensas tradicionales en los procesos de conformado.

De éste modo se busca beneficiar a todo el campo industrial en el que sea necesaria la utilización de este tipo de herramientas en sus procesos, aportando una nueva y mejor manera de manipular dos máquinas en una.

2.3. ANTECEDENTES

En la industria actual el proceso de conformado de láminas está en aumento, debido a la gran demanda de productos que requieren este tipo de tratamiento o trabajo, donde el peso de las piezas desempeña un papel importante y busca disminuir costos en la producción total.

Sin embargo, las herramientas que procesan láminas por medio de troqueladores con bastante potencia, generan un desperdicio de energía (presión) innecesario, ya que los elementos requeridos se pueden ajustar a procedimientos más sencillos que no necesitan de un esfuerzo en la maquinaria para obtener un menor peso, resistencia y acabados superficiales mejores.

Estas herramientas se clasifican de acuerdo con el mecanismo de conducción, y se pueden dividir en prensas mecánicas, manuales, neumáticas e hidráulicas. Las prensas de tipo manual son las más antiguas junto con las prensas de manivela y son el tipo más común por la simplicidad en su utilización. Estas son usadas para la mayoría de las operaciones de perforado y corte, que a su vez pueden ser manejadas con el pie y son llamadas prensas de pedal empleadas generalmente para trabajos livianos⁴.

Las prensas hidráulicas se mueven por presión de aceite, que empuja a uno que a su vez oprime la pieza y éstas son producidas en varios tipos y tamaños. Debido a que pueden proporcionar gran capacidad de presión, generando un mayor volumen en su estructura física⁵ y se utilizan para operaciones de corte donde sea necesario ejercer una presión alta.

Las prensas oleoneumáticas en el país son de poca rotación ya que la industria actual posee los dos tipos de prensas convencionales pero no una prensa que reúna las cualidades de conformado por accionamiento oleoneumático. De igual manera algunas de las prensas existentes tienen la opción de modificar su ángulo de trabajo, pero en la mayoría de los casos son fijas y esto dificulta la movilización del operario al maquinar cierto tipo de materiales y de piezas.

⁴ Steve f.krar. tecnología de las máquinas-herramientas. alfa omega.

⁵ Richard -r-kibbe. Prácticas de taller de máquinas herramientas. limusa, Noriega editores.

3. PROPIEDADES DE LAS MÁQUINAS–HERRAMIENTAS (PRENSAS).

El conjunto de técnicas de conformado representan una alternativa a los métodos convencionales mecánicos por la simplificación de herramientas, reducción de fuerzas de fricción, mayor deformación, mejor precisión y finalmente posibilitan la obtención de piezas imposibles de producir hasta hoy por los procedimientos convencionales, (particularmente en la fabricación de piezas a partir de elementos tubulares y en componentes donde es crítica la relación peso-resistencia).

Sus ventajas son:

- Fortalecimiento de la pieza.
- Reducción del peso a través de un diseño de sección más eficiente.
- Mejora de la resistencia estructural y de la rigidez.
- Reducción del costo de producción, en el caso de realizar el procedimiento con un número menor de operaciones.
- Pocas operaciones secundarias (no se requieren soldaduras y los agujeros pueden ser realizados durante el conformado).
- Ajustadas tolerancias dimensionales y baja recuperación elástica.
- Cantidad reducida de desechos.
- Menos operaciones de ensamblaje.

3.1. PROPIEDADES GENERALES DE LAS PRENSAS

El objetivo principal de los procesos de conformado es cambiar la forma geométrica de la pieza a modificar. Además de cambiar las propiedades del producto acabado hasta llegar a una etapa deseada.

Las partes que caracterizan las prensas son:

- El elemento que hace la fuerza, puede realizarse con mecanismos de biela-manivela, martinets, cilindros hidráulicos o cilindros neumáticos.
- Las matrices, que son los elementos que dan la forma a la pieza.

- Los punzones de corte, que realizan los agujeros de todas las piezas o deforman la pieza hasta lograr la geometría deseada.
- Una estructura rígida, para aguantar el peso de todos los elementos y también la fuerza que hace la matriz superior al punzar.
- Un medio de suministro de potencia, ya sea un motor eléctrico, un compresor o un sistema hidráulico.
- La chapa o lámina, que es la materia prima a trabajar.

El funcionamiento de una prensa es el siguiente:

El material entra en la prensa, el punzón baja con la fuerza necesaria para presionar la pieza sobre la matriz inferior hasta que la deforma o la corta, separando la pieza ya procesada del resto del material y a continuación asciende el punzón a su posición inicial e ingresa de nuevo otra lámina o chapa para repetir este ciclo.

Particularidades principales de las prensas:

- El material no puede fluir libremente, solo podrá hacerlo por donde le permitan las formas de las dos estampas (punzón y matriz).
- El punzón estará unido al elemento designado para ejecutar o realizar la fuerza (cilindro o actuador, mecanismo de biela manivela, ariete) y la matriz inferior estará unida al yunque.
- Siempre habrá un material excedente que fluya entre las matrices formando rebabas, que se eliminarán posteriormente con una lima.
- El material del cual están hechas las matrices, que suele ser acero debe cumplir ciertas condiciones como: tener una dureza elevada para altas temperaturas, un elevado límite elástico para que las matrices no se deformen y finalmente tener una elevada resistencia al desgaste.

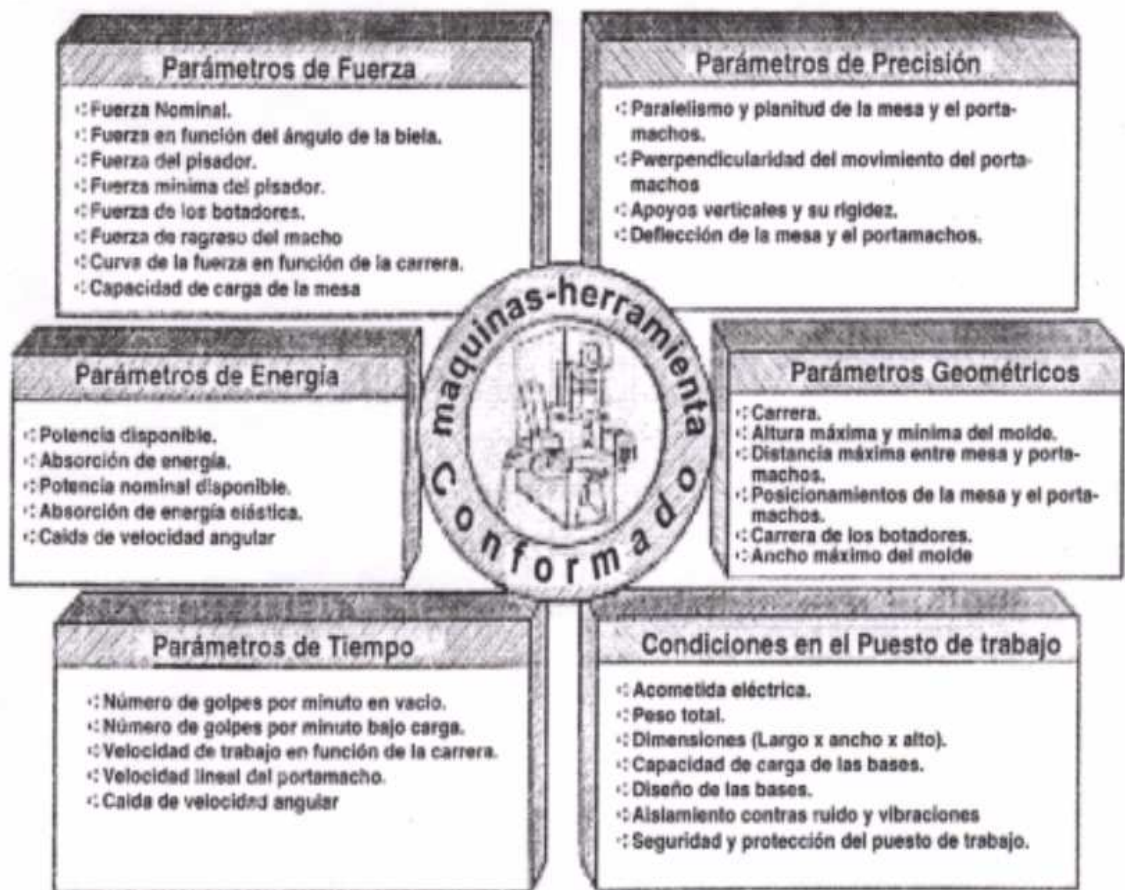
3.2. PARÁMETROS DE MÁQUINAS-HERRAMIENTAS (PRENSAS).

La acción de las prensas se lleva a cabo por medio de una herramienta que es impulsada a presión contra el material laminado. La herramienta puede ser maciza o hueca, afilada o sin filo y de formas variadas según el caso; así como su clasificación es de acuerdo con el mecanismo de conducción y pueden ser

mecánicas o hidráulicas, pudiendo ser las primeras operadas manualmente en el caso más elemental y con motor en la mayoría de los casos.

La selección de una máquina de conformado depende de varios factores como:

Figura 1. Parámetros de máquinas herramientas



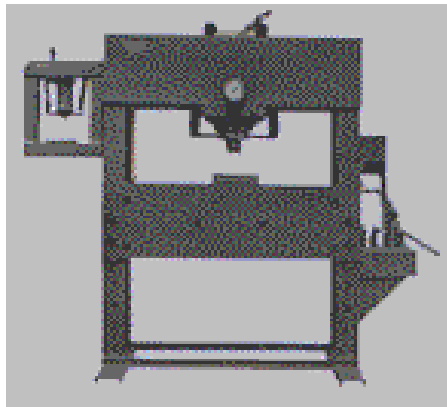
Germán Concharein. Máquinas herramientas .corporación uniautonóma de occidente. 4ta edición

3.3. CLASIFICACIÓN DE LAS PRENSAS

En general las máquinas que se utilizan para el trabajo de lámina se pueden dividir en tres grupos:

- Máquinas de movimiento rectilíneo alternativo
- Máquinas de movimiento circulante continuo
- Máquinas de movimiento basculante

Figura 2. Máquina movimiento rectilíneo



Steve F. Krar. Tecnología de las máquinas –herramientas alfa omega

Al primer grupo pertenecen tipos de prensa como guillotinas, al segundo pertenecen las laminadoras, bordonadoras y al tercero plegadoras de lámina⁶.

Las prensas también son clasificadas de acuerdo con su accionamiento (prensas mecánicas, prensas hidráulicas, prensas neumáticas), y estas a su vez se dividen en (alimentación manual, automática o semiautomática), según el tipo de bastidor empleado. Tal clasificación es importante debido a que indica algunas de las limitaciones del tamaño y tipo de trabajo que puede realizarse.

La siguiente clasificación es de acuerdo con el tipo de bastidor, ya sea de biela o excéntrico, también pueden ser de Banco de marcos con lados rectos, verticales o con inclinación.

⁶ Steve F. Krar. Tecnología de las máquinas –herramientas. alfa omega

En lo que se refiere a la manera de actuar o tipo de trabajo que realizan, las prensas se dividen en 3 grupos principales:

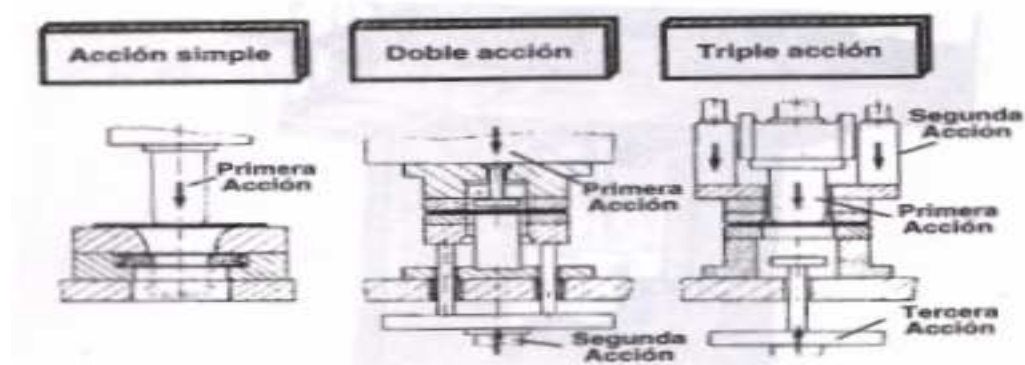
1) De simple acción: Tienen únicamente un ariete

2) De doble acción: Tiene 2 arietes deslizando uno exteriormente y otro en el interior. El ariete exterior es el que constituye generalmente el pisador y es manipulado por medio de brazos articulados o de levas excéntricas, de manera que al final de su carrera permanece estacionario aplicando presión para sujetar la pieza, mientras el ariete interior o punzón sigue su movimiento hacia arriba simultáneamente. Las prensas de doble acción se emplean principalmente para trabajos de embutido profundo⁷.

3) De triple acción: Son muy semejantes en principio a las anteriores, pero tienen un ariete adicional que trabaja de abajo hacia arriba, cuyo movimiento se sincroniza con el de los 2 arietes anteriores.

La parte superior de un troquel o punzón se sujeta en la mayoría de las prensas a la cara inferior del ariete por medio de tornillos. La parte inferior del troquel o matriz se sujeta también por tornillos a la mesa de la prensa y se alinea perfectamente con el punzón. Generalmente el dado o troquel es una sola unidad con sus propias guías.

Figura 3. Prensa de una, dos y tres acciones.



Germán Concharein. Máquinas herramientas .corporación uniautonóma de occidente. 4ta edición.

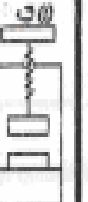
3.3.1 CLASIFICACIÓN DE LAS PRENSAS SEGÚN SU MECANISMOS.

El proceso de conformado termina cuando la energía cinética de las masas en movimiento ha sido transformada en trabajo de deformación sobre una pieza.

⁷ www.campus.fortunecity.com/dquesne/623/home/prensa/prensa.htm

Las máquinas que trabajan en función de su recorrido o variantes del mecanismo transmisor del movimiento, están determinadas por su magnitud debido a la energía producida y entregada a través de la energía potencial que poseen.

Figura 4. Máquinas-herramientas según su principio de funcionamiento

Principio funciona- miento	Energía				Carrera				Fuerza
	Martillo de caída libre	Martillo de presión sup.	Martillo de contragolpe	Martillo de tornillo	Prensa exc. carrera var.	Prensa exc. carrera fija	Prensa de rodilera	Prensa de rodilera mod.	Prensa hidráulica
									
Parámetro Caracteris- tico	$E = mgh$ $= \frac{1}{2}mv^2$	$E = mgh +$ $A/p(c)dc$ $= \frac{1}{2}mv^2$	$E = A/p(c)dc$ $= \frac{1}{2}mv^2(m_1 + m_2)$	$E = \frac{1}{2}J\omega^2$	$c = r(1 - \cos\alpha)$ $r = 1$	$c = r(1 - \cos\alpha)$ $r = 1$	$c = f(\alpha, r, \dots)$	$c = f(\alpha, r, \dots)$	$F = p.A$
Variación de la carrera con el tiempo									Controlable
Ventajas según el principio funciona- miento	Bajos costos de inversión Alta velocidad conformado	Poca altura de construcción Alta velocidad conformado	Alta velocidad conformado Alta energía de conformado	Alta precisión Alta energía de conformado	Alta productivi- dad carrera variable	Alta productivi- dad carrera fija muy amplia	Alta Fuerza final Baja velocidad conformado	Baja velocidad trabajo Alta velocidad carrera muerta	Regulación flexible de la velocidad y la fuerza en el portamachos

Germán concharein. Máquinas herramientas .corporación uniautonómica de occidente. 4ta edición

El mecanismo del actuador como prensa hidráulica y de igual forma neumática de la figura 4 se escogió como base del trabajo para el desarrollo de la máquina. Así mismo presentan características adecuadas para este tipo de proceso, como son:

- Posición de corte con ángulo de transmisión óptimo, para obtener la mayor ventaja mecánica posible y a su vez conseguir un mecanismo compacto.
- Posibilidad de aislar la zona de corte del material con medidas y tamaños de seguridad más simples que las que se tienen que incorporar en la máquina y de esta manera evitar muchos de los accidentes habituales en este tipo de máquinas.

3.3.2. CLASIFICACIÓN SEGÚN SU FORMA DE CARCASAS

Las prensas de baja potencia generalmente tienen un tipo de carcasa abierto “C”, mientras que las de mayor potencia usan carcasas de sistema cerrado “O” que dan una mayor rigidez.

Figura 5. Tipos de carcasas en prensas.



Germán Concharein. Máquinas herramientas .corporación uniautonóma de occidente. 4ta edición

3.4. PROCESOS Y CLASES DE LAS MÁQUINAS HERRAMIENTAS (PRENSAS).

Las máquinas-herramientas son la base de la industria moderna y se utilizan para fabricar o para dar forma a materiales sólidos, especialmente metales. El modelado se consigue eliminando parte del material de la pieza o estampándola con una forma determinada, esto se hace por medio de diversos métodos, como cizallamiento o corte, prensado o estirado, punzonado o perforado; estas máquinas-herramientas son muy versátiles y precisas, controladas por accionamientos sencillos, que permiten fabricar de forma económica productos con formas complejas.

Las prensas dan forma a las piezas sin eliminar material, o sea, sin producir viruta. Una prensa consta de un marco que sostiene una bancada fija, un pistón, una fuente de energía y un mecanismo que mueve el pistón en paralelo o en ángulo recto con respecto a la bancada. Donde cuentan con herramientas que permiten deformar, perforar y cizallar las piezas. Estas máquinas pueden producir piezas a gran velocidad, ya que el tiempo que requiere cada proceso es sólo el tiempo de desplazamiento del pistón. No es muy correcto llamar a una prensa, prensa dobladora, prensa de repujado, o prensa cortadora, entre otras, pues los tres tipos de operaciones se pueden hacer en una máquina. A algunas prensas diseñadas especialmente para un tipo de operación, se le puede conocer por el nombre de la operación, prensa punzonadora, prensa acuñadora o troqueladora. La clasificación está en relación con la fuente de energía, ya sea operada manualmente o a través de una bomba, compresor o motor. Las máquinas operadas manualmente se usan para trabajos en lámina delgada de metal, para un mayor producción se opera con potencia suministrada por cual quiera de los mecanismos nombrados con anterioridad. Otra forma de agrupar a las prensas, está en función del número de arietes o los métodos para accionarlos; en general, las prensas utilizan los siguientes tres principios de funcionamiento; prensas mecánicas, prensas neumáticas y prensas hidráulicas.

3.4.1. PRENSADO

El prensado es el nombre que se da a un conjunto de procesos mediante los cuales se fabrican muy rápidamente los componentes, usando láminas o tiras de metal. Su importancia como proceso de producción puede apreciarse por el hecho de que la salida de una sola prensa puede producir un número mayor de piezas en menor tiempo, que otro proceso de mecanizado y el tamaño de los componentes producidos pueden variar desde un mecanismo pequeño de reloj hasta partes de chasis para automóviles.⁸

Los metales pueden ser formados plásticamente en compresión o en tensión dentro de ciertos límites, recuperando su forma inicial una vez que el esfuerzo de deformación desaparece, si este se ha mantenido dentro del límite elástico; este límite elástico disminuye bajo condiciones repetidas de esfuerzo y cuando la tensión va mas allá de su límite elástico quedan deformados permanentemente, por tanto si la carga aplicada continúa, la deformación del metal sigue aumentando plásticamente hasta que tiene lugar la ruptura.

El proceso de conformado termina cuando la energía cinética de las masas en movimiento ha sido transformada en trabajo de deformación y trabajan en función de su recorrido, Las prensas de corte llevan al material a un esfuerzo más allá de su resistencia última al corte. Las prensas de doblado y embutido

⁸ R.L Timings. Tecnología de la fabricación v2. alfa omega

emplean una fuerza que produce un esfuerzo intermedio entre el límite elástico, y la resistencia última que no debe de sobrepasarse. Estas prensas sustituyen a otras máquinas, por velocidad de conformado y la homogeneidad entre las piezas terminadas.

3.4.2 PRENSAS MECÁNICAS

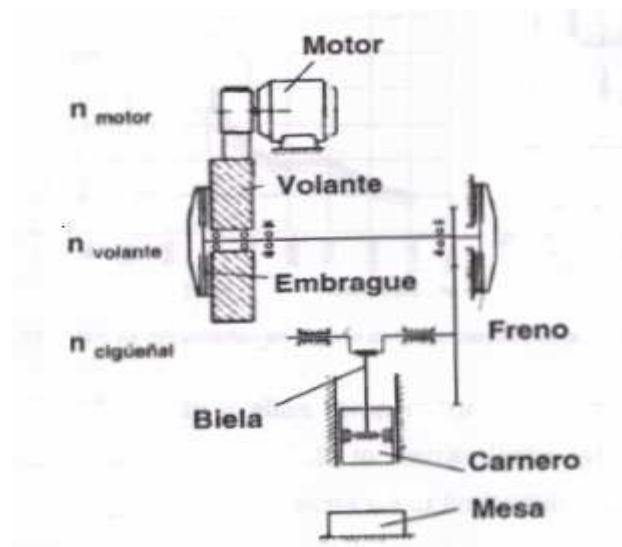
Las prensas mecánicas son las que presentan más variaciones constructivas en cuanto a mecanismo de conducción con respecto al movimiento y fuerza. Existen soluciones muy diversas. Por ejemplo el accionamiento se puede llevar a cabo manualmente o por medio de un motor eléctrico.

Para las máquinas accionadas mediante motor, su funcionamiento se basa en un principio común: el motor hace girar un volante de inercia de la prensa unido directamente al cigüeñal o bien mediante una cadena de engranajes, cadenas o correas, acopladas con un embrague de fricción. Un freno se encarga de detener el movimiento del cigüeñal en el momento que lo selecciona el operario.

Los mecanismos más utilizados para realizar la presión final son: de manivela, de doble manivela, de excéntrica, de leva, de caracol tornillo y de palancas. Estos dispositivos son válidos para realizar las diversas operaciones de mecanizado que se llevan a cabo sobre las prensas, aunque evidentemente unas se ajustan mejor a unos procesos que otras⁹.

Figura 6. Principio de funcionamiento de una prensa mecánica

⁹ Germán Concharein. Máquinas herramientas .corporación uniautonóma de occidente. 4ta edición.



Richard –r-Kibbe. Prácticas de taller de máquinas herramientas. Limusa, Noriega editores.

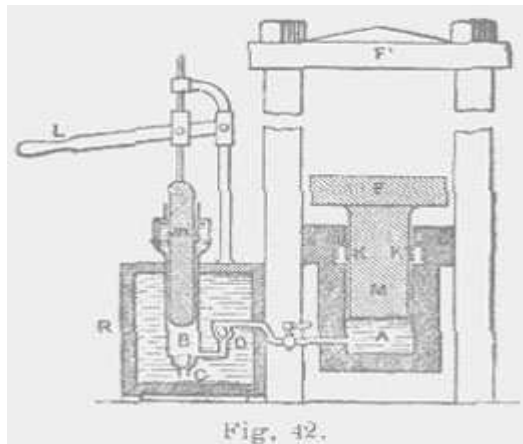
3.4.3. PRENSAS HIDRÁULICAS Y NEUMÁTICAS

Las prensas hidráulicas se mueven por la acción ejercida de aceite que entra a la cámara del actuador empujando el émbolo, que a su vez va conectado a un vástago que oprime la pieza a forjar o embutir entre el punzón y la matriz. El mecanismo utilizado para realizar la fuerza es una unidad sellada (cilindros hidráulicos); así mismo su movimiento es lento, y las presiones que ejercen pueden ser muy variables en función de las características, generalmente el aceite entra a poca presión hasta que hace contacto la estampa con la pieza y luego en la última fase, se aumenta la presión.

Las prensas neumáticas se mueven más rápido que las hidráulicas, pero la presión que ejercen sobre el material se ve muy limitada. En la parte neumática se aprovechará la energía acumulada con anterioridad en un sistema de aire comprimido (compresor), también su principal movimiento se hace por medio de cilindros. Estas unidades son de fácil instalación y adquisición, donde cada una de ellas cuenta con la posibilidad de utilizar o implementar herramientas adicionales para un óptimo desempeño de la máquina-herramienta¹⁰.

Figura 7. Prensa hidráulica

¹⁰ www.siligon/castellano



www.cervantesvirtual.com

3.5. TROQUELADO

La característica del proceso de troquelado es la aplicación de grandes fuerzas por herramientas como prensas durante un corto intervalo de tiempo, lo cual resulta en el corte (cizallado) para dar forma a materiales sólidos y en especial para el estampado de metales en frío.

El troquel es un elemento que se monta sobre una prensa (mecánica, neumática, etc.) que ejerce una fuerza sobre los elementos del troquel, provocando que la pieza superior (punzón) encaje sobre la inferior o matriz. Como consecuencia se produce la estampación del material que se ha interpuesto entre ambas piezas y de esta manera poder llevar a cabo operaciones de corte, punzonado, perforado, embutición, doblado o conformado de láminas.

El troquel puede ser:

- Simple, cuando en un solo golpe realiza la operación correspondiente sobre la pieza.
- Progresivo, cuando se alimenta de forma continua, realizando las diversas operaciones en cada golpe.

El troquel se compone de diversas etapas, de modo que cuando una parte de la chapa o lámina en su avance, ha pasado por todas ellas, se obtiene la pieza final, donde se debe tener en cuenta:

- La calidad y características de la pieza a punzonar.
- La funcionalidad del troquel, en el que se ha de facilitar el acceso y sencillez para la colocación y extracción de la pieza, el transporte del troquel para su instalación en la prensa, la reparación de las posibles averías que puedan darse y la sustitución de las piezas que por su desgaste sea preciso cambiar, lo que facilita su mantenimiento.
- El aspecto económico, lo que incide en el uso de piezas y accesorios comerciales y normalizados.
- Las características y necesidades de la pieza que se va a procesar permiten diseñar un troquel en el que se cortan dos piezas de forma simultánea. De este modo se duplica la producción de la prensa¹¹.

Teniendo en cuenta las clases de troquel:

- Los troqueles de corte se utilizan para estampar una forma determinada en una lámina de metal para operaciones posteriores.
- Los troqueles de flexión y doblado están diseñados para efectuar pliegues simples o compuestos en la pieza en bruto.
- Los troqueles de embutir se emplean para crear formas huecas. Para lograr una sección reducida en una parte hueca, como el cuello de un cartucho de fusil, se utilizan troqueles reductores especiales. Cuando la pieza terminada debe tener una protuberancia en la parte inferior o central suelen emplearse troqueles hidráulicos. En éstos el cuño se sustituye por un pistón que introduce en la pieza agua o aceite a presión, lo que obliga al metal a doblarse hacia fuera contra la matriz.
- Los troqueles de rebordeado forman un reborde curvo en piezas huecas. Un tipo especial de troquel de rebordeado, llamado troquel de costura con alambre, enrolla firmemente los bordes externos del metal alrededor de un alambre que se inserta para dar resistencia a la pieza.
- Los troqueles combinados están diseñados para realizar varias de las operaciones descritas en un único recorrido de la prensa; los troqueles progresivos permiten realizar diversas operaciones sucesivas de modelado con el mismo troquel.

3.5.1. TROQUELADORA DE CARACOL O TORNILLO

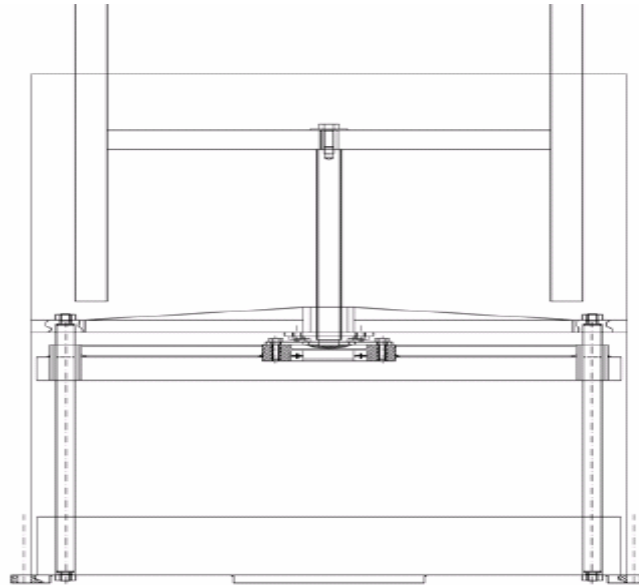
Como segundo modo para transmitir la fuerza sobre la plancha se ha trabajado en una máquina troqueladora de caracol o tornillo. Como base se ha cogido una prensa que trabaja según este principio.

Dos ruedas de fricción son las encargadas de mover una transmisión de caracol o tornillo-hembra y tuerca. Este caracol o tornillo lleva en la base el

¹¹enciclopedia.us.es/index.php/Troquel

troquel que finalmente punzará contra la plancha en troquelar al subir y bajar.

Figura 8. Característica máquina troqueladora de caracol o tornillo



www.google.com.mx

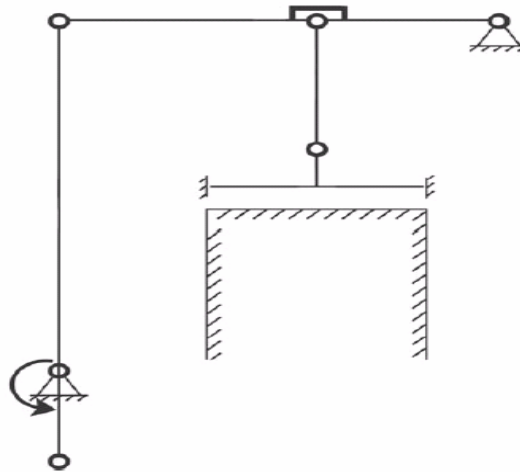
En una troqueladora toda la energía a transmitir se concentra a la etapa final cuando el troquel entra en contacto con la plancha. Este tipo de mecanismo está indicado para realizar el esfuerzo durante una carrera de trabajo más larga y por lo tanto, tampoco es el adecuado para la aplicación que se busca. Esta alternativa, que en un primer momento ha parecido correcta, también se ha desestimado. Otro inconveniente de este mecanismo es la velocidad de rotación a fin de que la transmisión de tornillo y hembra -tuerca sea capaz de recorrer la carrera de trabajo en un tiempo razonable.

Con respecto al proceso de corte, éste se produciría simultáneamente sobre toda la superficie de la plancha en troquelar y no habría ningún motivo aparente para que se produjeran defectos en el proceso¹².

3.5.2. TROQUELADORA DE PLATINA

Las máquinas automáticas verticales con troquel plano utilizan un sistema de excéntrica con palancas acodadas, que ha dado muy buen resultado ya que finalmente son las máquinas que se han impuesto en el mercado. Variando el mecanismo para adaptarlo en una máquina manual se puede obtener una máquina diferenciada de la troqueladora de tímpano con un aspecto más moderno y que incorpora valor añadido en aspectos como la seguridad, cada vez más importantes en el diseño de máquinas.

¹² Germán Concharein. Máquinas herramientas .4 edición .corporación autónoma de occidente



enciclopedia.us.es/index.php/Troquel

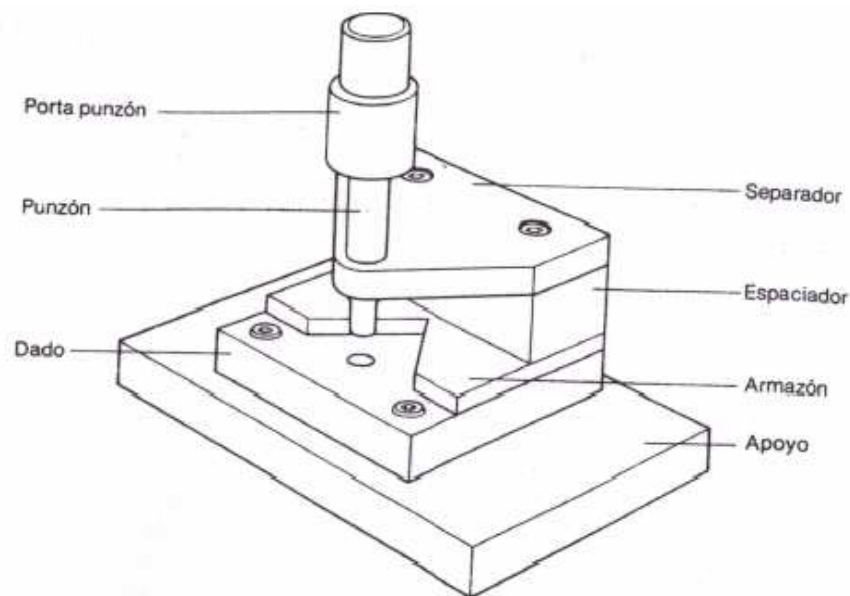
3.6 DESCRIPCIÓN DE COMPONENTES GENERALES DE PRENSA-TROQUELADORA

La función de los distintos componentes que forman la herramienta simple para el proceso de perforar son los siguientes:

- El apoyo: Este se hace con acero grueso suave y sirve para soportar el dado, evitando que se rompa bajo la acción de la fuerza de corte que aplica el punzón; se hace mayor que el dado para dar un apoyo adecuado a la bancada de la prensa y a la vez que sirve para sujetar las abrazaderas que sujetan firmemente a la prensa.
- El dado o matriz: este es el miembro que contiene el perfil de corte en combinación con el punzón .Se hace con acero endurecido y templado para dados, Este acero para dados es una aleación de acero que no solamente da una larga vida entre reafiladas, sino que además se desplaza y distorsiona mucho menos que la mayoría de los aceros durante el tratamiento térmico. El dado tiene habitualmente de 25 a 35 mm de grueso.
- El colocador o guías: Este se hace habitualmente con “placa para calibrar” y obtener una buena resistencia al desgaste, como su nombre lo implica, consiste en colocar el componente en relación con el punzón y la matriz, de forma que el agujero que se perfora quede situado correctamente en el componente.
- El espaciador o expulsor: tiene como objeto separar la base y el dado de forma que el componente pueda cargarse con facilidad y ser sacado más tarde y también conseguir un alineamiento correcto.

- Armazón: cuando el punzón penetra en el componente se produce una reacción contraria, en el filo de corte, y el componente se encoje bajo el punzón. Puede quedar tan ajustado que la fuerza necesaria para sacar el punzón del componente para llegar hasta un 25% de la fuerza de corte. Por tal razón la base debe estar razonablemente proporcionada y anclada mediante pernos de alta resistencia a la tensión y de las proporciones adecuadas.
- Punzón: este se hace también de acero para dados y se temple habitualmente de forma que quede ligeramente mas suave que el dado con lo cual puede soportar mejor el impacto repetido de corte .Para evitar fallas por fatiga, El punzón deberá tener precaución para lograr que no varié mucho el diámetro de corte.
- El porta punzón: esta pieza sujeta el punzón al miembro movable de la prensa (el ariete).Se hace habitualmente con acero suave, y cuenta con un resalte para que la fuerza aplicada por el ariete sea transmitida en forma positiva hacia el punzón.

Figura 10. Partes de la prensa troqueladora



R L .Timings .Tecnología de la fabricación .alfaomega

4.0. FUNDAMENTOS DE PROCEDIMIENTOS DE CORTE EN EL CONFORMADO DE LÁMINAS

La importancia económica del conformado de lámina es considerable, así mismo la cantidad de productos industriales y de consumo que incluyen piezas

de láminas metálicas va en aumento por ejemplo carrocerías de automóviles y camiones, aviones, equipos de construcción, etc. Este tipo de piezas en su gran mayoría se hace de láminas metálicas ya que se caracterizan por su resistencia, buena precisión dimensional, buen acabado superficial y bajo costo relativo, la mayoría de procesos se realizan en frío a temperatura ambiente, excepto cuando el material tiene un espesor considerable, es frágil o la deformación es importante, las láminas se introducen en las prensas en forma de tiras o bobinas.

“El espesor del material oscila entre algunas décimas de milímetros hasta diez milímetros para la mayoría de los trabajos. A partir de esta medida, los parámetros sufren variaciones por lo que se aplican ciertas modificaciones”¹³,

Todas las operaciones de corte de prensa son variaciones de la acción de corte de las máquinas para cortar metales, Esto se usa para trocear láminas grandes en piezas más pequeñas, para delimitar el perímetro o hacer agujeros en una pieza y las operaciones de doblado y embutido tienen su aplicación en la transformación geométrica, Esto se hace por medio de máquinas herramientas llamadas prensas de troquelado o prensas de matriceria y a las piezas elaboradas por estos métodos suelen denominarlas troqueladas o estampadas¹⁴.

El conjunto trabaja a partir de una matriz y un punzón, que mediante la aplicación de fuerza sobre la matriz da la forma al material trabajado. Adicionalmente cuenta con un pisador que actúa a manera de seguro manteniendo la lámina fija mientras el punzón baja y sube sobre la matriz, imprimiendo su silueta en la lámina.

Se puede describir como una herramienta de precisión que troquea figuras en Láminas de metal¹⁵.

Figura 11. Ejemplo de troquel (matriz, punzón, pisador)

¹³ Albert Ginjaome.Felipe Torres .Ejecución de procesos de mecanizado,conformado y montaje.Thomson

¹⁴ Albert Ginjaome.Felipe Torres .Ejecución de procesos de mecanizado,conformado y montaje.Thomson

¹⁵ www.euromac.com.

Fotografía 6. Matriz



Fotografía 7. Punzón



Fotografía 8. Pisador
(sin figura)



www.directiindustry.es.com

4.1. OPERACIONES DE CORTE

El punzón se sujeta a la parte superior de la prensa por medio de tornillos y pasadores a un objeto en forma de bloque que se conoce como porta punzones este debe ir alineado para de tal forma que entre en la matriz de forma vertical sin llegar a torcerse ya que esto deformaría la pieza ,para elegir un punzón se debe tener en cuenta la forma ,dimensiones, tipo de troquel, espesor del material a trabajar, por otra parte, la matriz es una pieza de acero templado dotada de agujeros las cuales tienen la forma, tamaño y disposición de la forma geométrica de los punzones ,la matriz se sujeta a la parte inferior de la prensa pero no se apoya directamente a la mesa de la prensa sino a una base robusta de acero con la parte inferior plana y la parte superior tiene la capacidad para adaptar la placa matriz.

El filo superior o (punzón) se desplaza hacia abajo sobrepasando el filo estacionario inferior (matriz). Cuando el punzón empieza a empujar el material, se produce una deformación plástica en las superficies de la lámina y a medida que sigue avanzando produce una penetración que comprime la lámina provocando fractura (corte) del material¹⁶.

La secuencia de la acción se describe en los cuatro pasos esquematizados:

Etapa 1: al moverse hacia abajo presiona el material ejerciendo una presión continua sobre el metal y las partes alta y baja se deforman

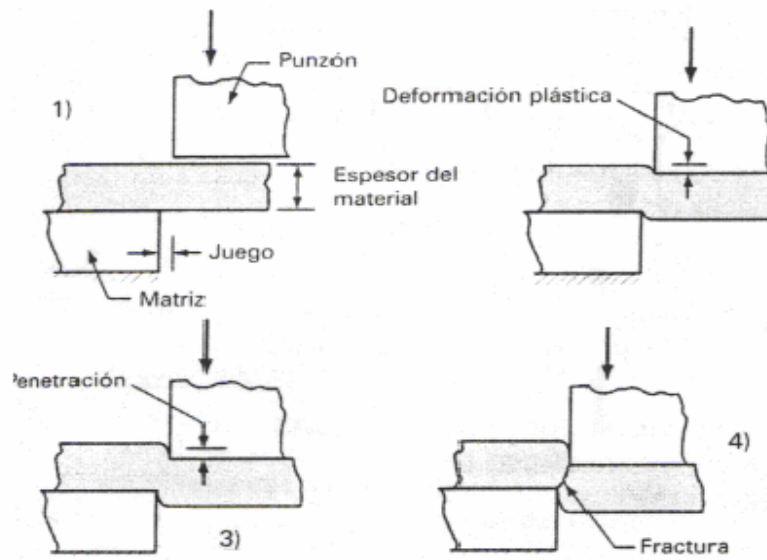
Etapa 2: al aumentar la presión se acercan las hojas cortantes y se produce en el metal una deformación plástica.

Etapa 3: a partir de una cierta cantidad de deformación plástica las hojas cortantes comienzan a penetrar en el metal que está siendo cortado, el metal no cortado comienza a endurecerse en la zona indicada.

¹⁶ Richard –r-Kibbe. Prácticas de taller de máquinas herramientas. limusa, Noriega editores

Etapa 4: en el material se comienza a producirse fracturas en la zona endurecida a partir de los puntos de contacto y de las hojas cortantes. Cuando estas fracturas coinciden se produce la falla del metal, y se separan en dos partes¹⁷.

Figura 12. Descripción de operación de corte



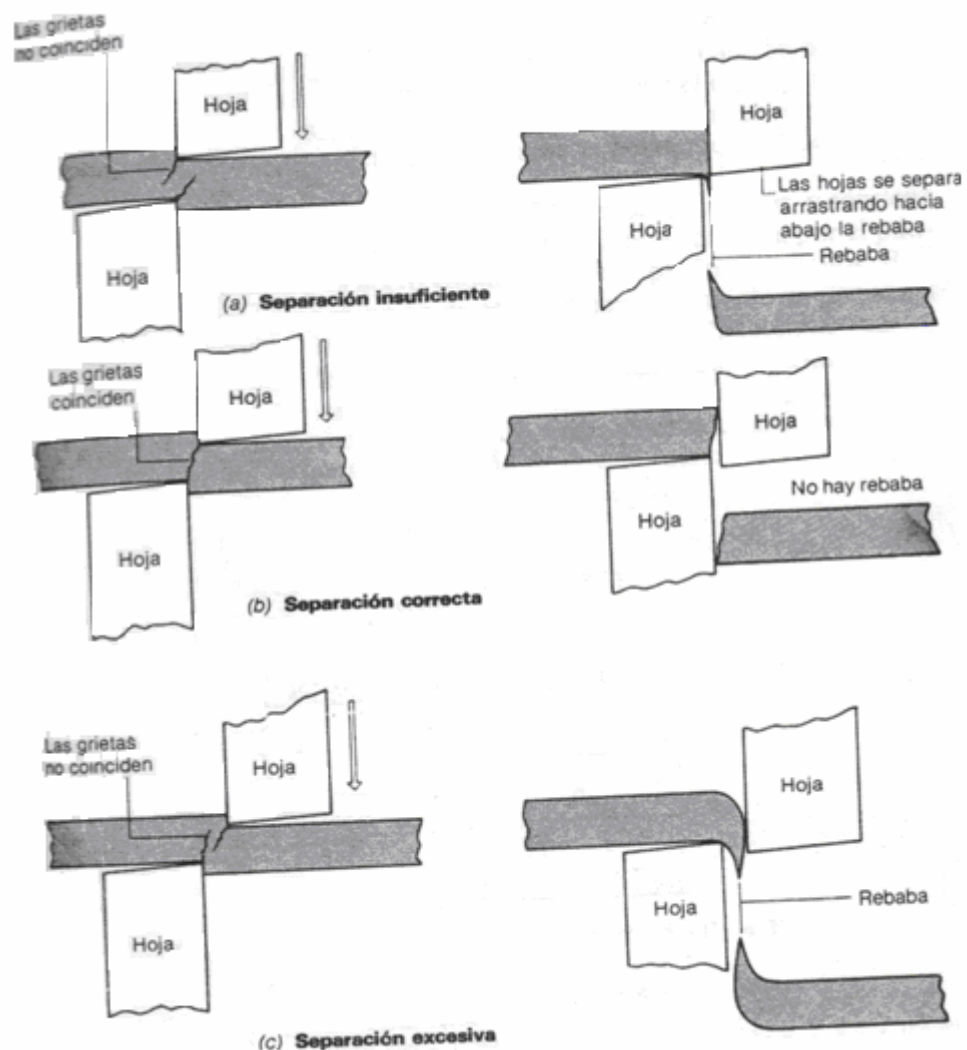
Albert Ginjaome.Felipe Torres .Ejecución de procesos de mecanizado, conformado y montaje. Thomson

Si la distancia entre el punzón y la matriz (juego o claro) es la correcta, las dos líneas de fractura se encontraran y el resultado es una separación limpia de dos piezas (sin rebabas)¹⁸.

Figura 13. Necesidad de contar con una separación correcta

¹⁷ R L .Timings .Tecnología de la fabricación .alfaomega

¹⁸ R L .Timings .Tecnología de la fabricación .alfaomega



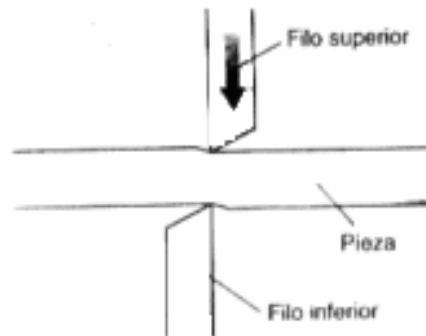
R.L Timings. Tecnología de la fabricación v2. Alfa omega

4.2. DESCRIPCIÓN DE OPERACIONES CON PRENSA-TROQUELADORA

Corte o cizalladura: Es la operación que corta una lámina de metal u otro tipo de material a lo largo de una línea recta comprendida entre dos bordes de corte. Se asemejan a una guillotina angosta, y se utilizan cuando el filo de corte es línea recta¹⁹.

Figura 14. Proceso de corte de material.

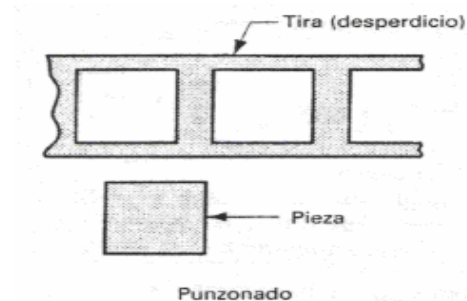
¹⁹ Steve f.krar. tecnología de las máquinas-herramientas. alfa omega



www.educajob.com

Punzonado (blanking): permite el corte de una lámina de metal a lo largo de una línea cerrada en un solo paso, para separar la pieza del material circundante, siendo la parte separada la forma deseada de la operación, eliminándose la tira o la lámina ya perforada. Esta máquina tiene tiras para guía para orientar el material que está siendo cortado, por otra parte, la herramienta para esta producción de piezas cuenta con una parada para controlar el espaciado de las piezas en bruto que se van cortando en la tira de metal ²⁰.

Figura 15. Proceso de punzonado



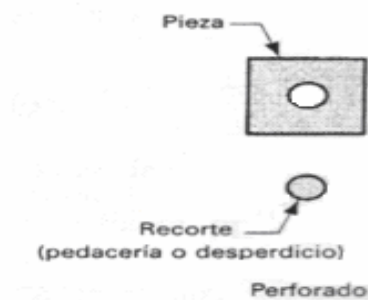
Albert Ginjaome.Felipe Torres .Ejecución de procesos de mecanizado, conformado y montaje.Thomson

Perforado (punching): es muy parecido al punzonado, con la excepción de que la parte resultante del corte se desecha, quedando el material restante como pieza deseada.²¹

Figura 16. Proceso de perforado

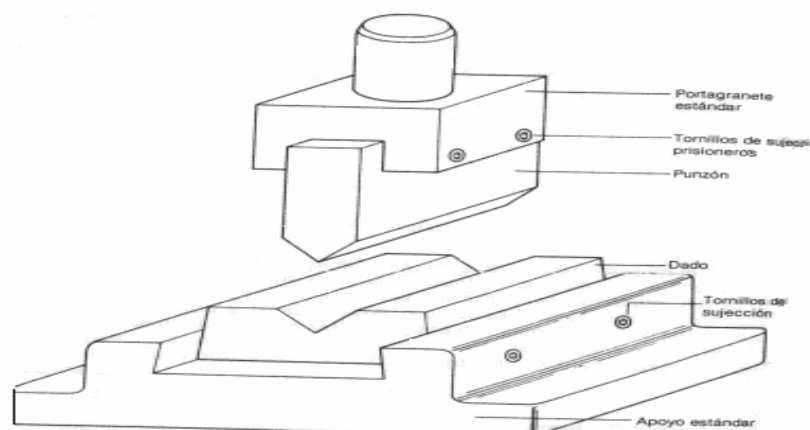
²⁰R L .Timings .Tecnología de la fabricación .alfaomega.

²¹ Richard –r-kibbe. Prácticas de taller de máquinas herramientas. limusa, Noriega editores.



Doblado: se define como la deformación del material alrededor de un eje recto. Durante la ejecución de doblado, el material de la zona interior del plano neutral se comprime, mientras que el de la zona exterior se estira; por tanto el material se deforma plásticamente adoptando los dobles de la forma de la matriz²².

Figura 17. Proceso de doblado

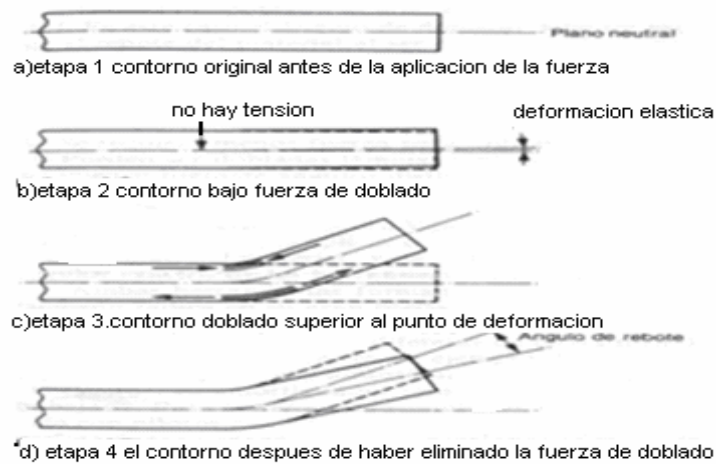


R.L Timings. Tecnología de la fabricación v2. Alfa omega

Cuando cesa la presión al terminar la operación de doblado, la propia elasticidad de la parte doblada hace que esta recobre parcialmente su forma original. Esta recuperación elástica se define como el incremento del ángulo comprendido en la parte doblada en relación con el ángulo de la herramienta formadora (punzón –matriz), la magnitud de la recuperación elástica se incrementa con el módulo de elasticidad E y la resistencia a la fluencia del material de la plancha

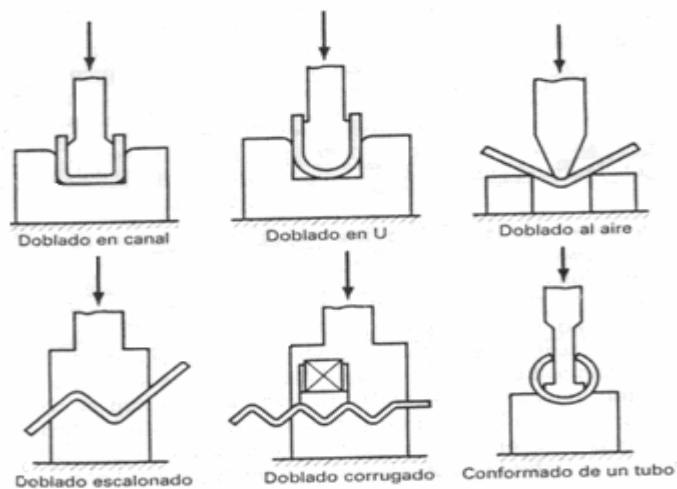
Figura 18. Efectos de la fuerza de doblado sobre material

²² Steve f.krar. tecnología de las máquinas-herramientas. alfa omega.



R.LTtimings. Tecnología de la fabricación v2. Alfa omega

Figura 19. Matriz y punzones dobladores



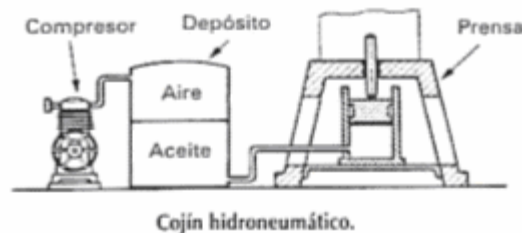
4.3. DESCRIPCIÓN DE LA UNIDAD OLEONEUMÁTICA

El principio básico de la máquina –herramienta propuesta como acción de trabajo es el sistema oleoneumático o hidroneumático (multiplicadores de presión), este tipo de unidades industriales se utilizan para ejercer presión; en la parte neumática se aprovechará la energía acumulada con anterioridad en un sistema de aire comprimido (compresor) y su principal movimiento se hará

por medio de cilindros o elementos hidráulicos como bombas que dispone el mercado. Todas estas previamente seleccionadas para un óptimo y mejor desempeño de la máquina – herramienta.

La presión de los sistemas oleoneumaticos son de mando neumático con velocidades regulables y en algunos casos fuerzas grandes con cilindros de pequeño diámetro.

Figura 20. Gráfico del sistema oleoneumático



Albert Ginjaome.Felipe Torres .Ejecución de procesos de mecanizado, conformado y montaje. Thomson

Los sistemas oleoneumáticos cumplen dos funciones que son:

- Almacenar el aceite necesario para alimentar el cilindro durante su ciclo.
- Efectuar el cambio de fluido agente(pasar del aire comprimido que es utilizado en el cilindro a la parte hidráulica que es la que ejerce la presión)

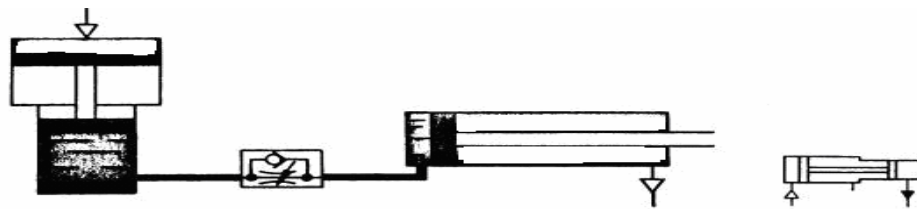
Si en un punto intermedio de la carrera de un cilindro se cierra la entrada y salida del mismo, las dos cámaras del cilindro (la activa y la de escape) quedaran llenas del fluido incomprensible ,el émbolo estará fijo y si el fluido es comprensible como lo es el aire, una variación del esfuerzo sobre el vástago desequilibra las presiones en las dos caras del émbolo y la posición de este no se mantiene fija ;por tanto se debe emplear para estas funciones un fluido incomprensible, como es el aceite hidráulico²³.

Los cilindros oleoneumaticos tienen la ventaja de la combinación del aire y del aceite; estos cilindros pueden considerarse como dos cilindros acoplados en tándem, un cilindro neumático como unidad de trabajo y un cilindro hidráulico como unidad reguladora. Un vástago único sirve como unión a los dos émbolos de la unidad hidroneumática.

²³ Antonio guillen salvador Introducción a la neumática .alfa omega

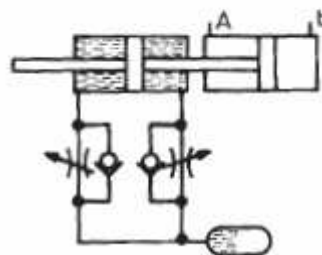
Esto como elemento de multiplicación de presión el cual es capaz de producir una presión elevada a partir de una fuente de baja presión. Normalmente el fluido a baja presión es el aire y el de alta presión aceite hidráulico, por la diferencia de superficies de los dos émbolos se produce un aumento de la presión hidráulica. Estos factores varían según las características de los proveedores que se especializan en este tipo de elementos, las relaciones de multiplicación normalmente están a partir de: 4:1, 8:1, 16:1, 32: 1, La presión neumática aplicada debe ser de 1.000 kPa (10 bar), como máximo.

FIGURA 21.Descripción del sistema oleoneumático



www.neumaticaehidraulica-gatica archivos

FIGURA 22. Descripción del pistón oleoneumático



www.neumaticaehidraulica-gatica archivos

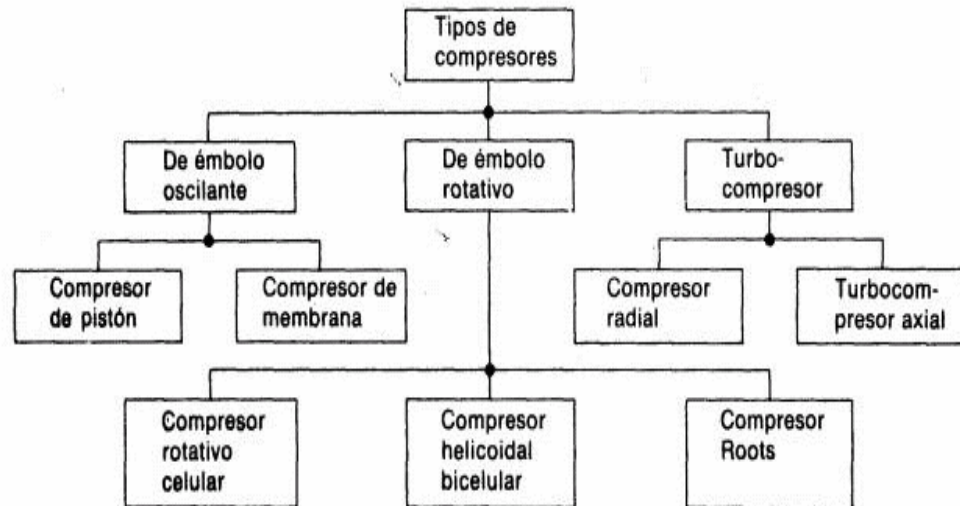
4.3.1. SELECCIÓN DEL COMPRESOR.

El objetivo de un compresor es aumentar la presión del aire atmosférico mediante la transformación de la energía proporcionada por una fuente exterior. Existen dos tipos básicos de compresores:

El primero trabaja según el principio de desplazamiento. La compresión se obtiene por la admisión del aire en un recinto hermético, donde se reduce luego el volumen. Se utiliza en el compresor de émbolo (oscilante o rotativo).

El otro trabaja según el principio de la dinámica de los fluidos. El aire es aspirado por un lado y comprimido como consecuencia de la aceleración de la masa (turbina). (Ver sección 7.9.5.)

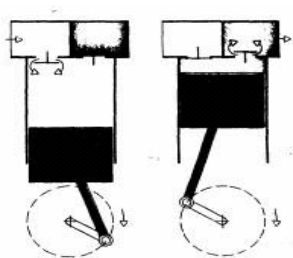
Figura 23. Tipos de compresores comerciales.



www.infomecanica.com

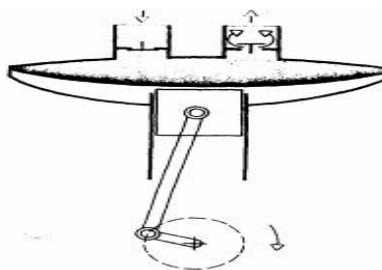
Entre los compresores comercializados se encuentran los de émbolo oscilante, este es el compresor mas difundido a nivel industrial, dada su capacidad de trabajar en cualquier rango de presión. Normalmente, se fabrican de una etapa hasta presiones de 5 bar, de dos etapas para presiones de 5 a 10 bar y para presiones mayores, 3 o más etapas.

Figura 24 .Diagrama de compresor de pistón



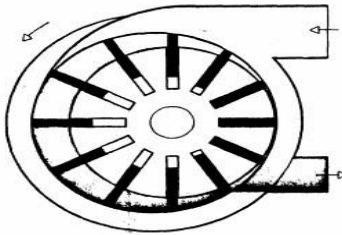
Otro tipo de compresores comerciales se conocen como los de membrana. Esta es una membrana que separa el émbolo de la cámara de trabajo; el aire no entra en contacto con las piezas móviles. Por tanto, en todo caso, el aire comprimido estará exento de aceite; este movimiento obtenido del motor, acciona un mecanismo excéntrico y por intermedio de un mecanismo conjunto biela - pistón. Esta acción somete a la membrana a un vaivén de desplazamientos cortos e intermitentes que desarrolla el principio de aspiración y compresión.

Figura 25. Compresor de membrana



Los compresores de tipo rotativos multicelular en su interior gira una carcasa cilíndrica provisto de ranuras de entrada y de salida. Las ventajas de este compresor residen en sus dimensiones reducidas, su funcionamiento silencioso y su caudal prácticamente uniforme y sin agitaciones

Figura 26. Compresor tipo rotativo.



5. ESTUDIO DE SITUACIÓN ACTUAL DE LAS MÁQUINAS-HERRAMIENTAS

Las empresas nacionales deben buscar alternativas que les permitan resurgir y asegurar la venta de su producto brindando al cliente un servicio óptimo. Esto significa invertir en tecnología, capacitación e investigación, y aprovechar la situación actual para reactivar la producción nacional.

El desarrollo del presente estudio se fundamenta en el interés de los propietarios de la industria mecanizados o de personas que en sus empresas necesitan realizar trabajos sobre una prensa troqueladora y en ingresar en nuevos mercados y en especial el que tiene que ver con el conformado de láminas o cambio de geometría de materias primas, esto con el fin de mejorar las ventas de su línea de negocios de productos industriales.

El estudio y el análisis de mercado en la ciudad de Bogotá permitieron identificar la ubicación, las exigencias y las expectativas de cada uno de las empresas consideradas como consumidoras viables de máquinas-herramientas que realizan procesos de conformado; se encontró que las variables que más interesan a los potenciales compradores son la calidad, el precio y el servicio para que esta máquina propuesta sea compatible y sea capaz de reemplazar otras máquinas herramientas existentes en el mercado ya sea por tamaño, por capacidad de producción, por precisión geométrica y cinemática, seguridad, automatización y por simplicidad en su manipulación.

La determinación y análisis de los procesos y clases de piezas proporciona información precisa acerca de las diferentes operaciones requeridas para transformar la materia prima de alta calidad y los tiempos invertidos en la fabricación de cada una de las piezas, brindando así la información adecuada para el cálculo de los tiempos necesarios para cumplir con las posibles exigencias en cada uno de los campos de mercado propuestos, donde se ha encontrado una gran oportunidad de mercado debido a que este tipo de producto resulta relativamente costoso para sus usuarios y la única forma de adquisición actual del mercado es consiguiendo una máquina-herramienta importada o conseguir una empresa que preste este tipo de servicios industriales, debido al alto nivel de uso de las mismas en el procesamiento de

piezas y artículos de todo tipo para este sector (partes de automóviles, tableros eléctricos, portalámparas, cajas, en el troquel de cuero o papel, etc.

5.1 INVESTIGACIÓN DE MAQUINARIA ACTUAL

El muestreo es utilizado para el análisis de poblaciones de gran tamaño dado los elevados costos y la gran cantidad de tiempo que implicaría la realización de un censo, donde el estudio se ejecuta utilizando los elementos disponibles de una población definida²⁴.

Un censo es una “investigación que comprende datos de cada miembro de la Población meta definida”²⁵.

“En los casos en que se determina que el tamaño de la población meta definida es de 500 elementos o menos, recomendamos mucho que el investigador levante un censo de los elementos de la población, en lugar de preocuparse por estimar los tamaños correctos de la muestra”²⁶.

Teniendo en cuenta que el tamaño de la población total de máquinas-herramientas en la ciudad de Bogotá es bastante amplio; el presente estudio aplica un trabajo de campo para la determinación de las variables de interés para la fabricación y comercialización que utilizan este tipo de máquinas –herramientas de un amplio sector de Bogotá (Barrio Ricaurte) la población de la encuesta fueron 50 empresas. Para la aplicación del censo se utilizó una encuesta diseñada para tomar los datos relevantes para la investigación (Ver formato de encuesta en el Anexo 1).

5.2 ANÁLISIS Y RESULTADOS

En esta sección se presenta la investigación y las conclusiones del trabajo de campo realizado.

- a. ¿Cuál es el tipo de energía que utiliza la prensa?

Figura 27. Gráfica estadística 1

²⁴ Kinnear y Taylor. Investigación de mercados. Mc Graw Hill. Quinta edición. Pág 400.

²⁵ Hair, Joseph. Bush, Robert. Ortinau, David. Investigación de Mercados. Segunda Edición. Mc. Graw-Hill. 2004. Pág. 329

²⁶ Idem. Pág. 343



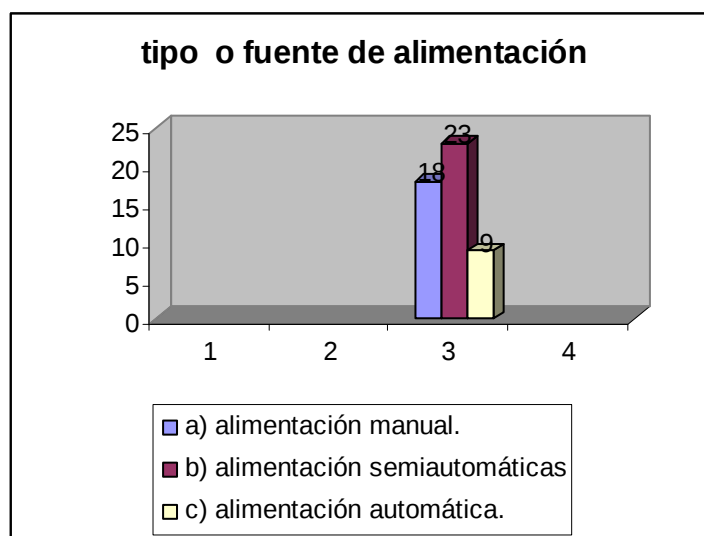
Se ha encontrado que el 47% de las empresas que tienen máquinas-herramientas son de tipo hidráulico un 25% mecánico, un 19% de tipo neumática y un 9 % de clase manual.

Las marcas de las prensas varían debido a sus precios y a las necesidades que suplan del sector de las máquinas-herramientas, marcas importadas como IMOCON, DISAN, IMPOERMARK y EUROMAC, son unas de las marcas con mayor reconocimiento en el mercado debido a su relativo bajo costo frente a las otras marcas y su excelente desempeño en el proceso productivo que desarrolla.

b) ¿Cuál es el tipo o fuente de alimentación?

Otro parámetro importante en el diseño de la máquina es el modo de operación a desarrollar ya sea por tamaño de la pieza, potencia requerida, y velocidad de la operación.

Figura 28. Gráfica estadística 2

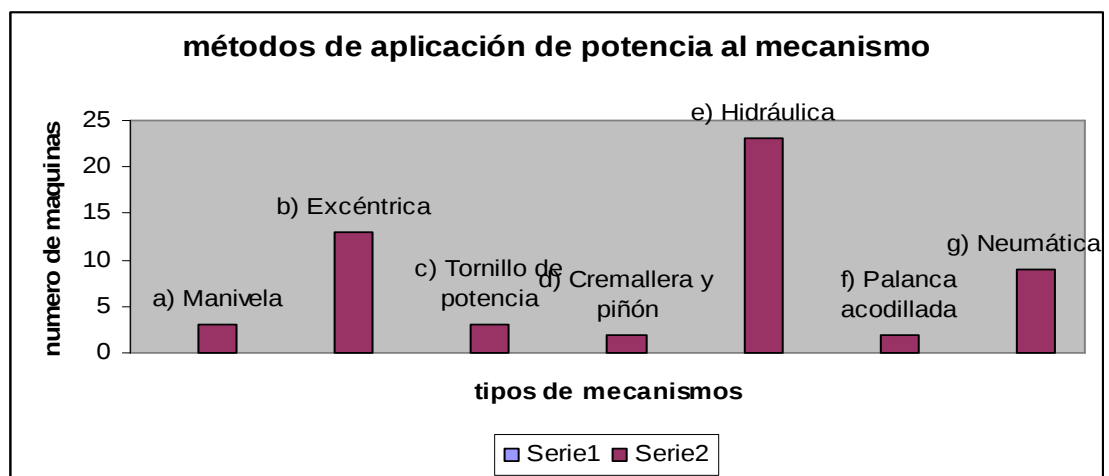


El tipo de grado de automatización promedio de las máquinas –herramientas (prensas troqueladoras) utilizado en las empresas que se realizó el estudio se encuentra que la mayor parte son de tipo semiautomático y manuales dependiendo de los procesos que se manejan y a los parámetros determinados del trabajo.

c) ¿Qué métodos de aplicación de potencia al mecanismo?

En las máquinas-herramientas hay diferentes tipos y se diferencia en su principio de funcionamiento

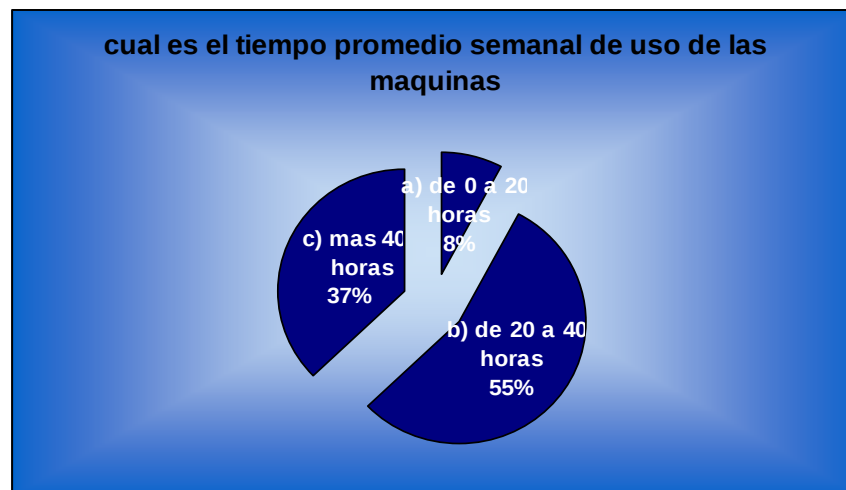
Figura 29. Gráfica estadística 3



Los procesos de conformado terminan en función de su energía cinética y de su tipo de recorrido siendo las prensas hidráulicas la mayor parte, debido a su gran capacidad de fuerza y seguido de las prensas mecánicas excéntricas por su alta productividad, su carrera fija y muy amplia

d) Tiempo promedio de uso de la máquina (No. de horas por semana)

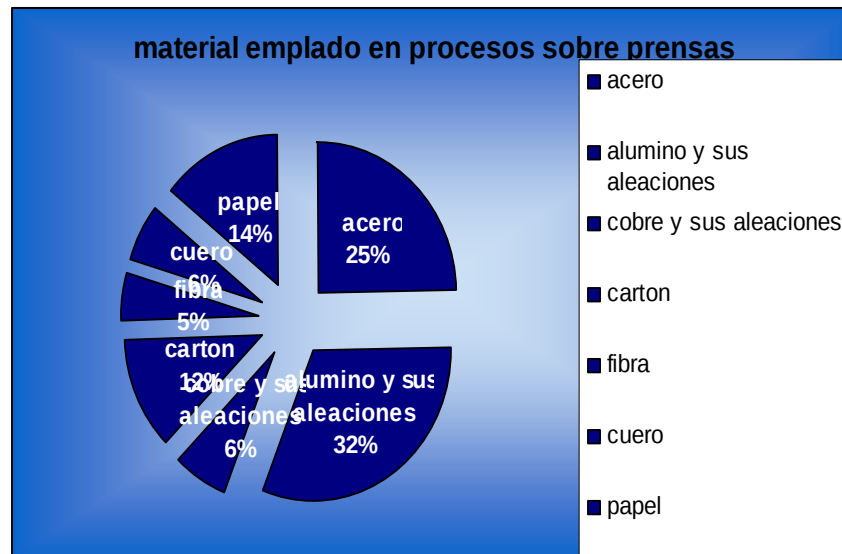
Figura 30. Gráfica estadística 4



El tiempo de uso promedio de las máquinas-herramientas (prensas) en las empresas está entre 20 y 40 horas por semana con un 55%, y con un 37% se encuentran trabajando más de 40 horas por semana. Esto muestra la gran demanda de trabajo de cada una de estas máquinas y las largas jornadas que tienen de funcionamiento.

e) Tipos de materiales empleados en procesos que se ejecutan sobre prensas

Figura 31. Gráfica estadística 5



Los materiales más utilizados en el proceso de conformado son el aluminio y el acero debido a su gran utilidad y demanda en el mercado actual donde una gran cantidad de productos industriales y de consumo incluyen piezas metálicas: carrocerías, equipos de construcción, utensilios grandes y pequeños, equipos para oficina, etc.

Las piezas metálicas se caracterizan por su resistencia, buena precisión dimensional, buen acabado superficial y bajo costo relativo, donde la mayoría de procesos se realizan en frío a temperatura ambiente; los otros materiales también tienen buena rotación en el mercado, dependiendo de la complejidad de las formas y las necesidades que demandan este tipo de servicios; por ejemplo para el papel o cartón las necesidades y especificaciones difieren de otros procesos o materiales concisos como si son de formas circulares o rectangulares, o para formas especiales de fabricación.

5.3. ANÁLISIS DOFA

“El análisis DOFA es una herramienta para analizar posibilidades de un nuevo producto, la relación producto-mercado, así como el estado de un producto o producto-mercado, donde se permite una mejor perspectiva antes de emprender un nuevo proyecto de producto.

La palabra DOFA está formada por las iniciales de –debilidades y amenazas,

Fortalezas y oportunidades-, el propósito del análisis interno es el de identificar los puntos o aspectos débiles de la organización que se deben controlar o evitar en la realización de las estrategias propuestas para el logro de los objetivos de la organización. También, para identificar las fortalezas que contribuirán al logro de los objetivos y que podrían significar una ventaja competitiva

El análisis de los factores externos consiste en observar, estudiar e investigar los competidores, proveedores, organizaciones que financian, tendencias económicas y condiciones del mercado. En el análisis se busca identificar los factores que pudieran representar un efecto negativo (amenaza) o positivo (oportunidad) en los esfuerzos para conseguir el propósito de lo que se pretende. La información de soporte a las amenazas y oportunidades, debe reflejar con claridad las tendencias actuales y futuras²⁷.”

El análisis DOFA es acerca del sistema oleoneumático o también conocido como hidroneumático ya que este sistema reúne las cualidades de dos sistemas que es el hidráulico y el neumático, los accionamientos neumáticos para herramientas se aplican cuando se exige un movimiento rápido y la fuerza no sobrepasa 30.000 N, para esfuerzos superiores a los 30.000 N, no conviene aplicar cilindros neumáticos. También sufre otra limitación cuando se trata de movimientos lentos y constantes, donde la compresibilidad del aire, que muchas veces es una ventaja, resulta ser en este caso una desventaja

Para trabajos lentos y constantes se busca la ayuda de la hidráulica y se reúnen las ventajas de ésta con las de la neumática y los elementos de simples de mando neumático con velocidades regulables y en algunos casos pueden alcanzar grandes fuerzas con cilindros de pequeño diámetro. El mando se efectúa a través del cilindro neumático y La regulación de la velocidad de trabajo y el aumento de presión se realiza por medio de un cilindro hidráulico²⁸.

²⁷ www.sabanet.unisabana.edu.co

²⁸ www.sapiensa.com

**ANÁLISIS DOFA
SISTEMA OLEONEUMÁTICA**

		ANÁLISIS EXTERNO	
ANÁLISIS INTERNO		OPORTUNIDADES -crecimiento de la economía colombiana, en general particularmente de diferentes sectores industriales que requieren más piezas que se fabrican en este tipo de máquinas herramientas -tener como base en la industria la colombiana solo estos tres tipos de prensas (mecánica, hidráulica y neumática)y innovando esta nueva opción que es fusionar características de dos tipos de prensas utilizadas en un solo sistema mejorando así el tipo y las falencias de una con respecto a la otra	AMENAZAS -el crecimiento de importaciones de maquinaria en el país.
	Fortalezas - sustitución o innovación técnica en las prensas convencionales, logrando así una nueva prensa con las mismas propiedades de trabajo y a un costo más favorable. - los cilindros oleoneumaticos pueden afrontar situaciones en las que se prevén importantes variaciones de carga - se pueden obtener diferentes configuraciones con respecto a los movimientos de avance y retroceso - funciona como un multiplicador de presión es un elemento que produce una presión elevada a partir de una fuente de baja presión .normalmente el fluido a baja presión es el	ESTRATEGIAS FO - El conjunto de técnicas de conformado por un sistema oleoneumática representan una alternativa a los métodos convencionales mecánicos por razones de flexibilidad (simplificación de herramientas), mejora de condiciones de proceso (esencialmente aumento de presión y un movimiento uniforme), que permiten mayores	ESTRATEGIAS FA -aprovechar los altos precios establecidos en el mercado de este tipo de máquinas – herramientas, para ofrecer una nueva alternativa de máquina – herramienta a un precio competitivo y con la posibilidad de gran versatilidad en procesos

ANÁLISIS INTERNO	aire y el de alta presión aceite hidráulico Los sistemas oleoneumáticos permiten la transmisión de mayores potencias por unidad de volumen y una fácil regulación del caudal y la posición - Regula la velocidad, la obtención de una fuerza importante con una sección pequeña a la parada de un cilindro en una posición intermedia de su carrera e independiente de la presión - gracias a la alta velocidad de conformado se pueden forjar piezas con refuerzos de espesores delgados - bajo costo del herramental y los elementos que hacen parte de la prensa son asequibles - las velocidades y avances se pueden variar se obtiene fácilmente una acción de corte lisa y estable con una cantidad mínima de vibraciones - se proporciona un movimiento uniforme - complejidad mucho menor al no tener que instalar un grupo hidráulico al cilindro, únicamente conectar el cilindro al circuito de aire comprimido existente en la línea	deformaciones, mejor precisión y mejoras en las tensiones residuales - Reducción del costo en herramientas al realizar las operaciones con menos partes y menos número de operaciones secundarias. - Automatización de procesos de industriales y de producción	industriales
	Debilidades - la debilidad principal es la capacidad de presión no puede troquelar materiales con un coeficiente de ruptura muy alto - la necesidad de un sistema de aire (compresor)	ESTRATEGIAS DO - utilizar o implementar un mecanismo que sirva o ayude a aumentar la presión ejercida contra el material a trabajar, por ejemplo palanca acodada u otro mecanismo.	ESTRATEGIAS DA - utilizar todos los recursos disponibles en la industria para lanzar una nueva opción de máquina-herramienta con la capacidad de ejercer una aceptable capacidad de fuerza para trabajar diferentes tipos de materiales

Esquema tomado de: www.sabanet.unisabana.edu.co

Los sistemas oleoneumaticos tienen características y aplicaciones de la fusión de los sistemas neumáticos e hidráulicos, en este esquema se puede ver que el sistema oleoneumático o hidroneumático reúne las dos cualidades de estos dos sistemas y se complementan para satisfacer las falencias de uno o del otro para tener un sistema mejorado e innovador.

Tabla 1. Características neumáticas vs. Hidráulica

	Neumáticos	Hidráulicos
Fluido	Aire (se puede comprimir)	Aceite (No se puede comprimir)
Circuito	Abierto (No hay retorno del aire)	Cerrado (El aceite retorna para utilizarse de nuevo)
Fugas	No son problemáticas, el aire se toma del ambiente gratis.	Son problemáticas (son aceites especiales y caros)
Ruido	Los escapes son ruidosos	No son ruidosos
Aplicación	Cuando se necesite: -Fuerza moderada. -Movimientos poco precisos o constantes.	Cuando se necesite: -Fuerza grande. -Movimientos precisos y constantes.
Ejemplos	-Herramientas: Martillo neumático, destornilladores, taladros, remachadoras. -Accionamiento de puertas. -Limpieza y pintura.	-Gatos hidráulicos, cambio automático, frenos hidráulicos. -Prensas hidráulicas (troquelado, forja, estampación) -Robots, grúas. -Aviones, tren de aterrizaje, alerones.

www.diseñoingenieria.hidraulicosyneumaticos.com

Ver características y comparación de los sistemas mecánicos, hidráulicos, neumáticos y oleoneumaticos (anexos 2)

6.0. ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Los requisitos para el diseño y elección de las máquinas-herramientas desde el punto de vista de la realización del ciclo tecnológico del proceso están sometidos a altos requerimientos de diseño, operación y además deben cumplir con reglamentaciones internacionales en cuanto a aspectos económicos y de protección ambiental. Los requisitos fundamentales son:

- Precisión geométrica y cinemática bajo cargas estáticas, térmicas y dinámicas.
- Rigidez en su configuración
- Grado de automatización acorde al tipo de producción que se espere en ella.

- Alta seguridad en su operación, evitándole riesgos al operario directo y personal adyacente.
- Protección del medio ambiente, o sea evitando al máximo el ruido y permaneciendo dentro de unos parámetros normalizados en cuanto a estos se refiere ruidos, generación de polvo, etc.
- Clase de operación por efectuarse, lo cual fija principalmente el tipo de prensa y su carrera, que debe ser lo más corta posible para evitar desgaste, pero suficientemente amplia para poder manejar libremente el material.
- Accionamiento de la prensa si debe ser de acción sencilla, doble o triple.
- Producción horaria. Determina la potencia de la prensa, su velocidad de trabajo y sistemas de alimentación.
- Precios límites del producto terminado. Limitan la inversión a realizar y obligan a un estudio técnico económico.

Para que la máquina pueda cumplir su tarea como medio de producción en forma óptima, debe acomodarse a las tareas predeterminadas basadas en un trabajo definido.

Puede ser según la pieza a fabricar:

- Forma del artículo ya que fijan las dimensiones de la mesa
- Material empleado en la fabricación del artículo. Determina la presión necesaria de la prensa, forma de alimentación y número de pasos.
- Precisión (tolerancias)
- Acabado
- Resistencia
- Tamaño del lote

Ya seleccionado el proceso que es de (CONFORMADO) en seguida se elige el grado de automatización que puede ser:

- Trabajo manual
- Trabajo semiautomático
- Trabajo automático

Luego se escogen otros parámetros para la puesta a punto de la máquina-herramienta como lo son:

- Dirección de los movimientos
- Diseño de producción de fabricación y elección de elementos acorde a los parámetros del proceso estático, dinámico térmicos.

- Diseño de accionamientos
- Diseño de control según el grado de automatización
- Selección de sensores
- Sistemas de medición
- Dispositivos de maquinados, etc.

La precisión exigida para la pieza y su acabado superficial determinan los requisitos de rigidez

6.1. HERRAMIENTAS DE ALTERNATIVAS

El AHP es una herramienta para apoyar la toma de decisiones, a través de ponderar prioridades cuando se tienen que considerar aspectos tanto cuantitativos como cualitativos en una decisión. Esta es la herramienta ya que permite comparar las necesidades de los clientes.

Este proceso es clave porque sería un error empezar a tomar acciones, ya que todavía no saben si todas estas necesidades tienen la misma prioridad.

Para iniciar el proceso, es necesario hacer una Matriz de Comparación Pareada, como la que se muestra a continuación:

TABLA 2. Matriz de comparación pareada AHP

Matriz de Comparación Pareada

AHP	fuerza	velocidad	rigidez estructural	ingreso de material	automatizacion
fuerza					
velocidad					
rigidez estructural					
ingreso de material					
automatizacion					

El AHP trabaja a través de comparar parejas de opciones (por ejemplo, fuerza vs. fuerza, rigidez estructural vs. velocidad) Como automatización vs. Automatización no es comparable (son el mismo elemento), las celdas dónde se cruzan elementos idénticos (Precio vs. Precio, Servicio vs. Servicio) se les pone un valor de 1. Con esto la matriz de Comparación Pareada queda inicializada.

TABLA 3.Comparación entre características

AHP	fuerza (c1)	velocidad (c2)	rigidez estructural (c3)	ingreso de material (c4)	automatizacion (c5)
fuerza (r1)	1				
velocidad (r2)		1			
rigidez estructural (r3)			1		
ingreso de material(r4)				1	
automatizacion (r5)					1

Comparación 1: fuerza (C1) vs. Fuerza (R1).

Esta comparación es superficial (son el mismo elemento) y el valor ya estaba inicializado como 1.

Comparación 2: fuerza (C1) vs. Velocidad (R2).

En esta comparación, debe decidir qué elemento es más importante. Para facilitar esta decisión, se debe usar la Tabla de Ponderación que se presenta a continuación.

TABLA 4. Tabla de ponderación

Tabla de Ponderación

1	3	5	7	9
Los elementos C y R tienen la misma importancia	El elemento C es ligeramente más importante que el elemento R	El elemento C es más importante que el elemento R	El elemento C es fuertemente más importante que el elemento R	El elemento C es muy fuertemente más importante que el elemento R

De la segunda comparación la fuerza (C1) es más importante que la velocidad (R2) por lo que se asignó un 3 a la celda C1-R2.

TABLA 5. Comparación fuerza vs. Velocidad

AHP	fuerza (c1)	velocidad (c2)	rigidez estructural (c3)	ingreso de material (c4)	automatizacion (c5)
fuerza (r1)	1				
velocidad (r2)	3	1			
rigidez estructural (r3)			1		
ingreso de material(r4)				1	
automatizacion (r5)					1

Comparación 3: fuerza (C1) vs. Rigidez estructural (R3).

La fuerza (C1) y la rigidez estructural (R3) están relacionadas ya que para ejercer una buena fuerza su estructura debe ser lo suficientemente resistente. Pero el parámetro más relevante entre las dos cualidades es la fuerza (C1) donde es más importante que la rigidez estructural (R3). Esto da un valor de Tabla de Ponderación de 5.

TABLA 6. Comparación fuerza vs. Rigidez estructural

AHP	fuerza (c1)	velocidad (c2)	rigidez estructural (c3)	ingreso de material (c4)	automatizacion (c5)
fuerza (r1)	1				
velocidad (r2)	3	1			
rigidez estructural (r3)	5		1		
ingreso de material(r4)				1	
automatizacion (r5)					1

Comparación 4: fuerza (C1) vs. Ingreso de material (R4).

De la cuarta comparación si la fuerza (C1) o el ingreso de material (R4). la fuerza (C1) es muy fuertemente más importante que el ingreso de material (R4). A esta ponderación corresponde un valor de 7.

TABLA 7. Comparación fuerza vs. Ingreso de material

AHP	fuerza (c1)	velocidad (c2)	rigidez estructural (c3)	ingreso de material (c4)	automatizacion (c5)
fuerza (r1)	1				
velocidad (r2)	3	1			
rigidez estructural (r3)	5		1		
ingreso de material(r4)	7			1	
automatizacion (r5)					1

Comparación 5: fuerza (C1) vs. Automatización (R5)

De la quinta comparación si la fuerza (C1) o la automatización (R5).la fuerza (C1) es fuertemente más importante que la automatización (R5), A esta ponderación corresponda un valor de 7.

TABLA 8. Comparación fuerza vs. Automatización

AHP	fuerza (c1)	velocidad (c2)	rigidez estructural (c3)	ingreso de material (c4)	automatizacion (c5)
fuerza (r1)	1				
velocidad (r2)	3	1			
rigidez estructural (r3)	5		1		
ingreso de material(r4)	7			1	
automatizacion (r5)	7				1

Con esto se terminan las comparaciones de fuerza (C1) y pasamos a velocidad (C2) y así sucesivamente.

Donde: Las comparaciones siempre empiezan "abajo" de la diagonal principal (dónde están los 1 de inicialización)

Comparación 6: velocidad (C2) vs. Rigidez estructural (R3).

De la comparación si la velocidad (C2) o la rigidez estructural (R3). La velocidad (C2) es más importante que la rigidez estructural (R3). Esto da un valor de Tabla de Ponderación de 5.

TABLA 9. Comparación velocidad vs. Rigidez estructural

AHP	fuerza (c1)	velocidad (c2)	rigidez estructural (c3)	ingreso de material (c4)	automatizacion (c5)
fuerza (r1)	1				
velocidad (r2)	3	1			
rigidez estructural (r3)	5	5	1		
ingreso de material(r4)	7			1	
automatizacion (r5)	7				1

Comparación 7: velocidad (C2) vs. Ingreso de material (R4)

De la séptima comparación si la velocidad (C2) o el ingreso de material (R4).la fuerzan (C1) es muy fuertemente más importante que el ingreso de material (R4). A esta ponderación corresponde un valor de 7.

TABLA 10. Comparación velocidad vs. Ingreso de material

AHP	fuerza (c1)	velocidad (c2)	rigidez estructural (c3)	ingreso de material (c4)	automatizacion (c5)
fuerza (r1)	1				
velocidad (r2)	3	1			
rigidez estructural (r3)	5	5	1		
ingreso de material(r4)	7	7		1	
automatizacion (r5)	7				1

Comparación 8: velocidad (C2) vs. Automatización (R5)

De la comparación si la velocidad (C2) o la automatización (R5).la velocidad (C2) es ligeramente mas importante que la automatización (R5), A esta ponderación corresponde un valor de 3.

TABLA 11. Comparación velocidad vs. Automatización

AHP	fuerza (c1)	velocidad (c2)	rigidez estructural (c3)	ingreso de material (c4)	automatizacion (c5)
fuerza (r1)	1				
velocidad (r2)	3	1			
rigidez estructural (r3)	5	5	1		
ingreso de material(r4)	7	7		1	
automatizacion (r5)	7	3			1

Comparación 9: la rigidez estructural (C3) vs. Ingreso de material (R4)

De la novena comparación si la rigidez estructural (C3) o el ingreso de material (R4). El ingreso de material (R4) es ligeramente más importante que la rigidez estructural (C3). A esta ponderación corresponde un valor de 1/3.

Como en esta comparación el elemento en R es ligeramente más importante que el elemento en C, se tenga que poner EL INVERSO (1/valor de Tabla de Ponderación), es decir, 1/3 para este caso

TABLA 12. Comparación rigidez estructural vs. Ingreso de material

AHP	fuerza (c1)	velocidad (c2)	rigidez estructural (c3)	ingreso de material (c4)	automatizacion (c5)
fuerza (r1)	1				
velocidad (r2)	3	1			
rigidez estructural (r3)	5	5	1		
ingreso de material(r4)	7	7	1/3.	1	
automatizacion (r5)	7	3			1

Comparación 10: la rigidez estructural (C3) vs. Automatización (R5)

De la décima comparación si la rigidez estructural (C3) o la automatización (R5). La automatización es más importante que la rigidez estructural (C3). A esta ponderación corresponde un valor de 1/5

TABLA 13. Comparación rigidez estructural vs. Automatización

AHP	fuerza (c1)	velocidad (c2)	rigidez estructural (c3)	ingreso de material (c4)	automatizacion (c5)
fuerza (r1)	1				
velocidad (r2)	3	1			
rigidez estructural (r3)	5	5	1		
ingreso de material(r4)	7	7	1/3.	1	
automatizacion (r5)	7	3	1/5.		1

Comparación 11: ingreso de material (C4) vs. Automatización (R5)

De la comparación si ingreso de material (C4) o la automatización (R5). La automatización es más ligeramente más importante que la rigidez estructural (C3). A esta ponderación corresponde un valor de 1/3.

TABLA 14. Comparación ingreso de material vs. Automatización

AHP	fuerza (c1)	velocidad (c2)	rigidez estructural (c3)	ingreso de material (c4)	automatizacion (c5)
fuerza (r1)	1				
velocidad (r2)	3	1			
rigidez estructural (r3)	5	5	1		
ingreso de material(r4)	7	7	1/3.	1	
automatizacion (r5)	7	3	1/5.	1/3.	1

Para llenar las celdas aun vacías, es necesario poner el VALOR INVERSO de la respuesta que ya se tiene

TABLA 15. Tabla completa AHP

AHP	fuerza (c1)	velocidad (c2)	rigidez estructural (c3)	ingreso de material (c4)	automatizacion (c5)
fuerza (r1)	1	1/3.	1/5.	1/7.	1/7.
velocidad (r2)	3	1	1/5.	1/7.	1/3.
rigidez estructural (r3)	5	5	1	3	5
ingreso de material(r4)	7	7	1/3.	1	3
automatizacion (r5)	7	3	1/5.	1/3.	1

El siguiente paso es elaborar una Matriz de Normalización .Donde el formato es igual al de la Matriz de Comparación Pareada, añadiéndole un renglón (Promedio) y una columna (Sumatoria) y se coloca el resultado de la sumatoria de cada una de los renglones

Por ejemplo para la fuerza (R1) = $(1 + 1/3 + 1/5 + 1/7 + 1/7) = 1.82$

TABLA 16. Tabla completa AHP+sumatoria

AHP	fuerza (c1)	velocidad (c2)	rigidez estructural (c3)	ingreso de material (c4)	automatizacion (c5)	sumatoria
fuerza (r1)	1	1/3.	1/5.	1/7.	1/7.	1,82
velocidad (r2)	3	1	1/5.	1/7.	1/3.	4,68
rigidez estructural (r3)	5	5	1	3	5	19
ingreso de material(r4)	7	7	1/3.	1	3	18,3
automatizacion (r5)	7	3	1/5.	1/3.	1	11,43

En cada uno de los renglones, se pone el valor original dividido entre la sumatoria del renglón.

TABLA 17 .Tabla completa AHP, porcentaje

AHP	fuerza (c1)	velocidad (c2)	rigidez estructural (c3)	ingreso de material (c4)	automatizacion (c5)	sumatoria
fuerza (r1)	1/1,82=0,54	1/3./1,82=0,18	1/5./1,82=0,10	1/7./1,82=0,07	1/7./1,82=0,07	1,82
velocidad (r2)	3/4,68=0,64	1/4,68=0,21	1/5./4,68=0,04	1/7./4,68=0,03	1/3./4,68=0,03	4,68
rigidez estructural (r3)	5/19.=0,26	5/19.=0,26	1/19.=0,05	3/19.=0,15	5/19.=0,26	19
ingreso de material(r4)	7/18,3=0,38	7/18,3=0,38	1/3./18,3=0,01	1/18,3=0,05	3/18,3=0,162	18,3
automatizacion (r5)	7/11,43=0,612	3/11,43=0,262	1/5./11,43=0,017	1/3./11,43=0,029	1/11,43=0,087	11,43

Obtener el promedio de cada una de las Columnas (C1, C2,...).

TABLA 18.Tabla final de resultados AHP

Matriz de Comparación Pareada

AHP	fuerza (c1)	velocidad (c2)	rigidez estructural (c3)	ingreso de material (c4)	automatizacion (c5)	sumatoria
fuerza (r1)	1/1,82=0,54	1/3./1,82=0,18	1/5./1,82=0,10	1/7./1,82=0,07	1/7./1,82=0,07	1,82
velocidad (r2)	3/4,68=0,64	1/4,68=0,21	1/5./4,68=0,04	1/7./4,68=0,03	1/3./4,68=0,03	4,68
rigidez estructural (r3)	5/19.=0,26	5/19.=0,26	1/19.=0,05	3/19.=0,15	5/19.=0,26	19
ingreso de material(r4)	7/18,3=0,38	7/18,3=0,38	1/3./18,3=0,01	1/18,3=0,05	3/18,3=0,162	18,3
automatizacion (r5)	7/11,43=0,612	3/11,43=0,262	1/5./11,43=0,017	1/3./11,43=0,029	1/11,43=0,087	11,43
	2,432	1,292	0,21	0,34	0,609	

Esta es la tabla final de resultados. Significa que la fuerza (C1) es el requerimiento con más importancia la velocidad (C2) es la segunda más importante sigue la tecnología aplicada la automatización (C5), el ingreso de material (C3) y por último la estructura y su rigidez. A cada resultado se le asigna un valor (1-5) entonces los valores quedan así (c1=2.432=5, c2=1.292=4, c3=0.609=3, c4=0.34=2, c5=0.21=1)

Para escoger la mejor alternativa y dar una excelente propuesta de la máquina-herramienta se utilizó un recurso para analizar todas las necesidades y requisitos de la máquina con respecto al trabajo a realizar y dar así una mejor y más acertada elección, la herramienta que se utilizó es el QFD(QUALITY FUNCTION DEPLOYMENT) este método de diseño y operación busca satisfacer la demanda y expectativas del mercado y en ingeniería se incorpora en el diseño de productos y servicios donde se especifica las cualidades y del proyecto y se pueden relacionar con elementos cuantitativos.

En el proceso del QFD tenemos las siguientes etapas:

1. Tenemos en cuenta las necesidades a nivel superior del producto o las características técnicas de necesidades de cliente, usando la matriz del planeamiento de producto AHP.
2. Se desarrollan los conceptos del producto para satisfacer estos requisitos.
3. Se evalúan los conceptos del producto para seleccionar el concepto óptimo, usando la matriz de la selección del concepto.

Con el QFD centra todas las actividades del desarrollo de producto en las necesidades de cliente buscando un modelo en función de la calidad y de beneficios, permitiendo la reducción del tiempo de lanzamiento al mercado del producto, reducción de cambios en el diseño, costos disminuidos del diseño y de fabricación, calidad mejorada y satisfacción del cliente.

Con esta herramienta del QFD, evaluamos cada una de las alternativas propuestas para el desarrollo de la máquina –herramienta tratando de evaluar todos los aspectos que involucran y que requieren para una óptima solución de las herramientas de corte de material ya sea metal, plástico, cartón, cuero .etc.

Teniendo en cuenta que la acción de trabajo es el sistema oleoneumático examinaremos la mejor alternativa de construcción para desarrollar nuestro proyecto asumiendo las cualidades y requerimientos necesarios de la máquina para poder así relacionarla con los elementos cuantitativos de la misma, (QFD).

6.1.1. PRENSA CON SISTEMA DE PALANCA ACODADA

Esta alternativa de diseño se basa en un cilindro pistón oleoneumático que se conectará a un sistema mecánico de palanca, para multiplicar la fuerza a la salida de la prensa y se hará por medio de una palanca que es una máquina simple que tiene 3 partes; la carga, punto de apoyo y la fuerza, dónde la fuerza es el empuje o la tracción que mueve la palanca, el punto de apoyo es el punto donde gira la palanca y la carga es el objetivo a mover.

En la teoría de palancas existen 3 teorías y para este caso utilizaré el principio donde la fuerza que se le aplica en un extremo de la palanca más alejado del punto del punto de apoyo, la fuerza resultante en el punto más cercano al punto de apoyo será mayor, buscando tener mayor presión sobre la pieza.

Todos estos elementos requieren de un sistema de control que se hará por medio de un sistema electrónico ya que estos elementos oleoneumaticos (neumáticos + hidráulicos) se regulan por válvulas electro neumáticas, contactores, instrumentos que sirvan para examinar la presión ejercida en la pieza ya sea con microprocesadores (para programar una línea de ensamblaje o producción), o de manera manual (contactores) o accionadas por pedal dependiendo del tipo de pieza donde el operario necesita usar sus manos para manipular la máquina o la pieza todo esto con el fin de incrementar la seguridad para el usuario.

Así mismo se utilizará un dispositivo electrónico donde se pueda visualizar la presión ejercida en la pieza para poder calibrar la prensa para un material determinado con unos coeficientes de ruptura y elasticidad previamente establecidos. La parte mecánica es optar un diseño fácil, cómodo y sencillo donde se pueda utilizar la prensa con dispositivos que faciliten el mantenimiento y procuren una vida de trabajo (útil) extensa, teniendo en cuenta el material, forma y dimensiones con el que se va a construir; todo eso depende de la cantidad de presión que pueda ejercer y del tamaño y forma de las piezas a trabajar.

FIGURA 32. Prototipo de prensa con sistema de palanca acodada

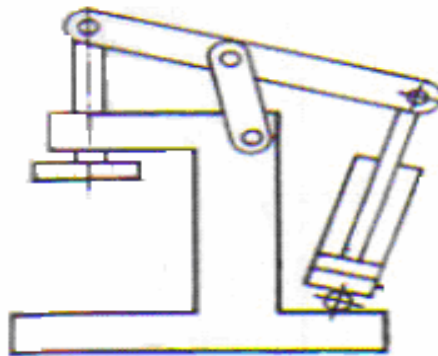
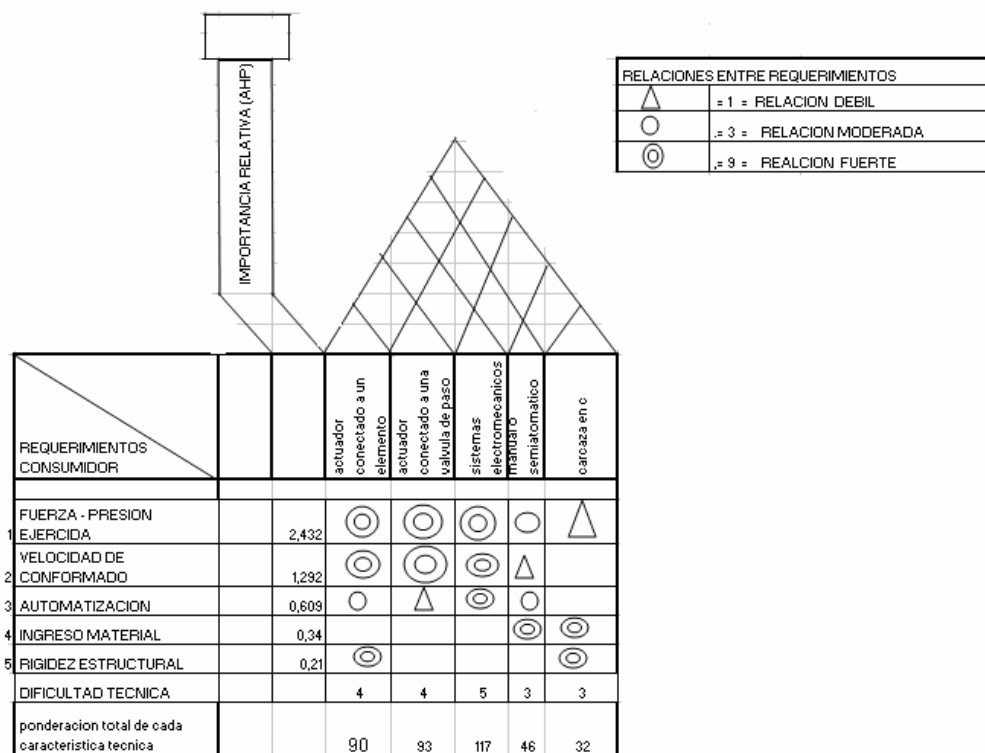


FIGURA 33.QFD prensa con sistema de palanca acodada



6.1.2. PRENSA DE DOS CILINDROS

Esta alternativa de diseño se trabaja sobre otro tipo de carcasa que es en (O), este tipo de carcasa ofrece más rigidez y este método cerrado maneja una mayor potencia que el tipo de carcasa en c por su estructura y la otra opción que tiene este tipo de carcasa es la manera de manipulación es más accesible, ya que los materiales a conformar sobre la prensa tienen la posibilidad de que este diseño convencional con columnas a los extremos de la mesa y abierta en el frente y en fondo permite el paso del material a lo largo y a través de la prensa.

Para ejecutar la presión se manipulara por medio de cilindros oleoneumáticos colocados en el extremo de la prensa colocados de tal manera que uno se encuentre paralelo al otro, estos dos cilindros serán manipulados al mismo tiempo para poder aplicar el doble de presión. Los dos cilindros pistones van conectados a una placa porta punzones y de esta manera poder intercambiar los punzones para poder tener más variedad de herramientas dependiendo del tipo de proceso o trabajo a realizar que constituirán el buen funcionamiento de la prensa troqueladora.

La presión se hará por medio de un sistema (OLEONEUMATICO) de los elementos simples de mando neumático como velocidades regulables y en la obtención de grandes presiones a partir de una pequeña presión

FIGURA 34. Prototipo de prensa de 2 cilindros

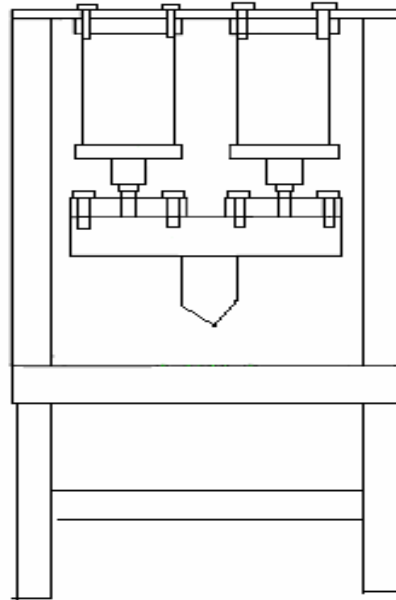
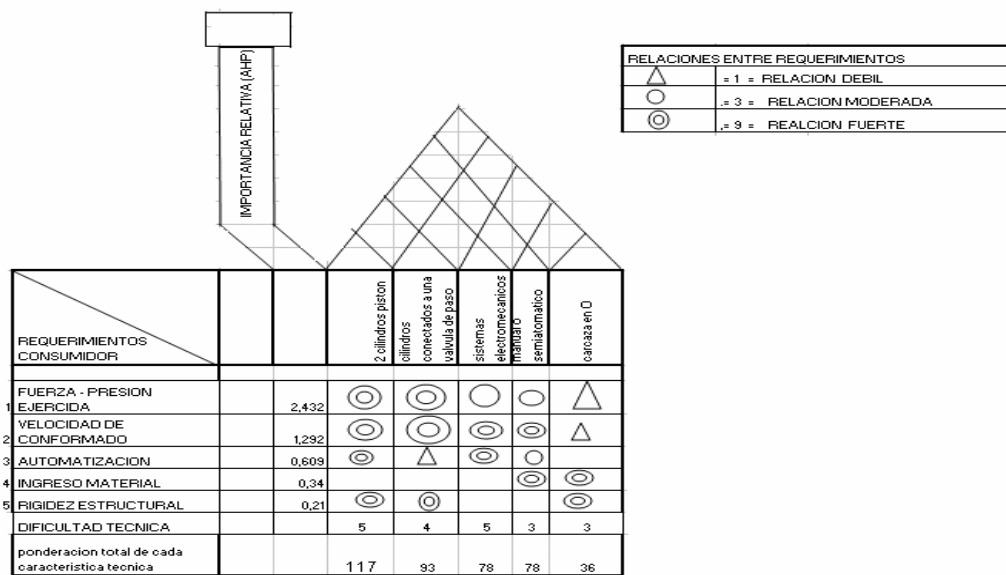


Figura 35. QFD de prensa de 2 cilindros



6.1.3. PRENSA DE UN CILINDRO

Esta alternativa de diseño empleará un cilindro oleoneumaticos que irá conectado a un porta punzones; la presión se hará por medio de un sistema (OLEONEUMATICO) donde los elementos simples de mando neumático como velocidades regulables y en la obtención de grandes presiones a partir de una pequeña presión, ésta prensa funcionará de doble acción, posee 2 arietes, deslizando uno exteriormente y otro en el interior. El ariete exterior es el que constituye generalmente el pisador y es actuado por medio de brazos articulados o de levas excéntricas, de manera que al final de su carrera permanece estacionario y aplicando presión para sujetar la pieza, mientras el ariete interior o punzón sigue su movimiento hacia arriba simultáneamente.

Este sistema fiable, fácil mantenimiento, compacta y robusta, es de controles automáticos y de fácil instalación con amplia gama de modificaciones y de opciones de control. Con la opción de sustitución o si es posible una innovación técnica en las prensas convencionales con respecto a los materiales de que está compuesta, logrando así una nueva prensa con las mismas propiedades de trabajo que la anterior y a un costo más favorable. Las ventajas de la combinación del aire y el aceite pueden aprovecharse en una sola unidad, tal como se realiza en un cilindro oleoneumático, este tipo de cilindro oleoneumaticos pueden afrontar situaciones en las que se prevén importantes variaciones de carga y se pueden obtener diferentes configuraciones con respecto a los movimientos de avance y retroceso, también funciona como un multiplicador de presión, es un elemento que produce una presión elevada a partir de una fuente de baja presión, normalmente el fluido a baja presión es el aire y el de alta presión aceite hidráulico

La ventaja de los multiplicadores de presión es su bajo precio por qué si la alta presión se logra por medio de bombas, la instalación aumentaría el precio. Las velocidades y avances se pueden variar y se obtiene fácilmente una acción de corte lisa y estable con una cantidad mínima de vibraciones, este sistema también proporciona un movimiento uniforme, la velocidad de presión de aceite o flujo se puede controlar mediante válvulas

Esta alternativa de diseño es más sencilla y es una automatización de procesos de producción se hace sobre una carcasa en (O/C), ya que los materiales a conformar sobre la prensa tienen la posibilidad de que este diseño convencional con columnas a los extremos de la mesa y abierta en el frente y en el fondo permitan el paso del material a lo largo y a través de la prensa.

Figura 36 .Prototipo de prensa de 1 cilindro

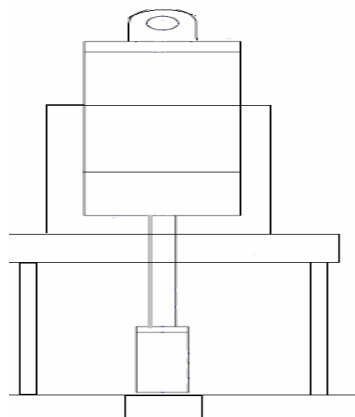


Figura 37.QFD de prensa de 1 cilindro

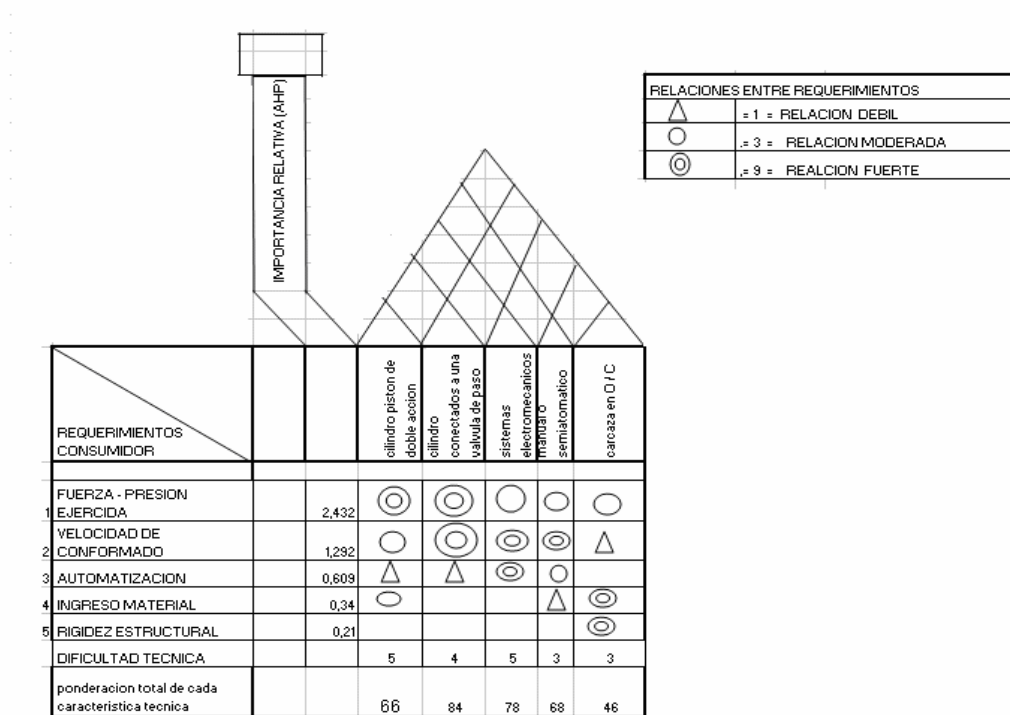


TABLA 19. Evaluación de alternativas de construcción

ALTERNATIVAS	PROS	CONTRAS
PRENSA CON SISTEMA DE PALANCA ACODADA	Este sistema con una pequeña variación del mecanismo de ejercer presión se puede multiplicar esta de una manera fácil, la carrera se puede variar	La obtención de una presión muy alta y el desgaste en sus uniones, la potencia es restringida a un solo actuador
PRENSA DE DOS CILINDROS	Este sistema puede ejercer mayor capacidad de carga debido a sus dos actuadores y a su fácil manipulación del material a trabajar por su estructura, también por su paralelismo a la mesa al portapunzones ,apoyos verticales y su rigidez	El costo es más elevado debido a que se necesita mas cilindros pistón,
PRENSA DE UN CILINDRO	Este sistema es de manipulación es mas sencillo y su costo y estructura se simplifican, apoyos verticales y su rigidez	La obtención de una presión mas elevada y se limitaría el tipo de materiales a trabajar, la potencia es limitada a solo un cilindro pistón

Se establece por medio de la evaluación de alternativas QFD que la mejor alternativa de diseño de máquina es=PRENSA DE DOS CILINDROS

7. DESARROLLO INGENIERIL DE HERRAMIENTAS TROQUELADORAS

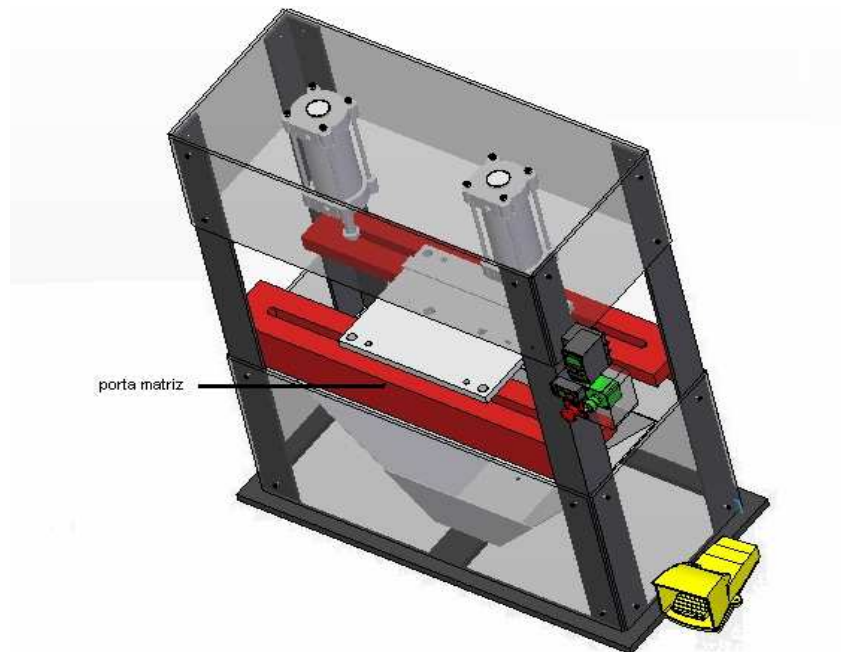
La característica del proceso de troquelado es la aplicación de grandes fuerzas por máquinas-herramientas durante un corto intervalo de tiempo, lo cual resulta en el corte (cizallado) o deformación del material a producir, una operación de troquelado termina en la elaboración de una pieza a partir de una tira o lámina en una fracción de tiempo determinada por la velocidad de los actuadores y la regulación a la que se encuentren sujeta este tipo de elementos.

Para los cálculos de los elementos del troquel se tiene en cuenta la fuerza necesaria para troquelar (ver sección 7.8.2), tanto el análisis del material a procesar(ver sección 7.8.3) y de esta manera poder establecer los mejores parámetros para elegir y calcular los elementos de corte(troquel).

7.1. PORTA MATRIZ O PLACA DE APOYO

Consiste en una placa de acero plana de 2 a 5 pulgadas (50-125mm) de espesor, sobre la cual se montan las herramientas y accesorios de troquelar²⁹.

Figura 38.placa de apoyo o porta matriz



La base ha de disponer unos orificios para dejar el paso a las piezas o trozos cortados, donde no es necesario que tengan la misma forma de la matriz, si no que sean mayores y de formas sencillas para su construcción.

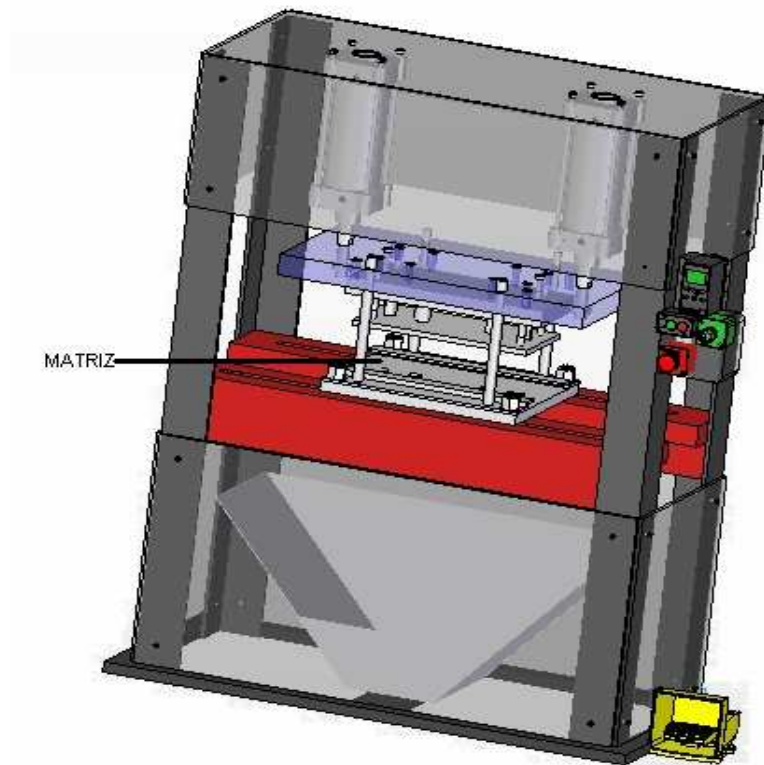
7.2. DISEÑO DE LA MATRIZ

La matriz se dimensiona por el espesor del material a troquelar y por el espacio necesario para montar elementos de sujeción u otros como tornillos y pasadores, así como para el montaje de placa expulsora.

El grosor del material de la matriz lo rige la resistencia necesaria para soportar la fuerza de corte y este a su vez depende de las características de fabricación del material a procesar, Para troquelar aluminio se tomó un rango del espesor comercial de (0.5mm (0.019plg), 1mm (0.03plg), 1,5mm (0,05plg) ,2mm (0.078), 2,5mm (0.098plg) ,3mm (0.11plg) ,3.5mm (0.13plg)). Y hasta laminas de ¼ pulgadas

²⁹ Albert Ginjaome.Felipe Torres .Ejecución de procesos de mecanizado,conformado y montaje.Thomson

FIGURA 39. Matriz



7.2.1. CÁLCULO PARA MATRIZ

Para aplicaciones de conformado de metales, en especial láminas de un material con una fuerza de corte alta, una de las propiedades mas importantes que deben tener este tipo de herramental es la tenacidad. La matriz es una pieza de acero templado para trabajo en frío empleado en procesos de corte en materiales debajo de los 200° C, normalmente se conforma la lámina a temperatura ambiente y las propiedades mas fundamentales son la resistencia mecánica, dada por la alta dureza y resistencia al desgaste.

Este elemento está provisto de agujeros que responden exactamente en forma, tamaño y distribución a los punzones, así mismo se debe tener en cuenta una distancia apropiada entre el punzón y la matriz (holgura o juego). (Ver sección 7.8.1.)

Para calcular la matriz se puede hacer por dos métodos.

1) Método 1 (regla del dedo).

El material de la matriz debe ser de acero para herramientas y el espesor deberá ser $\frac{3}{4}$ pulg. (19.005mm) mínimo para un perímetro menor o igual de 3 pulg. (76mm), para perímetros entre 3-10 pulg de corte. El espesor deberá ser 1 pulg. (25.4mm) y para perímetros mayores deberá ser de $1\frac{1}{4}$ de pulgada (32mm).y deberá existir un margen mínimo de $\frac{5}{4}$ pulg. (32mm) alrededor de la abertura en el bloque de la matriz³⁰.

Para impedir el roce de las piezas cortadas con la matriz, los agujeros de esta no deben ser uniformes sino que se van ensanchando de arriba hacia abajo, la abertura tiene un ángulo que están entre (0.25°-1.5°) grados para la salida del material.

2) Método 2

Para calcular el espesor de la matriz se hace en cuatro partes:

1) El espesor se selecciona de la siguiente tabla

Tabla 20. Grosor de la matriz

Grosor del material, pulg.(mm)	Grosor de la matriz, pulg.(mm)	Grosor del material, pulg.(mm)	Grosor de la matriz, pulg.(mm)
0.01", (0.254mm)	0.03" (0.761mm)	0.06" (1.52mm)	0.15" (3.80mm)
0.02", (0.508mm)	0.06", (1.52mm)	0.07", (1.77mm)	0.165" (4.06mm)
0.03", (0.761mm)	0.086", (2.03mm)	0.08" (2.03mm)	0.18" (4.51mm)
0.04", (1.01mm)	0.11", (2.79mm)	0.09", (2.25mm)	0.19" (4.82mm)
0.05", (1.27mm)	0.13", (3.302mm)	0.1", (2.54mm)	0.20" (5.08mm)

Frank W. Wilson, principios fundamentales para el diseño de herramientas, Compañías editorial continente S.A. Mexico

Se escogió el parámetro mas amplio del espesor del material para el aluminio de 3.5mm y para aceros hasta de 1/4, ya que con este espesor del material y el grosor de la matriz será lo suficientemente amplia para soportar la presión ejercida por el actuador.

Grosor del material, pulg, mm	Grosor de la matriz, pulg, mm
0.09", (2.85mm)	0.19", (4.52mm)

³⁰ Frank W. Wilson, principios fundamentales para el diseño de herramientas ,compañías editorial continental S.A.Mexico

0.1", (2.54mm)	0.20", (5.08mm)
----------------	-----------------

Con la selección del espesor de material que es de 0,1 pulg. (2.54mm), el espesor de la matriz es de 0.20 pulgadas (5,08mm), ya que se determina el grosor para espesores mayores o iguales a 0.1pulgadas (2.54mm).

2) Se hacen las siguientes correcciones

a) La matriz nunca debe ser mas delgada de 0.3 a 0.4 pulg. (7.61-10.16) mm.

b) los datos de la tabla se aplican a matrices pequeñas a perímetros de 2 pulg. (5.08mm) o menos y para matrices mayores se deben multiplicar por los siguientes factores.

Tabla 21. Factores para bordes cortantes que excedan de 2 pulg. (50.8mm)

Perímetro de corte pulg.mm	Factor de expansión
2 a 3", (50.8 a 76.1mm)	1.25
3 a 6", (76.1 a 152.3mm)	1.5
6 a 12", (152.3 a 304mm)	1.75
12 a 20", (304 a 508mm)	2.0

Frank W Wilson, principios fundamentales para el diseño de herramientas, Compañías editorial continental S.A.Mexico

para un grosor de matriz de = 0.20 pulg(5.08mm)

con un perimetro mayor a 2 pulg(50.8mm)

para los calculos de fuerza de corte se hallo perimetros desde 1cm(0.397 pulg)

hasta 20cm(7.87 pulg)

Se optó por un factor de seguridad de:

Perímetro de corte, pulg.	Factor de expansión
6 a 12"(152.3-304mm)	1.75

Ya que ese rango de perímetro es el más amplio, que comprende el perímetro de corte de 20 cm. (7.87pulgadas) y la mayoría de los perímetros con los cuales se calcularon los valores de fuerza de corte.

Grosor de la matriz = grosor de la matriz(tabla) × factor de expansion

Grosor de la matriz = 5.08mm × 1.75

Grosor de la matriz = 8.89mm

c) La matriz se soporta sobre un portamatriz y este grosor calculado puede ser reducido hasta un 50%.

d) Se añade una tolerancia de 0.1 hasta 0.2 pulg. (2.54 hasta 5.08mm) al grosor calculado para la matriz, esto se hace para el rectificado.

$$\text{Grosor de la matriz} = \text{grosor de la matriz(calculado)} + \text{tolerancia}((2.54 + 5.08\text{mm} / 2)$$

$$\text{Grosor de la matriz} = \text{grosor de la matriz(calculado)} + \text{tolerancia}$$

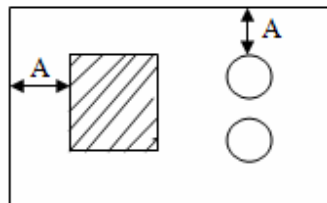
$$\text{Grosor de la matriz} = 8.89\text{mm} + 3.809\text{mm}$$

$$\text{Grosor de la matriz} = 12.6\text{mm}(1/2 \text{ pulg})$$

El espesor de la matriz máximo es de 12.6 mm (1/2 pulgadas)

Debe determinarse la distancia crítica A que es la distancia entre el borde cortante y el exterior de la matriz.

Figura 40. Distancia crítica de la matriz



Para matrices pequeñas A es igual a 1.5 y hasta 2 veces el grosor de la matriz y en matrices mas grandes es de 2 a 3 veces el grosor del material.

$$\text{distancia critica}(A) = \text{para una matriz pequena}(2 + 3 / 2)$$

$$\text{distancia critica}(A) = 2.5 \times 12.6\text{mm}$$

$$\text{distancia critica}(A) = 31.5\text{mm}(1.24 \text{ pulg})$$

Para confirmar el diseño de la matriz se corrobora con el método de (regla del dedo) que para matrices de acero con un perímetro entre 3 y 10 pulg (76 y 250mm) el grosor deberá ser 1pulg.

$$\text{grosor de la matriz(regla del dedo)}$$

$$\text{Grosor de la matriz(calculada)} = 12.6\text{mm}(1/2 \text{ pulg})$$

$$\text{grosor de la matriz} \times 50\% \text{ del portamatrices}$$

$$\text{grosor de la matriz(regla del dedo)} = 6.3\text{mm}(0.25 \text{ pulg})$$

Esta en un rango permitido para el perímetro de las piezas a cortar y el espesor del material.

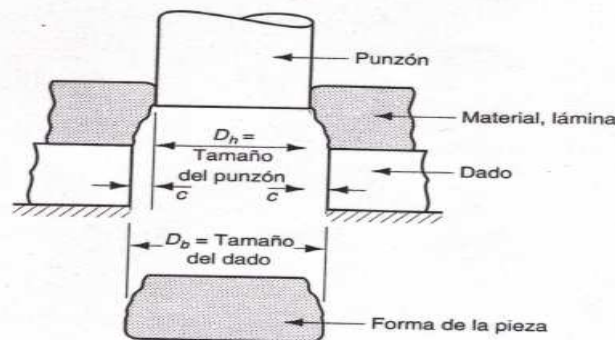
El tamaño de la matriz determina el tamaño de la pieza a producir y este a su vez determina el tamaño del agujero, teniendo en cuenta la holgura para los diferentes tipos de material a trabajar se determina el diámetro de abertura del punzón y matriz.

Los tamaños de la matriz y del punzón con un perímetro D_h se halla de la siguiente manera:

diámetro del punzon para cortes = D_h

diámetro de la matriz = $D_h + 2c$

Figura 41. Determinación del tamaño del agujero y parte cortada por situación de la holgura de la matriz, punzón y pieza



Germán Concharein. . Máquinas herramientas .4 edición .corporación autónoma de occidente

La holgura se puede obtener de dos maneras, la primera se hace la matriz a la medida y el punzón más pequeño y la segunda se hace el punzón a la medida y la matriz más grande por la cantidad de la holgura total, teniendo en cuenta los ángulos de salida de la matriz, este valor del ángulo de salida suele ser de 1° a 3°

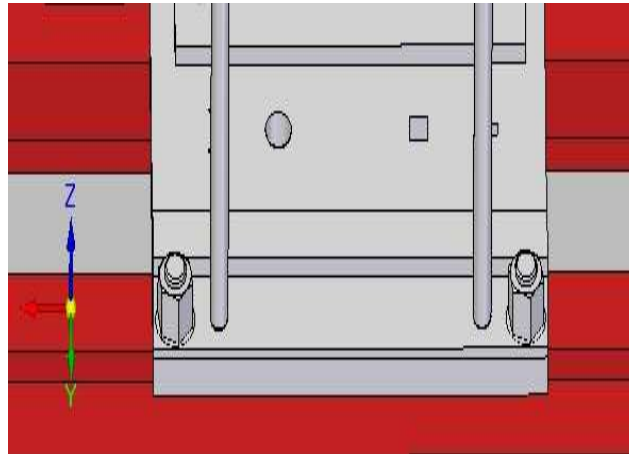
7.2.2. FIJACIÓN DE LA PLACA MATRIZ AL PORTAMATRIZ

La matriz no se apoya directamente en la mesa de la prensa, esta va sujeta a una base de acero robusta (porta matriz), tiene una forma conveniente para poder atornillar, dependiendo el grosor, con espesores hasta de 7 pulg. (175mm), emplear dos tornillos de cabeza de 3/8 pulg. (9.5mm) y dos pasadores de 3/8 de pulg. (9.5mm)

La necesidad de una base se justifica por que estando la placa matriz templada y sometida a esfuerzos, si se construye muy delgada y apoyada directamente a la

prensa, se partiría y si es muy robusta, habría un consumo excesivo de acero y por ende un costo innecesario.

FIGURA 42. Sujeción de la placa matriz



7.3. CÁLCULO DEL PUNZÓN

Los punzones son piezas de acero templado que efectúan el corte introduciéndose en los agujeros de la matriz para producir el corte de la lámina, esto por lo general son de sección transversal normalmente plana y perpendicular al movimiento del actuador, pero puede tener un ángulo de corte con el fin de reducir la fuerza de cizallamiento y de ésta manera efectuar un mejor corte.

Cuando los diámetros del agujero perforado sean igual que el grosor del material la fuerza sobre el punzón es 4 veces la resistencia de corte; los diámetros que se requieren en las piezas a producir casi siempre son mayores que el grosor del material y se recomienda un valor de 1.1 para la relación entre diámetro y espesor

³¹.

$$\frac{d}{t}$$

³¹Frank W.Wilson, principios fundamentales para el diseño de herramientas ,compañías editorial continental S.A.Mexico

d=diámetro del agujero perforado, pulg, mm

t=espesor del material, pulgadas, mm

La longitud máxima permisible de los punzones se calcula de la siguiente formulas

$$L = \frac{\pi \times d}{8} \left(\frac{E}{S} \frac{d}{t} \right)^{1/2}$$

Donde:

$$D/t=1.1$$

E=módulo de elasticidad

S=resistencia de corte

Si se desconoce la resistencia al corte, se puede hallar mediante el uso de la resistencia a la tensión con la siguiente fórmula:

$$F=0.7TS$$

Donde TS es la resistencia ultima a la tensión, lb/pulg² (MPa).

PARA ALUMINIO

$$L = \frac{\pi \times d}{8} \left(\frac{E d}{S t} \right)^{1/2}$$

$$L = \frac{\pi \times 0.01m}{8} \left(\frac{70 \times 10^9 \text{ N/m}^2}{470 \times 10^6 \text{ N/m}^2} 1.1 \right)^{1/2}$$

$$L = 50mm$$

$$L = \frac{\pi \times 0.1m}{8} \left(\frac{70 \times 10^9 \text{ N/m}^2}{470 \times 10^6 \text{ N/m}^2} 1.1 \right)^{1/2}$$

$$L = 500mm$$

teniendo en cuenta que la longitud del punzon depende del perimetro de corte y el angulo del perfil de contacto podra existir una var iacion en su longitud

PARA ACERO

$$L = \frac{\pi \times d}{8} \left(\frac{E d}{S t} \right)^{1/2}$$

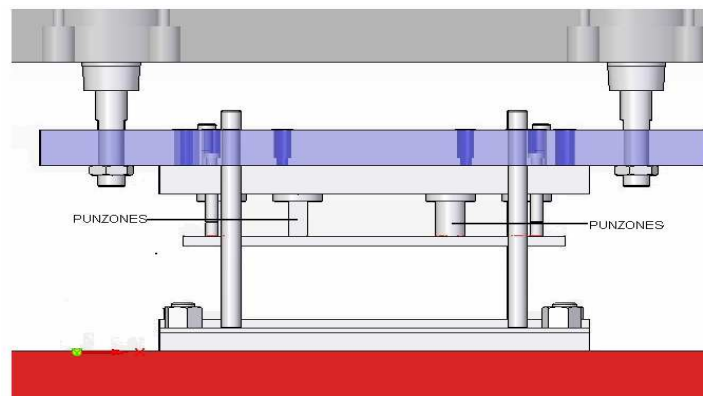
$$L = \frac{\pi \times 0.01m}{8} \left(\frac{200 \times 10^9 \text{ N/m}^2}{470 \times 10^6 \text{ N/m}^2} 1.1 \right)^{1/2}$$

$$L = 84mm$$

$$L = \frac{\pi \times 0.1m}{8} \left(\frac{200 \times 10^9 \text{ N/m}^2}{470 \times 10^6 \text{ N/m}^2} 1.1 \right)^{1/2}$$

$$L = 840mm$$

FIGURA 43.Punzones

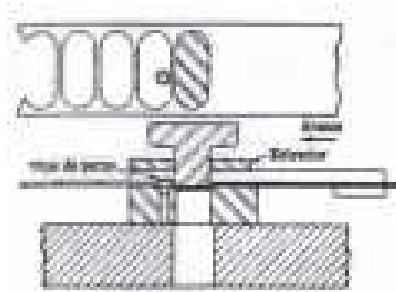


7.4. DISPOSITIVO DE RETENCIÓN

Los dispositivos para conseguir que el material a cortar quede colocado precisamente en su posición conveniente, donde las piezas se sacan de la tira de lámina que va penetrando el troquel en forma intermitente.

El tipo de elemento de retención a utilizar es un tope automático debido a las exigencias del ingreso del material en la prensa registrando la tira en la estación final del troquel para poder hacer control automático sobre los movimientos de los actuadores ya que el operario solo debe mantener la tira contra el tope en su avance a través del troquel.

FIGURA 44. Tope automático

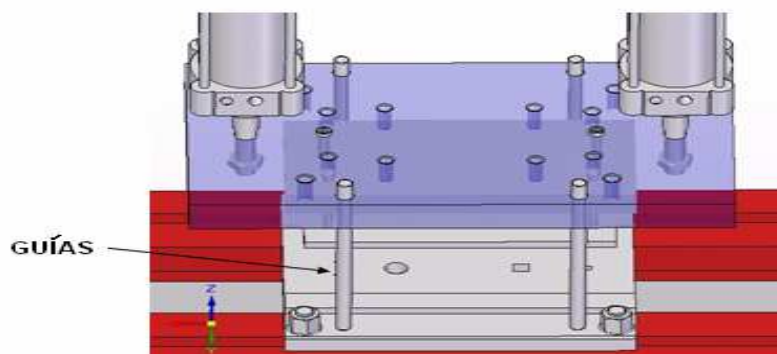


Frank W. Wilson, principios fundamentales para el diseño de herramientas, Compañías editorial continente S.A. México

7.5. GUÍAS

El troquel a utilizar escogido es uno simultáneo al aire y la parte superior porta punzón está guiado a la inferior matriz este tipo de configuración de herramienta se conoce como guiado por la contra placa.

FIGURA 45. Guías



Las dimensiones recomendadas para las guías colocadas se enlistan en la siguiente tabla teniendo en cuenta el tipo de retención. Para agujeros de $\frac{3}{4}$ pulg. (19.05mm) en largo o en diámetro la guía puede sujetarse por un tornillo de cabeza y para guías de menos de $\frac{1}{4}$ pulg. (6.35mm) de diámetro pueden ser sujetadas por tornillos de tipo campana para llave³².

Tabla 22. Dimensiones para guías ajustadas a presión

Nominal				
A	B	C	D	E
TIPO DE BELLOTA				
$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{32}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{64}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{16}$
$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{64}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{9}{32}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{32}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{11}{64}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{11}{32}$
$\frac{11}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{8}$
TIPO DE PUNTA PLANA				
$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{8}$
$\frac{7}{8}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{16}$
1	1	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	1	$\frac{5}{8}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{16}$
$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{5}{16}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$

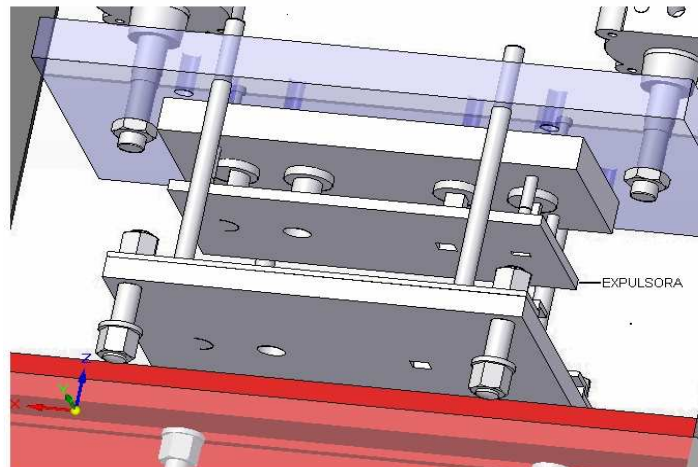
Frank W. Wilson, principios fundamentales para el diseño de herramientas, compañías editorial continental S.A. Mexico

7.6. EXTRACTORES

La función principal es separar la pieza de un punzón o matriz cortante o no cortante, un extractor que fuerce a una pieza también puede sujetar, posicionar o guiar la lámina o pieza a producir.

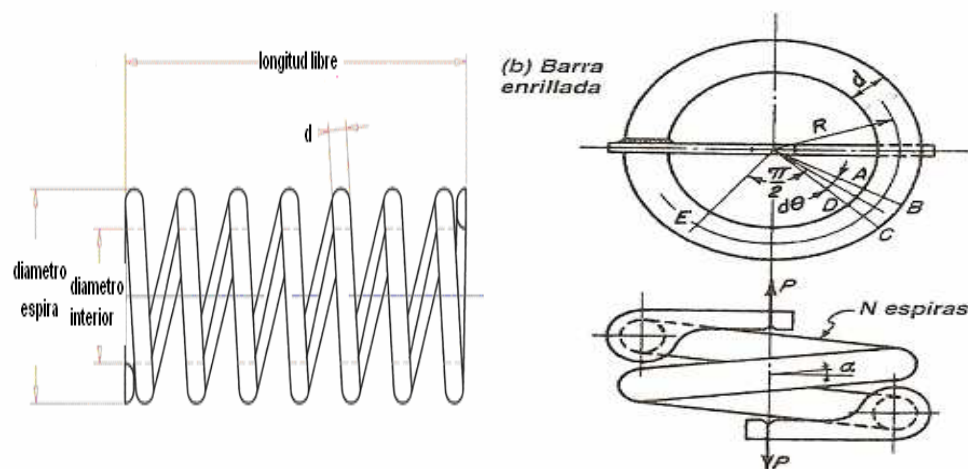
Figura 46. Extractor

³² Frank W. Wilson, principios fundamentales para el diseño de herramientas compañías editorial continental S.A. Mexico



Placa expulsora utiliza resortes para ayudar a expulsar el material y para ayudar a subir el porta punzón junto con la contra placa, teniendo en cuenta que los resortes actúan como sistema de amortiguamiento para determinar el resorte con mejores características para esta labor.

Figura 47. Características del resorte de la placa expulsora



Las dimensiones del resorte se determinaron según el espacio entre el porta punzón y la placa expulsora, Para el análisis se determinó el resorte que presentara mejores características de deflexión y así obtener una mayor eficiencia en el diseño (ver anexos 3).

Diametro de resorte = $D = 15\text{mm}$

Diametro interno = $D_{\text{interno}} = 12.23\text{mm}$

Longitud libre = 50.33mm

numero de espiras = 11

$d = D - D_{\text{interno}} = 15\text{mm} - 12.23 = 2.77\text{mm}$

$c =$ indice del resorte como la razon entre el diametro de la helice y el diametro del alambre

$$R = D_{\text{interno}} + \frac{d}{2} = 13.6\text{mm}$$

$$c = \frac{2R}{d} = \frac{2 \times 13.6\text{mm}}{2.77\text{mm}} = 9.8$$

el esfuerzo cortante total (τ) en el interior de la espira a la mitad de la altura que se debe a la carga ejercida por el troquel

$$k_s = 1 + \frac{0.615}{c} = 1 + \frac{0.615}{9.8} = 1.06$$

$$\tau = k_s \left(\frac{16 \times P \times R}{\pi \times d^3} \right) = 1.06 \left(\frac{16 \times 345872\text{N} \times 13.6\text{mm}}{\pi \times 2.77\text{mm}^3} \right) = 1.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$$

constante de diseño para resorte de compresion mas eficiente con carga estatica

$$B = \frac{\delta \times G}{Q \times \sqrt{8 \times P \times \pi \times \tau}}$$

donde:

$\delta =$ deflexion del resorte (60mm)

$G =$ modulo elasticidad (acero = 79300Mpa)

$Q =$ numero de espiras inactivas en ambos extremos (ver anexo 3)

$$B = \frac{\delta \times G}{Q \times \sqrt{8 \times P \times \pi \times \tau}} = \frac{60 \times 79300}{2 \times \sqrt{8 \times 343.688 \times \pi \times 1.1}} = 244$$

por tabla

$c = 4.0$

$$k_s = 1 + \frac{0.615}{c} = 1 + \frac{0.615}{4.0} = 1.15$$

$$d_2 = \left(\frac{8 \times k_s \times P \times c}{\pi \times \tau} \right)^{1/2} = \left(\frac{8 \times 1.06 \times 343688\text{N} \times 4.0}{\pi \times 1.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2} \right)^{1/2} = 5.8\text{mm} = 0.23\text{pulg}$$

Con esto determinamos los tamaños que son eficientes para la labor que van a ejercer en la prensa, que es de un calibre de 1/4" y la longitud si se toma arbitrariamente (según la necesidad o requerimiento de la máquina)

resistencia a la resistencia contra el diametro del resorte

$A = 1974 \text{ Mpa} / \text{mm} \rightarrow$ para un material (ver anexo 3)

$m = 0.108 \rightarrow$ exponente para un material (ver anexos 3)

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{1974}{2.77^{0.108}} = 1.76 \text{ Mpa}$$

el esfuerzo de cedencia de un alambre de resorte en torsion es

$$S_{sy} = 0.45(S_{ut}) = 0.45 \times 1.76 \text{ Mpa} = 795 \text{ Mpa}$$

la curvatura del alambre incrementa el esfuerzo en el interior del resorte,
pero disminuye un poco en el exterior.

el factor de curvatura

$$K_B = \frac{4c + 2}{4c - 3} = \frac{4(9.8) + 2}{4(9.8) - 3} = 1.13$$

la carga estatica debida al esfuerzo de cedencia

$$F_s = \frac{\pi \times d^3 \times S_{sy}}{8 \times K_B \times D} = \frac{\pi \times 2.77^3 \times 795}{8 \times 1.15 \times 15} = 391 \times 10^6 \text{ N}$$

numero de espiras activas

$$N_a = \# \text{espiras} - Q = 11 - 2 = 9$$

el modulo del resorte

$$K = \frac{G \times d^4}{8 \times K_B \times D} = \frac{79300 \times 2.77^4}{8 \times 1.15 \times 15} = 344 \times 10^6 \text{ N} / \text{mm}$$

longitud solida del resorte

$$L_s = d(\# \text{espiras} + 1) = 2.77 \text{ mm}(11 + 1) = 33.34 \text{ mm}$$

longitud libre

$$L_o = \delta + L_s = 6 \text{ mm} + 33.34 \text{ mm} = 39.3 = 40 \text{ mm}$$

Por fatiga

por el metodo Gerber (interseccion de la ordenada constructiva)

$$S_{se} = \frac{S_{sa}}{1 - \left(\frac{S_{sm}}{S_{su}} \right)} = \frac{241 \text{ Mpa}}{1 - \left(\frac{379 \text{ Mpa}}{(0.67 \times 1.76 \text{ Mpa})} \right)^2} = 233 \text{ Mpa}$$

Componentes de la resistencia de la fatiga de Zimmerli S_{sa} y S_{sm} correspondiente a aceros al carbono, alambre piano y aceros de aleación corregidos para la condición de la superficie de tamaño³³

³³ Shigley, Joseph, diseño en ingeniería mecánica, 6ª, ed. Mc Graw Hill

$$\sigma = K_B \left(\frac{8 * f * D}{\pi * d^3} \right)$$

$$\sigma = 1.13 \left(\frac{8 * 171844 * 12.23}{\pi * 2.77^3} \right) = 251 \text{Mpa}$$

el factor de seguridad

$$\eta f = \frac{S_{sa}}{\sigma} = \frac{249 \text{Mpa}}{251 \text{Mpa}} = 0.99$$

$$\frac{\eta f \tau a}{233} + \left(\frac{\eta f \tau m}{117.920} \right)^2 = 1$$

por el metodo sin es

$$S_{se} = S_{sa} = 241 \text{Mpa}$$

$$\frac{\eta f \tau a}{214} = 1$$

para Goodman

$$S_{se} = \frac{S_{sa}}{1 - \left(\frac{S_{sm}}{S_{su}} \right)} = \frac{241 \text{Mpa}}{1 - \left(\frac{379 \text{Mpa}}{(0.67 \times 1.76 \text{Mpa})} \right)} = 75217 \text{Pa}$$

$$\frac{\tau a}{75217} + \left(\frac{\tau m}{117.920} \right) = \frac{1}{\eta f}$$

para Whal. ($\tau' \text{ max} = 882.6 \text{Pa}$ y $\tau' \text{ min} = 196 \text{Pa}$)

$$\frac{1}{\eta f} = \frac{\tau m}{795 \text{Mpa}} + \frac{\tau a}{(882.6 - 196) \text{pa} / 2} \left[1 - \frac{(882.6 + 196) / 2}{795 \text{Mpa}} \right]$$

$$\frac{1}{\eta f} = \frac{\tau m}{795 \text{Mpa}} + \frac{\tau a}{343.297}$$

7.7. CENTRO DE PRESIÓN.

Si el contorno del metal a cortar es de formas irregulares y la suma de los esfuerzos de cizallamiento sobre un actuador exceden las fuerzas del otro actuador, esto puede resultar en una deflexión y desalineamiento indeseable, por eso es necesario buscar un punto simétrico donde las fuerzas cortantes sean equilibradas, este punto se conoce como centro de presión y debe estar sobre la mitad de la pieza. Este tipo de prensa troqueladora tiene la posibilidad de trabajar como troquel progresivo o unitario en ambos casos el material a troquelar o la pieza a realizar depende de la necesidad o requerimientos del cliente para un cierto tipo de piezas, formas, materiales y perfiles.

Existen dos métodos para calcular el centro de presión:

a) Cálculo matemático

1) Trazar la silueta de los bordes cortantes reales (si el contorno del material es de forma irregular y si es simétrico lo que se busca es ejercer en todo el centro de la pieza una fuerza paralela de cada uno de los actuadores)

2) Se trazan los ejes X-X, Y-Y, en ángulos rectos uno con respecto al otro, Si la pieza a procesar es de un contorno simétrico, se toma alguna de las caras del material como uno de los ejes rectos.

3) Se dividen los elementos cortantes en elementos y se enumeran

4) Se hallan las longitudes L1, L2, L3, etc. Donde L1, L2, L3 son las longitudes de los perímetros de la pieza si es de forma irregular, Si no es se toma como longitud L cada línea que conforma el perímetro de la pieza a procesar.

5) Se halla el centro de gravedad de los elementos

6) Se halla la distancia desde el eje x1 para cada elemento e igual para el eje Y

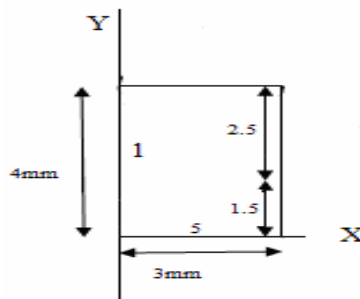
7) Se calcula la distancia X del centro de presión C desde el eje Y

8) Calcular la distancia x del centro de presión C del eje Y-Y

$$x = \frac{l_1x_1 + l_2x_2 + l_3x_3 + l_4x_4 + l_5x_5 + l_6x_6 + \dots}{l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + \dots}$$

9) Calcular la distancia Y del centro de presión desde el X-X

$$y = \frac{l_1y_1 + l_2y_2 + l_3y_3 + l_4y_4 + l_5y_5 + l_6y_6 + \dots}{l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + \dots}$$



Elemento de corte (lámina)

$$L = 4mm$$

$$x = 1.5$$

$$y = 2mm$$

$$ix = 6$$

$$iy = 8mm$$

La distancia en X del centro de presión

$$x = \frac{ix}{L} = \frac{6}{4} = 1.5mm$$

La distancia en y del centro de presión

$$y = \frac{iy}{L} = \frac{8}{4} = 2mm$$

En el centro de presión de la figura a troquelar el punto c está localizado en $x=1.5mm$ y en $y=2mm$ este es el punto cerca del cual la suma de las fuerzas es simétrica, con lo que se busca es que los esfuerzos de corte sean iguales en el centro del troquel para evitar desalineamientos indeseables.

7.8. HOLGURAS

La holgura es el espacio entre las partes de ajuste para troquelar y estas permiten se unan las fracturas y la porción fracturada del borde cortado tenga una apariencia limpia, para el acabado optimo de un borde cortado, es necesario una holgura apropiada y es una función de la clase, espesor y dureza de material de trabajo.

“Los parámetros importantes en el corte de láminas metálicas son el juego o claro entre el punzón y la matriz (sufridera), el espesor y tipo de material, así como su resistencia y la longitud de corte”³⁴.

7.8.1. JUEGO O CLARO

La distancia entre el punzón y la matriz se denomina juego o claro, generalmente oscila entre 4 y el 8% del espesor (t) de la lámina metálica para el prensado convencional. Si el juego es demasiado justo, las líneas de fractura tienden a pasar una sobre otra y requieren mayor fuerza de corte, si el juego es demasiado grande se produce una rebaba excesiva.

Por tanto el juego correcto depende del tipo de lámina y de su espesor y se calcula con la siguiente fórmula:

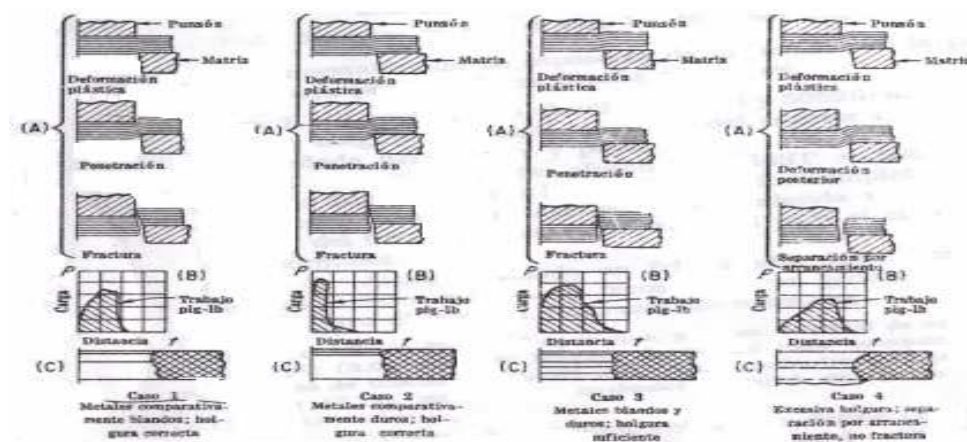
³⁴ Albert Ginjaome.Felipe Torres. Ejecución de procesos de mecanizado,conformado y montaje.Thomson

$$c = a \times t$$

a=factor de tolerancia de acuerdo con el tipo de material

Para que las piezas o los recortes caigan a través de la matriz la abertura de esta debe tener un desahogo angular entre 0.25° y 1.5° en cada lado.

Figura 48. Efecto de las diferentes holguras sobre metales blandos y duros



Albert Ginjaome, Felipe Torres. Ejecución de procesos de mecanizado, conformado y montaje. Thomson

La posición de la holgura apropiada determina el tamaño del agujero o de la pieza troquelada, el tamaño del punzón controla el tamaño del agujero, el tamaño de la matriz controla el tamaño de la pieza troquelada

Grupo 1. Aleaciones de aluminio 1100s y 5052s se sugiere una holgura promedio de 4.5 % ($a=0.045$) del espesor del material es recomendado para cortar y perforar

Grupo 2. Aleaciones de aluminio 2024st y 6061st, acero laminado en frío, completamente recocido, acero inoxidable blando, se recomienda un promedio de holgura del 6% (0.060) del espesor del material para el corte y perforación normales

Grupo 3. Acero laminado en frío, medio duro, acero inoxidable, medio duro y duro. Se recomienda un promedio de holgura del 7.5% ($a=0.075$) para el cortado y punzonado normales³⁵

³⁵ Frank Wilson. Principios fundamentales para las herramientas, compañía editorial continental S.A

Los cálculos realizados para los diferentes tipos de materiales a troquelar con sus respectivas holguras.

$$c = a \times t$$

para aluminio y aleaciones de todos los temple 1100s – 5052s

$$c = 0.045 \times 0.5mm$$

$$c = 0.0225$$

$$c = 0.045 \times 1mm$$

$$c = 0.045$$

$$c = 0.045 \times 1.5mm$$

$$c = 0.0675mm$$

$$c = 0.045 \times 2mm$$

$$c = 0.09mm$$

$$c = 0.045 \times 2.5mm$$

$$c = 0.1125 mm$$

$$c = 0.045 \times 3mm$$

$$c = 0.135 mm$$

$$c = 0.045 \times 3.5mm$$

$$c = 0.1575 mm$$

para aluminio y aleaciones de todos los temple 2024 s – 6061

$$c = 0.060 \times 0.5mm$$

$$c = 0.3mm$$

$$c = 0.060 \times 1mm$$

$$c = 0.06mm$$

$$c = 0.060 \times 1.5mm$$

$$c = 0.09mm$$

$$c = 0.060 \times 2mm$$

$$c = 0.12mm$$

$$c = 0.060 \times 2.5mm$$

$$c = 0.15mm$$

$$c = 0.060 \times 3mm$$

$$c = 0.18mm$$

$$c = 0.060 \times 3.5mm$$

$$c = 0.21mm$$

para aceros suaves laminados en frío

para (1/8 pulg)

$$c = 0.060 \times 3.175 mm$$

$$c = 0.1905 mm$$

para (3/16 pulg)

$$c = 0.060 \times 4.76 mm$$

$$c = 0.282 mm$$

para (1/4 pulg)

$$c = 0.060 \times 6.35 mm$$

$$c = 0.378 mm$$

7.8.2. FUERZAS DE CORTE

Es importante calcular la fuerza de corte necesaria, ya que está determinado el tamaño (tonelaje) de la prensa a utilizar. La fuerza de corte F en el trabajo con las láminas puede determinarse por:

$$F = S \times t \times L$$

$$F = \pi \times D \times S \times t / (\text{para agujeros redondos})$$

Siendo S la resistencia al corte de material, lb/pulg² (MPa); t el espesor del material pulg. (mm) y L corresponde a la longitud del perímetro de la geometría o agujero que se corta³⁵.

Si se desconoce la resistencia al corte, se puede hallar mediante el uso de la resistencia a la tensión con la siguiente fórmula:

$$F = 0.7 T S t l$$

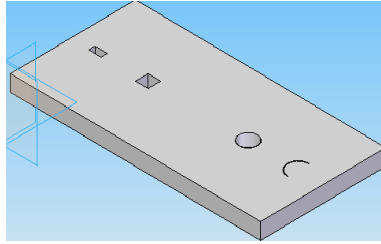
Donde TS es la resistencia última a la tensión, lb/pulg² (MPa), esta ecuación se utiliza cuando el corte entero se hace a lo largo del borde de corte, es posible reducir las fuerzas de corte usando un borde de corte sesgado en el punzón o la matriz llamado ángulo de corte y su función es distribuir el corte en el tiempo y reducir la fuerza que se experimenta en cada proceso.

Para hallar la capacidad de fuerza de la prensa troqueladora y los tipos de materiales que se pueden trabajar sobre la misma se debe tener en cuenta la presión necesaria para elegir los mejores actuadores hidroneumáticos que cumplan con las necesidades y escogencias de los tipos de materiales a troquelar.

Haciendo uso de las ecuaciones encontramos la fuerza necesaria para troquelar diferentes materiales, con distintos espesores y diámetros de corte, estas piezas calculadas tienen la geometría más común y utilizada en este tipo de máquinas para diferentes procesos. El promedio de la longitud del perímetro de corte es entre 1cm y 20 cm. para láminas de trabajo industrial³⁶.

Teniendo en cuenta el máximo espesor comercial para el aluminio (0.5mm-3.5mm) y los aceros con un coeficiente de ruptura bajo como: SAE1010, SAE1015, SAE1020 con espesores de (1/8', 3/16', 1/4'), ya que para otros materiales con una resistencia al corte muy alta se requerirá de una máquina con una capacidad de corte muy grande para poder efectuar esta labor.

³⁶ Análisis y resultados del trabajo de campo realizado en maquinaria de corte por prensa



Pieza procesada en la prensa “aluminio”

ESPECIFICACIONES DE LA FUERZA DE CORTE DE LOS MATERIALES A PROCESAR

Para aluminio aleación 1100-H14

$$F = 0.7 \times 110 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \times 0.0035m \times 0.20m = 53900N$$

Para aluminio de aleación 2014-T6

$$F = 0.7 \times 455 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \times 0.0035m \times 0.20m = 222950N$$

Para aluminio de aleación 2024-T4

$$F = 0.7 \times 470 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \times 0.0035m \times 0.20m = 230300N$$

Para el aluminio de aleación 5456-H116

$$F = 0.7 \times 320 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \times 0.0035m \times 0.20m = 156800N$$

Para el aluminio de aleación 6061-T6

$$F = 0.7 \times 260 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \times 0.0035m \times 0.20m = 127400N$$

Para evaluar los tipos de aceros comerciales tolerados para troquelar en la prensa y la fuerza de corte necesaria para el cizallado de cada tipo de acero los espesores a calibrar son los más comerciales:

PARA ACERO SAE1010 HR (laminados en caliente)

para (1/8 pulg)

$$F = 0.7 \times 320 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \times 0.0031m \times 0.20m = 138880N$$

para (3/16 pulg)

$$F = 0.7 \times 320 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \times 0.0047m \times 0.20m = 210560N$$

para (1/4 pulg)

$$F = 0.7 \times 320 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \times 0.0063m \times 0.20m = 282.240N$$

PARA ACERO SAE1010 CD (estirados en frío)

para (1/8 pulg)

$$F = 0.7 \times 370 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \times 0.0031m \times 0.20m = 160580N$$

para (3/16 pulg)

$$F = 0.7 \times 370 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \times 0.0047m \times 0.20m = 160580N$$

para (1/4 pulg)

$$F = 0.7 \times 370 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \times 0.0063m \times 0.20m = 326340N$$

PARA ACERO SAE1015 (normalizado)

para (1/8 pulg)

$$F = 0.7 \times 415 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \times 0.0031m \times 0.20m = 180110N$$

para (3/16 pulg)

$$F = 0.7 \times 415 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \times 0.0047m \times 0.20m = 273070N$$

para (1/4 pulg)

$$F = 0.7 \times 415 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \times 0.0063m \times 0.20m = 360030N$$

PARA ACERO SAE 1020 HR (laminado en caliente)

para (1/8 pulg)

$$F = 0.7 \times 440 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \times 0.0031m \times 0.20m = 190960N$$

para (3/16 pulg)

$$F = 0.7 \times 440 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \times 0.0047m \times 0.20m = 289520N$$

para (1/4 pulg)

$$F = 0.7 \times 440 \times 10^6 \frac{N}{m^2} \times 0.0063m \times 0.20m = 380080N$$

Para aceros como 1040, 1045 T&R (templados y revenidos) TS=1450, aceros 4140 T&R (templados y revenidos) TS=1075MPa y para aceros de 4340 T&R (templados y revenidos) TS=1470 MPa son aceros con el mayor coeficiente de resistencia de corte ya que para troquelar estos tipos de aceros la fuerza necesaria debe ser muy alta y además se necesita más presión debido al tratamiento que se le da para darle mejor características al material.

Teniendo en cuenta los cálculos realizados para cada material, la prensa tendrá una capacidad de producción para aluminios de (1mm-3.5mm) y aceros SAE1010, SAE1015, SAE1020 con espesores de (1/8', 3/16', 1/4') con un promedio de longitud de corte de 20cm, a partir de estas especificaciones se escoge la máxima fuerza de corte para poder seleccionar la potencia necesaria de los actuadores para troquelar la pieza con la suficiente precisión y fuerza.

Para reducir las fuerzas de corte y suavizar el impacto de cargas pesadas se pueden emplear dos métodos.

1. La carga se puede reducir en un 50% aproximadamente escalonando las longitudes de los punzones y de esta manera obtener mejores resultados³⁷.
2. Modificar la geometría del punzón o de la matriz en un ángulo de corte más pequeño que la horizontal, con esto se busca reducir el área de corte y se puede reducir la carga de corte aproximadamente en un 50%, cuando la superficie no tiene un perfil plano y perpendicular al eje, el corte no se hace de una vez, si no en forma de tijera y se efectúa con menos esfuerzo, el ángulo escogido deberá suministrar un cambio de longitud del punzón de 1 1/2 del grosor del material a cortar³⁸. Pero el trozo cortado generalmente queda deformado de esta manera en una operación de troquelado al ángulo de corte se aplicara a la matriz y en una operación de punzonado el ángulo de corte se aplicara al punzón.

³⁷Frank W. Wilson, principios fundamentales para el diseño de herramientas, compañías editorial continental S.A Mexico

³⁸Felipe Torre. Ejecución de procesos de mecanizados, conformado y montaje, Thomson paraninfo.

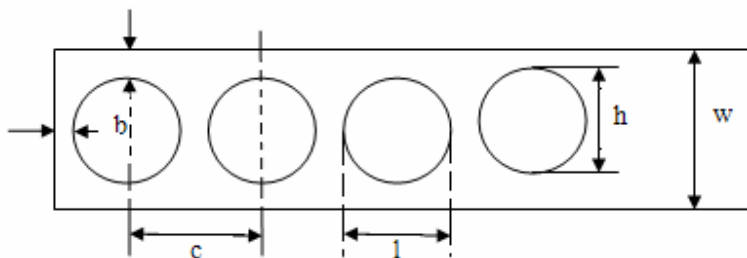
$FUERZADECORTE\ TOTAL = F\ max - \text{reduccion de carga por geometria de corte} \times Fs$

$FUERZADECORTE\ TOTAL = (388080 - 30\%) \times 1.3 = 345872\ N$

7.8.3. TIRAS DEL MATERIAL PARA TROQUEL

Para diseñar las piezas que van a hacer cortadas partiendo del material se está teniendo en cuenta el tipo de alimentación de la prensa y su utilización y disposición sobre esta para poder fabricarla considerando una utilización económica del material.

Figura 49. Estudio de lámina de material para ser troquelada



Siendo:

t: espesor del material

b: espacio entre la pieza y el borde de la tira

c: paso de la matriz (distancia de un punto de la pieza al correspondiente de la siguiente)

l: longitud de la pieza

h: ancho de la pieza

w: ancho de la tira

Si una tira no tiene las medidas suficientes entre la pieza a cortar y el borde de la tira y entre las otras partes de las piezas, esto causara láminas débiles sujetas a ruptura y a su vez problemas en el troquel debido a los cortes que hacen que se flexionen los punzones y desafilando sus bordes.

Para calcular las dimensiones de todas las tiras o láminas de material para troquelar se utilizan las siguientes formulas³⁹:

t = grueso especificado del material

$b = 1\frac{1}{4}t$ cuando C es menor de $2\frac{1}{2}$ pulg(63.5mm)

$b = 1\frac{1}{2}t$ cuando C es igual o mayor de $2\frac{1}{2}$ pulg(63.5mm)

$c = L + B$ o paso del troquel

$w = h + 2b$

Existe una sobredimensión en la lámina, si el material a cortar es menor de 0.025 pulg. De espesor, no se emplean las siguientes formulas y para el cálculo se utiliza la siguiente tabla y se hace la debida modificación

Tabla 23. Modificación del espacio entre la pieza y el borde de la tira según el ancho.

Ancho de la tira W	Dimensión B
0-3 pulg,(0-76.1mm)	0.050
3-6pulg,(76.1-152mm)	0.093
6-12pulg,(152mm-304mm)	0.125
Mas de 12pulg(304mm)	0.156

Para cortar una pieza de aluminio de espesor 0.5mm (0.0196pulg).con una longitud de 3cm (1.18pulg)”ancho”*5cm (1.96pulg)

³⁹ Felipe torre, ejecución de procesos de mecanizados conformado y montaje, Thomson paraninfo.

$$t = 0.5 \text{ mm } (0.0196 \text{ pulg})$$

$$B = 1.25 \times 0.5 \text{ mm} = 0.625 \text{ mm}$$

$$C = 30 \text{ mm} + 0.63 \text{ mm} = 30.6 \text{ mm}$$

$$W = 50 \text{ mm} + 2(0.625 \text{ mm}) = 51 \text{ mm}$$

si

$A = \text{area de la tira}$

$a = \text{area de la pieza}$

$$A = C \times W$$

$$A = 30.6 \text{ mm} \times 51 \text{ mm} = 1537 \text{ mm}$$

$$a = L \times H$$

$$a = 30 \text{ mm} \times 50 \text{ mm} = 1500 \text{ mm}$$

el porcentaje de material utilizado :

$$\frac{a}{A} = \frac{1500 \text{ mm}}{1537 \text{ mm}} = 0.97 = 97 \%$$

Para cortar una pieza de aluminio de espesor 3.5 mm (0.1377pulg).con una longitud de 10cm (3.97pulg)"ancho"*10cm (3.97pulg)"alto"

$$t = 3.5 \text{ mm } (0.1377 \text{ pulg})$$

$$B = 1.25 \times 3.5 \text{ mm} = 4.37 \text{ mm}$$

$$C = 100 \text{ mm} + 4.37 \text{ mm} = 104.37 \text{ mm}$$

$$W = 100 \text{ mm} + 2(4.37 \text{ mm}) = 108.7 \text{ mm}$$

donde

$A = \text{area de la tira}$

$a = \text{area de la pieza}$

$$A = C \times W$$

$$A = 104.37 \text{ mm} \times 108.7 \text{ mm} = 11.349 \text{ mm}$$

$$a = L \times H$$

$$a = 100 \text{ mm} \times 100 \text{ mm} = 10000$$

el porcentaje de material utilizado :

$$\frac{a}{A} = \frac{10000 \text{ mm}}{11.349} = 0.88 = 88 \%$$

7.9. SISTEMAS OLEONEUMÁTICOS O HIDRONEUMÁTICO

Las principales variables a considerar en la determinación del tipo de cilindro a utilizar son el nivel de carga a aplicar, la precisión de la fuerza y la velocidad de contacto; el rango de aplicación de los cilindros neumáticos va desde unos pocos Newton hasta los 30000 Newton (3000 [kgf]), y el rango para los cilindros hidráulicos está entre los 90 Newton y los 2.000.000 Newton (9 [kgf] a 200.000 [kgf] respectivamente). Los componentes de control en (neumática e hidráulica) están diseñados para operar en torno a las cargas de trabajo preestablecidas, y si se trabajara con cilindros que estén fuera de su rango de operación (fuerzas demasiado bajas), no se aseguraría un buen funcionamiento de los componentes de control, que para los rangos de fuerzas necesarios tienen asociados componentes específicos que aseguran buen funcionamiento dando la fuerza y presión necesaria para operar la máquina.

La presión elevada de trabajo para esta herramienta se puede efectuar al final con un cilindro hidráulico con central hidroneumática o únicamente hidráulica, ya que la neumática nos ofrece gran velocidad a la salida pero la fuerza a ejercer se ve muy limitada. En este medio la unidad de avance de entrada puede ser efectuada por el multiplicador de presión o por una bomba hidráulica, ya que pueden funcionar con el fluido de operación de cualquiera de estos dos elementos con aceite como medio regulador y de esta manera poder controlar con facilidad la velocidad de la carrera del cilindro. La precisión de la fuerza es similar en ambos casos (neumática e hidráulica), la cual debe ser calibrada de acuerdo con las necesidades mediante el uso de equipos adecuados, logrando ejercer una presión alta a la salida del dispositivo a través de una presión de operación baja.

7.9.1. PRINCIPIOS BÁSICOS DE OLEONEUMÁTICA.

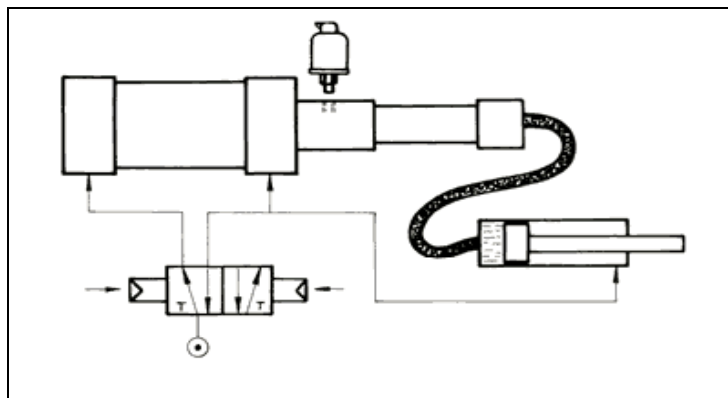
Son elementos simples de mando neumático con velocidades regulables y en algunos casos fuerzas grandes con cilindros de pequeño diámetro. El mando se efectúa a través del cilindro neumático y la regulación de la velocidad de trabajo se realiza por medio de un cilindro hidráulico, estos se encuentran interconectados y el líquido expulsado por el primer cilindro sirve de fluido motor para el segundo. Al ser cilindros iguales los movimientos son sincrónicos, puesto que el volumen en la cámara de impulsión del segundo cilindro es idéntico al decremento de volumen en la cámara de expulsión del primer cilindro.

Esto actúa como un multiplicador de presión que está compuesto de dos cámaras de superficies de distinto tamaño. El aire comprimido llega al interior del cilindro neumático y empuja un émbolo que hace pasar el aceite a la segunda cámara. Por la diferencia de superficies de los dos émbolos se produce un aumento de la presión hidráulica, la presión hidráulica varía según el factor de multiplicación. Así mismo se puede obtener una fuerza alta a partir de emplear un cilindro pequeño, son relaciones de multiplicación normales: 4:1, 8:1, 16:1, 25:1 32: 1,

donde la presión neumática aplicada debe ser de 1.000 kPa (10 bar.), como máximo⁴⁰.

El multiplicador de presión es como una central hidráulica. Tiene a su favor el bajo costo en comparación con la central hidráulica pero está limitado por el volumen es decir que en pequeños volúmenes la alta presión es mucho más rentable. El multiplicador de presión se emplea con cilindros hidráulicos cuando se necesita una elevada fuerza de empuje. En fresadoras para amarre de piezas, en mordazas, gatos, prensas, etc., con recorridos cortos.

FIGURA 50.Descripción del sistema hidroneumático.



$A1 =$ Sección embolo baja presión (cm^2)

$P1 =$ Presión de entrada aire (bar, $10^5 \text{ N} / \text{m}^2$, kpa)

el multiplicador de presión consta de dos partes diferentes siendo la primera la parte neumática y de gran diámetro la sección del embolo $A1$

fuerza en el lado de aire

$$F1 = P \times A1$$

la segunda parte es otro cilindro hidráulico de menor diámetro y menor sección ($A2$)

los dos embolos están unidos por un vástago común

$A2 =$ Sección vástago alta presión (cm^2)

$P2 =$ presión de salida aceite

$$F2 = P2 \times A2$$

Fuerza directa del lado del aceite

$$F1 = F2$$

$$P \times A1 = P2 \times A2$$

$$P2 = P1(\text{bar}) \times \left(\frac{A1}{A2} \right)$$

⁴⁰ www.infomecanica.com

Esta diferencia de áreas es la que produce la multiplicación de presión, logrando así una presión de trabajo alta a partir de una presión baja, según las características que ofrece el mercado de este tipo de herramientas se opta por que se adecue mejor a nuestro sistema ofreciendo la capacidad necesaria para el proceso de conformado de láminas.

Se optó por el proveedor INPRONE, ya que presenta mayor variedad de productos. (Ver anexos 4)

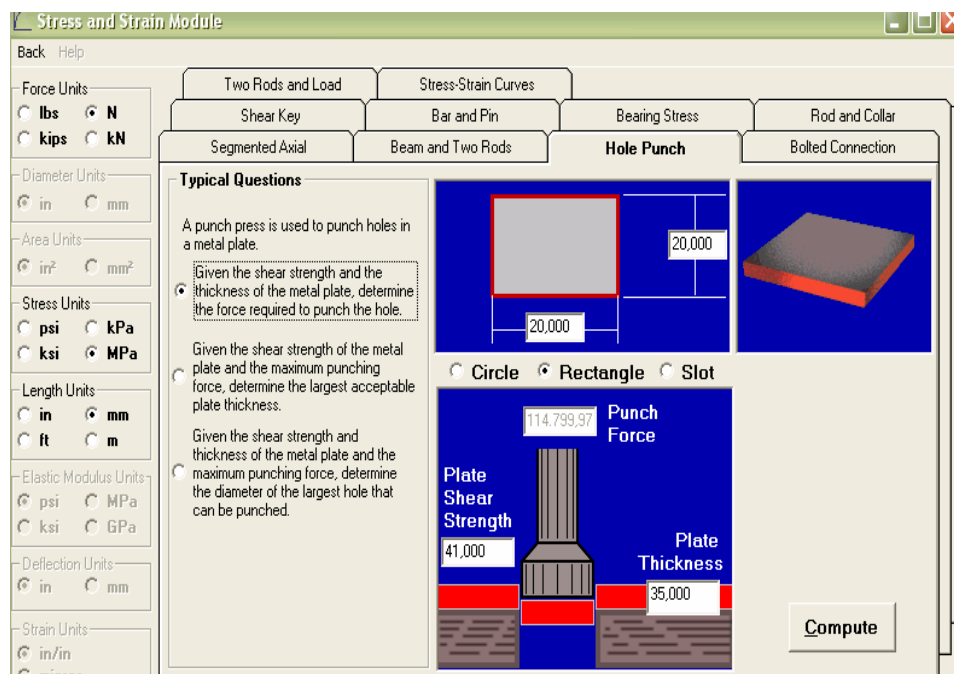
7.9.2. CÁLCULOS DE CILINDROS

Los cilindros hidroneumáticos se eligen a partir de la fuerza requerida del sistema para troquelar, esta fuerza se obtendrá a partir de 2 cilindros oleoneumáticos y la fuerza a realizar por cada uno de ellos será la mitad de la fuerza de corte necesaria para el procesamiento de láminas. Para los cálculos realizados del actuador se seleccionó la fuerza de corte mas elevada de los materiales a troquelar que es el acero 1020 de ¼ pulgada.

$$fuerza\ a\ ejercer = \frac{fuerza\ calculada}{2} = \frac{345872N}{2} = 172936N$$

En la siguiente figura se muestra la simulación de la fuerza a ejercer por cada actuador oleoneumático al momento de troquelar una pieza de forma cuadrada con una presión de 172936N, demostrando que la fuerza de corte de lámina es inferior y que la presión ejercida por cada actuador es suficiente para troquelar.

Figura 51. Simulación de fuerza requerida para perforar.



Cada cilindro realiza una fuerza máxima de 172936 N y la presión de trabajo está fijada en 8 bar. Por tanto, el diámetro mínimo del pistón será el que se calcula a continuación.

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

$$P = \text{presion de trabajo} \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

$$F = \text{Fuerza max ima por cilindro} [N]$$

$$A = \text{Area del cilindro} [m^2]$$

$$\frac{17634kg}{203.9kg / cm^2} = A$$

$$A = 86.4cm^2$$

$$A = \pi \times r^2$$

$$r = \sqrt{A / \pi}$$

$$r = 5.24cm$$

$$D = 2 \times r = 2 \times 5.24cm = 10.48cm$$

$$\text{diametro camisa} = 4.5 \text{ pulg}$$

$$\text{diametro vastago} = 2.5 \text{ pulg}$$

$$\text{presion de aceite} = 200bar = 3000Psi$$

$$\text{carrera} = 100mm$$

$$\text{capacidad en litros} = 125cm^2 \times 10cm = 1250cm^3 = 1.2lts$$

$$\text{bomba} = 2.4lts + 20\% = 2.8lits$$

$$\text{Potencia} = 4Hp \times 2 = 8Hp$$

Al consultar los catálogos de cilindros hidroneumáticos teniendo en cuenta la fuerza de corte necesaria para troquelar los materiales seleccionados con anterioridad se requerirá de una fuerza a la salida muy elevada. Donde una unidad hidroneumática comercial no ofrece la total capacidad de presión que se desea ejercer a la salida del sistema, realizando los cálculos para el actuador se necesitaría de un cilindro con un diámetro mínimo de émbolo de 300mm y una carrera alrededor de 100mm, y comercialmente por fuerza a ejercer y por dimensiones del actuador no se dispone en el mercado. Por esta razón se determino el uso de un sistema hidráulico con bombas y accesorios. Los proveedores de este tipo de elementos ofrecen diferentes diámetros disponibles dependiendo del distribuidor y de igual forma la presión de trabajo que está entre los 100 bar a 500 bar, ya con el diámetro mínimo calculado se tienen los parámetros de escogencia para las especificaciones requeridas para el actuador. Por otro lado, los cálculos de los cilindros, que no corresponde a un valor estándar

para los fabricantes. Existe la posibilidad de suministro, por encargo, de cilindros con diámetros, carreras y capacidad de fuerza a ejercer.

La unidad hidráulica escogida es =ESPERIA S.A (con un diámetro de 125mm, siendo el diámetro menor del proveedor, pero capaz de aplicar la fuerza necesaria a través del sistema para cortar el material.)(Ver anexo 5)

FIGURA 52. Cilindro hidroneumático

SELECCIÓN DE UN CILINDRO

A la hora de seleccionar un cilindro hidráulico hay que tener en cuenta una serie de aspectos. A continuación se exponen algunos de los más importantes:

1. Presión de trabajo.
2. Fuerza requerida.
3. Tipo de montaje.
4. Carrera necesitada del cilindro.
5. Diámetro interior del cilindro.
6. Diámetro de vástago mínimo según riesgo de pandeo.
7. Velocidad máxima del pistón (selección de juntas).
8. Tipo de fluido de trabajo.
9. Temperatura de trabajo (selección de juntas).
10. Rosca del extremo del vástago.
11. Amortiguación regulable (sí o no).
12. Cálculo del tamaño de conexiones según flujo y velocidad deseada.
13. Posición de conexiones, purgas y amortiguación.
14. Necesidad de drenaje y localización.
15. Detección y control de posición (detectores inductivos y transductores de posición).
16. Accesorios necesarios (horquillas, toma rotativa...)

CYLINDER SELECTION

To select a hydraulic cylinder, various factors must be had in mind. Some of them are exposed in the next lines:

1. Working pressure.
2. Required force.
3. Mounting style.
4. Cylinder stroke.
5. Cylinder bore.
6. Minimum rod diameter according to the buckling forces..
7. Maximum piston speed (seals selection)
8. Working fluid type.
9. Working temperature (seals selection)
10. Rod end thread.
11. Cushioning (yes or not).
12. Ports size according to necessities.
13. Ports, cushion and air bleeds position.
14. Drain and its position.
15. Detection and position control (inductive switches and position transducers).
16. Necessary accessories (plain rod clevis, rotating union...).

TABLA DE SECCIONES Y FUERZAS

AREAS AND FORCES TABLE

		SECCIONES (cm ²) AREAS (cm ²)			FUERZAS (kg)* FORCES (kg)*		
Ø PISTON	Ø VASTAGO PISTON ROD Ø	PISTON	VASTAGO PISTON ROD	ANULAR ANNULAR	EMPUJE PUSH	TRACCION PULL	DIFERENCIAL DIFFERENTIAL
25	12	4,91	1,13	3,78	706,9	544,0	162,9
	18		2,54	2,36		340,4	366,4
32	14	8,04	1,54	6,50	1.158,1	936,4	221,7
	22		3,80	4,24		610,7	547,4
40	18	12,57	2,54	10,02	1.809,6	1.443,1	366,4
	28		6,16	6,41		922,9	886,7
50	22	19,64	3,80	15,83	2.827,4	2.280,0	547,4
	36		10,18	9,46		1.361,7	1.465,7
63	28	31,17	6,16	25,01	4.488,8	3.602,2	886,7
	45		15,90	15,27		2.198,6	2.290,2
80	36	50,27	10,18	40,09	7.238,2	5.772,5	1.465,7
	56		24,63	25,64		3.691,5	3.546,7
100	45	78,54	15,90	62,64	11.309,8	9.019,5	2.290,2
	70		38,48	40,06		5.768,0	5.541,8
125	56	122,72	24,63	98,09	17.671,5	14.124,8	3.546,7
	90		63,62	59,10		8.510,6	9.160,9
160	70	201,06	38,48	162,58	28.953,0	23.411,2	5.541,8
	110		95,03	106,03		15.268,2	13.684,8
200	90	314,16	63,62	250,54	45.239,0	36.078,1	9.160,9
	140		153,94	160,22		23.071,9	22.167,1

SERIE IHEISO6020/160bar (presión mínima de trabajo)

La fuerza a realizar por los actuadores hidráulicos en procesos de conformado de laminas tienen carreras cortas, ya que si el actuador es muy largo el vástago sufrirá de pandeo.

El espesor máximo a cortar es el de $\frac{1}{4}$ pulg 0.635 mm, los parámetros del troquel los da la fuerza de corte y los espesores de los materiales a procesar y si se desea troquelar como opción útil con un solo golpe el recorrido debe ser corto; este tipo de sistemas con carreras largas consumen mucho más tiempo de trabajo y potencia por todo el desplazamiento que tienen que realizar con un consumo mas alto necesitando una bomba con una capacidad de mas galones por minuto y con una potencia y consumo alto. la altura del troquel da la opción de ajustar la mesa y de obtener un desplazamiento necesario para procesar el material ya que con un desplazamiento de pocos cm es lo suficiente para permitir el paso del material y lograr el proceso con una carrera pequeña y a una velocidad promedio de 1pulg /seg.

7.9.3. LONGITUD DE CARRERA

La longitud de la carrera en cilindros neumáticos, hidráulicos y oleoneumaticos está regida por los estándares de la gama del fabricante; es decir, determinados diámetros de cilindros pueden producirse como elementos en serie para diferentes longitudes de carrera. Naturalmente todas las longitudes intermedias también se fabrican bajo pedido para evitar el pandeo del actuador se recomienda utilizar una longitud de carrera moderada.

Longitud de carrera=el parámetro de selección del actuador hidráulico da como característica de la marca para cilindros de diámetro 125mm con una carrera de 100mm. Ya que el espesor más amplio de los materiales a procesar es de 6.35mm solo se requiere de una carrera de trabajo baja para permitir el paso del material a troquelar siendo del orden de 1 cm, ya que se necesitará de un desplazamiento amplio, se afectaría la velocidad y el consumo de energía, este actuador va a su vez conectado al herramental de la matriz, siendo lo suficientemente amplia para las laminas a troquelar.

7.9.4. VELOCIDAD DEL ÉMBOLO

La velocidad del émbolo en cilindros depende de la fuerza opuesta de la presión del aire, de la longitud de la tubería, de la sección entre los elementos de mando y trabajo y del caudal que circula por el elemento demandado. Además, influye en la velocidad la amortiguación final de carrera.

Cuando el émbolo abandona la zona de amortiguación, el fluido entra por una válvula anti retorno y de estrangulación y produce la salida del actuador. La velocidad del actuador hidráulico con una carrera corta ofrece una velocidad para cilindros estándar 1 pulgada/seg.

La velocidad del émbolo puede regularse con válvulas especiales. Las válvulas de estrangulación, anti retorno y de estrangulación, y las de escape rápido

proporcionan velocidades mayores o menores según las necesidades.

7.9.5. CONSUMO DE AIRE

Si en vez de una bomba hidráulica se utilizara un multiplicador hidroneumático de aire-aceite la presión del sistema hidroneumático se puede disponer de aire conociendo el gasto de energía y de esta manera calcular el consumo de la instalación. Además es necesario para calcular la potencia del compresor al que se debe acoplar la máquina. El consumo de aire se especificará para la parte de aire del sistema hidroneumático.

consumo aire = relacion compresion $\times$ superficie embolo $\times$ carrera

$$\text{Relacion de compresion} = \frac{101.3 + \text{Presion trabajo}}{101.3} \text{ Kpa}$$

$$\text{Relacion de compresion} = \frac{101.3 + 8\text{bar}}{101.3} = 800 \text{ Kpa}$$

consumo de aire = 30l

consumo del multiplicador de presion

El consumo de aire esta en un promedio para este tipo de instrumentos en 30l, lo cual es bajo, por lo que se adecúan los mismos componentes seleccionados en la máquina y se asegura un correcto funcionamiento.

Para el funcionamiento correcto de los elementos neumáticos debe garantizarse un caudal suficiente y una presión determinada de aire, y para ello se utilizan compresores los cuales mueven caudales desde unos pocos [NI/min] hasta más de 50.000 [Nm³/min], el rango de presiones generales de trabajo en neumática está entre 3 y 15 (bares), para los cálculos del sistema oleoneumático la presión de trabajo que se asume es de 8 bares y se pueden utilizar los compresores de émbolo y rotativos ya que son los más comerciales.

Los parámetros de escogencia son que la capacidad mínima de presión sea de 8 bares y con un caudal de aire amplio; teniendo en cuenta el consumo total de todos los equipos, sobredimensionándolo entre 10 y 30 % por pérdidas por fugas y la presión final no debe exceder mucho la más alta necesaria.

El dimensionamiento de las redes de aire comprimido puede ser efectuado de varios modos. Se determina un cálculo en el que se fija una pérdida de presión total de la instalación del sistema de aire comprimido de 4%.

consumo de aire = 30 l consumo del multiplicador de presión

30 l × 20 ciclos (la frecuencia del sistema medida entre el ingreso del material y el proceso de troquelado)

$$Q = 600 \frac{l}{\min} = 0.6 \frac{m^3}{\min}$$

como el consumo se duplica por que hay 2 actuadores

$$Q = 600 \frac{l}{\min} \times 2 = 1200 \frac{l}{\min}$$

Para determinar este parámetro se muestra una tabla que resume los caudales de los compresores a 8 bares, en función a su potencia con un caudal de 1200 l/min

FIGURA 53. Gráfica que determina el consumo de aire

KW	HP	NI/min (Normal litros por minutos)
1,5	1	230
3	2	460
4	3	650
5,5	4	900
7,5	6	1.200
11	8	1.750
12,5	9	2.000
15	11	2.500
18	13	3.000
22	16	3.500
29	22	4.500
37	28	6.000
45	34	7.000
55	41	8.500
74	55	12.000
92	69	15.000
110	82	18.000
132	98	21.000
170	127	26.000
200	149	31.000

Portata Flow Rate			Distanza fra compressore e utilizzo più lontano Distance between compressor and the most distant using point.											
			25m 82ft	50m 164ft	100m 328ft	150m 492ft	200m 656ft	300m 984ft	400m 1312ft	500m 1640ft	1000m 3280ft	1500m 4921ft	2000m 6562ft	
Nl/min	Nm3/h	cm												
230	14	8	20	20	20	20	20	20	20	20	20	25	25	
660	39	23	20	20	20	20	25	25	25	25	32	32	32	
900	54	32	20	20	20	25	25	25	32	32	32	40	40	
1200	72	42	20	20	25	25	25	32	32	32	40	40	40	
1750	105	62	20	25	25	32	32	32	40	40	40	50	50	
2000	120	71	25	25	32	32	32	40	40	40	50	50	50	
2500	150	88	25	25	32	32	40	40	40	40	50	50	63	
3000	180	106	25	32	32	40	40	40	50	50	50	63	63	
3500	210	124	25	32	40	40	40	50	50	50	63	63	63	
4500	270	159	32	32	40	40	50	50	50	50	63	63	63	
6000	360	212	32	40	50	50	50	63	63	63	63	63*	63*	
7000	420	247	40	40	50	50	50	63	63	63	63*	63*	63*	
8500	510	300	40	40	50	63	63	63	63	63	63*	63*	63*	
12000	720	424	40	50	63	63	63	63	63*	63*	63*	63*	63*	
15000	900	530	50	50	63	63	63	63*	63*	63*	63*	63*	63*	
18000	1080	636	50	63	63	63*	63*	63*	63*	63*	63*	63*	63*	
21000	1260	742	50	63	63	63*	63*	63*	63*	63*	63*	63*	63*	
26000	1560	918	63	63	63*	63*	63*	63*	63*	63*	63*	63*	63*	
31000	1860	1095	63	63	63*	63*	63*	63*	63*	63*	63*	63*	63*	

* La perdita di carico è superiore al 4% / * Pressure drop is higher than 4%

* La perdita di carico è superiore al 4% / * Pressure drop is higher than 4%

Están previstas derivaciones de Ø20, Ø25, Ø32. El caudal de cada derivación es de: 1200 NI/min para Ø20

Potencia del compresor: por tabla es de 11Kw (caudal de 1200 NI/min - ver en la tabla " Caudal aproximado de compresores a 8 bar. ").

Distancia entre compresor y punto de utilización más lejano: 300 m

7.9.6. ALTERNATIVAS CIRCUITO DE MANDO ELÉCTRICO DE LA PRENSA

A la hora de valorar qué alternativa elegir para cada uno de los elementos necesarios para el funcionamiento de la unidad oleoneumática se han tomado las siguientes consideraciones:

- Cumplan las especificaciones
- El elemento seleccionado será estándar, para evitar soluciones especiales con el objeto de facilitar las tareas y mantenimiento del mismo.
- Algunos elementos serán seleccionados a partir de elementos ya existentes y que son utilizados en aplicaciones de automatización industrial.
- Opción más económica.

A partir de las necesidades se realiza el estudio de los elementos más importantes y necesarios para el control de la prensa hidroneumática

7.9.6.1. ALTERNATIVAS

1. Método electroneumático
2. Método intuitivo

7.9.6.2. EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS DE LA UNIDAD OLEONEUMÁTICA

1. Alternativa de solución del método electroneumático

Para realizar el control de elementos se hace mediante elementos electrónicos fusionados con la parte neumática que es la que controla la unidad oleoneumática, posteriormente podemos ver a las figuras siguientes los esquemas neumático y eléctrico que se utilizarán por automatizar la prensa diseñada.

Figura 54. Circuito método electroneumático

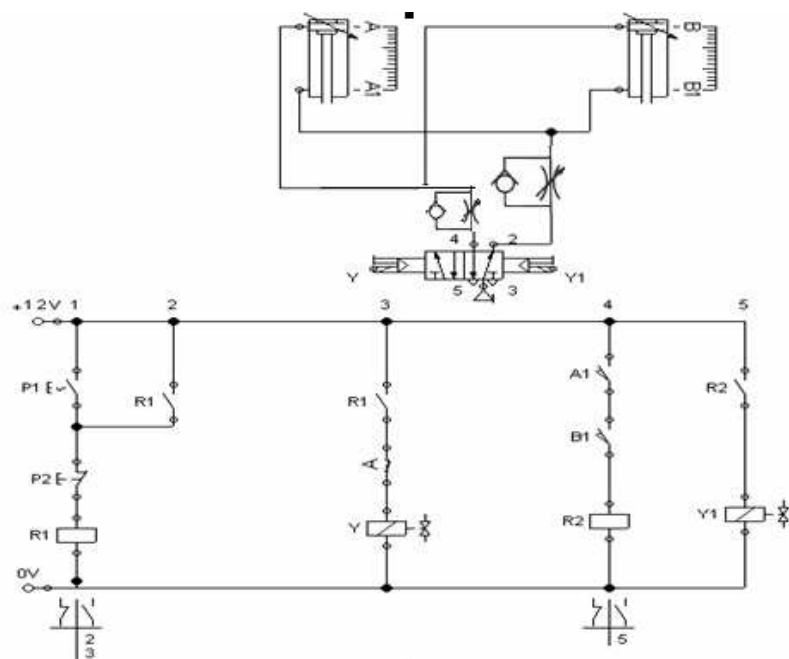


Tabla 24. Elementos necesarios por el método electroneumático

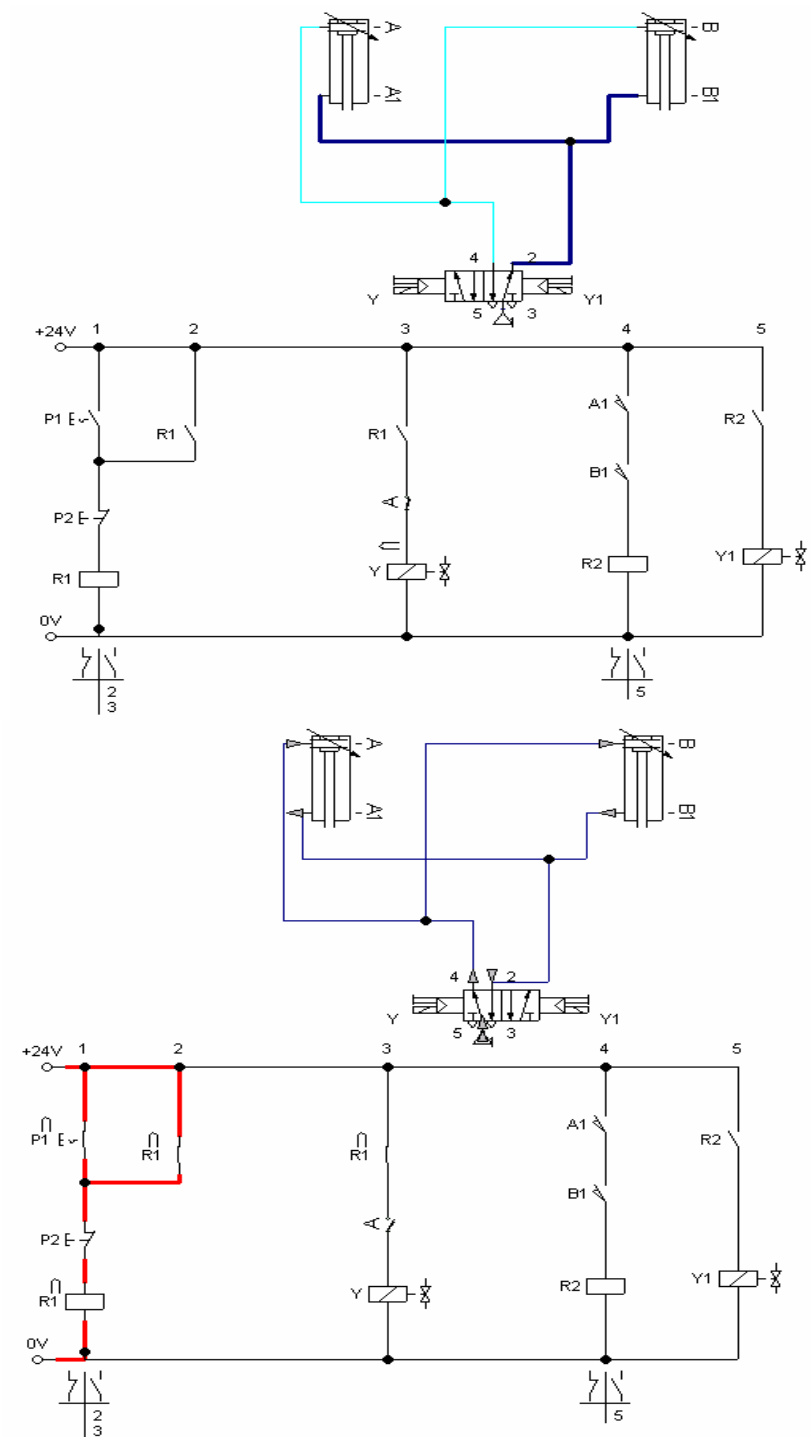
Marca	Denominación del componente
	Cilindro doble efecto
	Cilindro doble efecto
	Fuente de tensión (24V)
	Fuente de tensión (0V)
R1	Relé
P1	Interruptor (Obturador)
A	Contacto normalmente abierto (Ladder)
R1	Obturador
Y	Solenoides de válvula
	Válvula de impulsos solenoide direccional quintuple de 2 vías
	Fuente de aire comprimido
R1	Obturador
A1	Obturador
B1	Obturador
Y1	Solenoides de válvula
R2	Relé
R2	Obturador
P2	Pulsador (Franqueador)

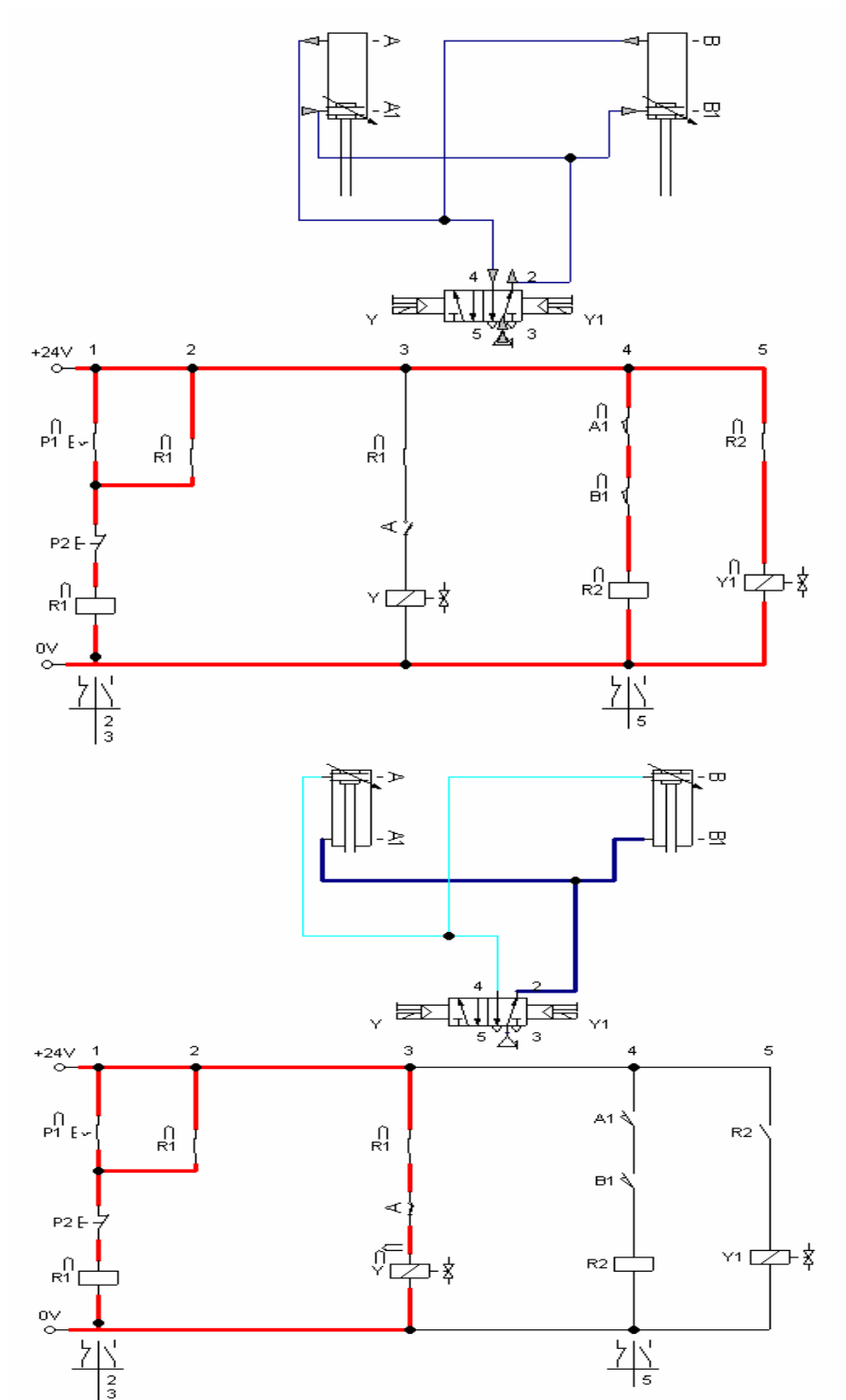
El funcionamiento del circuito eléctrico de la prensa. Comienza cuando un operario apriete el pulsador P1 pasará la corriente eléctrica por el tramo 1. Entonces se activará el relé R1 y se activará la máquina. Cuando se active el primer relé R1 del segundo tramo se cerrará automáticamente, entonces pasará corriente por ésta. Entonces se activará el microinterruptor o fin de carrera A y B. También se activará la bobina y la electro válvula 5/2 cambiará de posición.

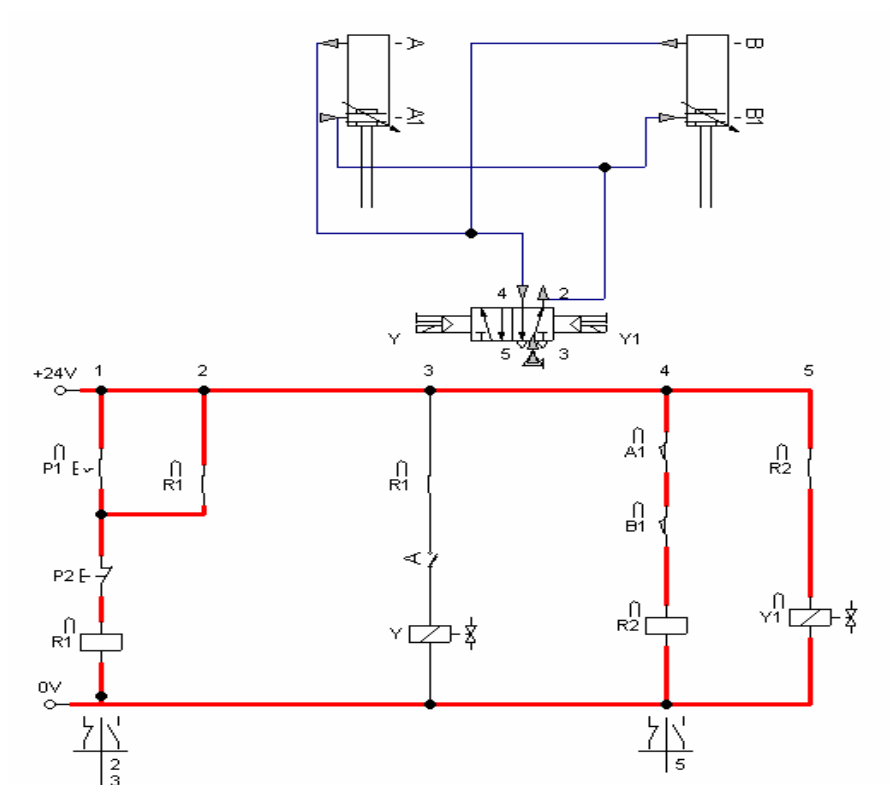
En este momento el aire empezará a introducirse en la parte superior de los cilindros, y los émbolos se desplazarán hacia abajo. Cuando los cilindros lleguen al final del recorrido activará el fin de carrera A1 y B1, entonces pasará corriente por el tramo 3 activando la bobina Y1 y la electro válvula 5/2 volverá a cambiar la posición. El aire empezará a introducirse en la zona inferior de los cilindros y los émbolos se empezarán a desplazar hacia arriba. La máquina habrá prensado la lámina y volverá hacia la posición inicial.

La corriente eléctrica seguirá su recorrido por la rama 3 y llegará al relé R2. Entonces el contacto de la rama 4 se cerrará. Los émbolos de los cilindros irán hacia arriba mientras se alimenta la prensa y continúa la entrada del material para una nueva prensada y cuando los émbolos lleguen a la parte superior se volverá a activar el interruptor A Y B o fin de carrera y así el ciclo se volverá a iniciar otra vez.

Figura 55. Descripción del funcionamiento del circuito electroneumático







2. Alternativa de Solución del circuito oleoneumático por el método intuitivo.

Figura 56. Solución de la prensa por el método intuitivo

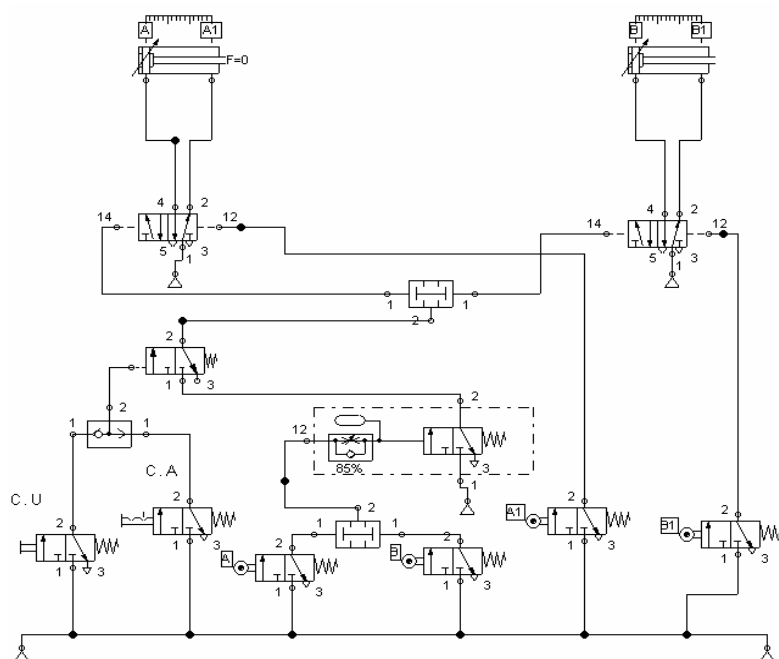
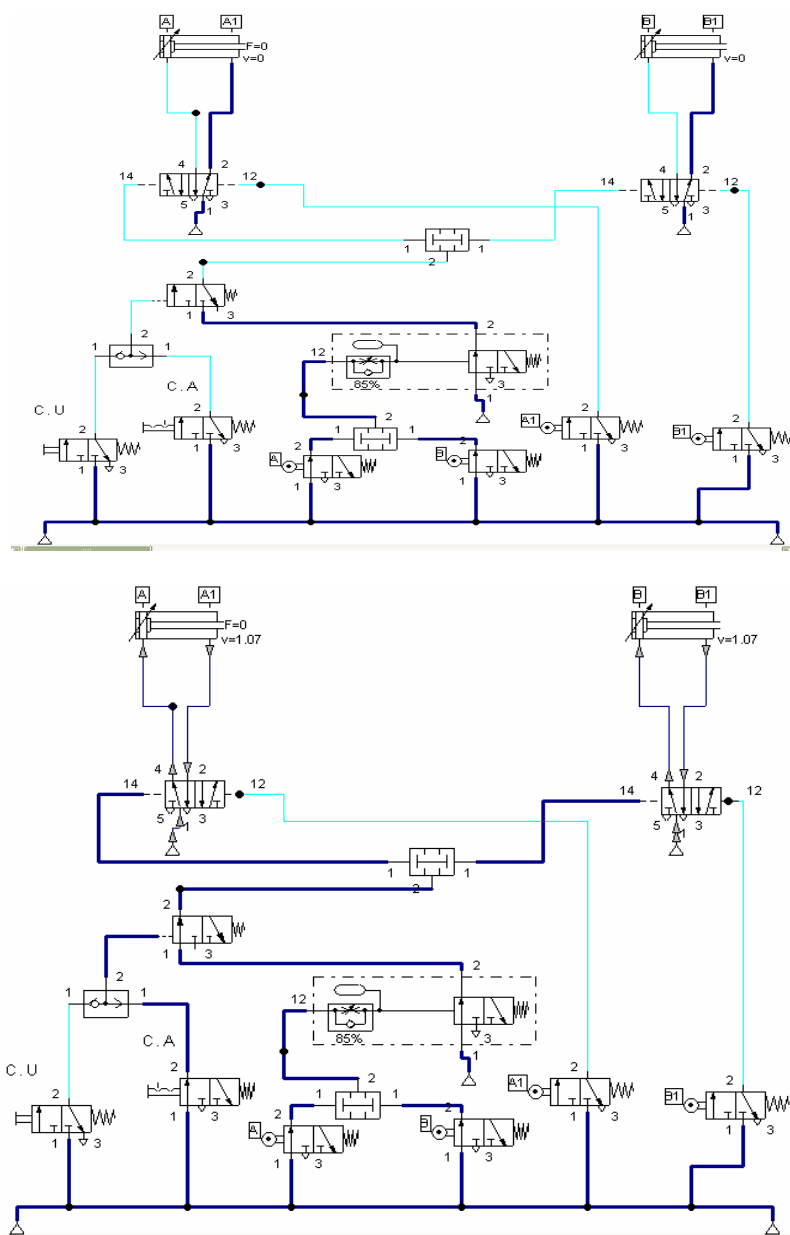


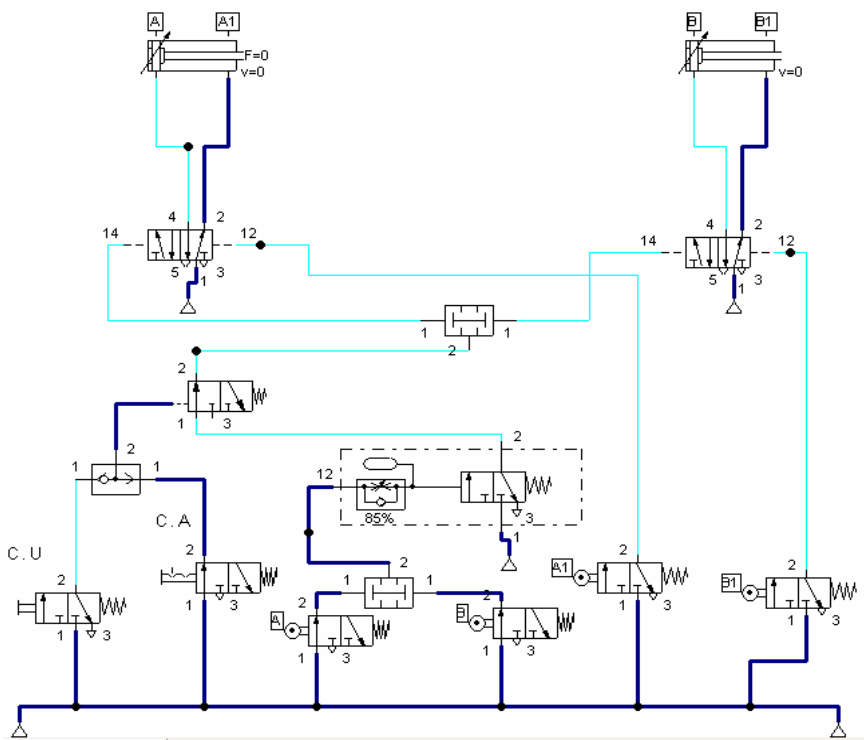
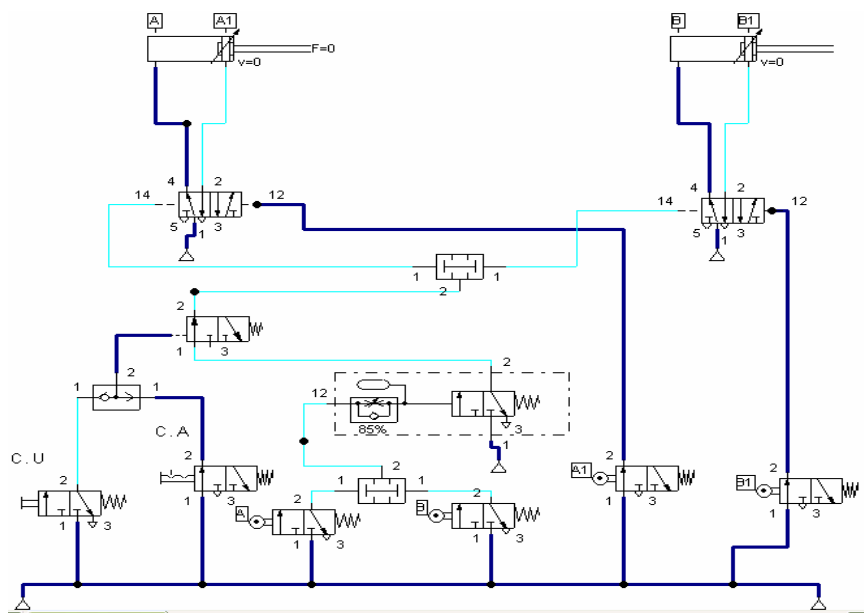
Tabla 25. Materiales necesarios por el método intuitivo

Marca	Denominación del componente
	Cilindro doble efecto
	Cilindro doble efecto
	Válvula de impulsos neumático
	Fuente de aire comprimido
	Válvula de impulsos neumático
	Válvula de simultaneidad
	Fuente de aire comprimido
	Válvula direccional triple de 2 vías con palanca de rodillo, normalmente cerrada
	Válvula direccional triple de 2 vías con palanca de rodillo, normalmente cerrada
	Fuente de aire comprimido
	Válvula direccional triple de 2 vías con palanca de rodillo, normalmente cerrada
	Válvula direccional triple de 2 vías con palanca de rodillo, normalmente cerrada
	Válvula de simultaneidad
	Válvula de deceleración, normalmente cerrada
	Fuente de aire comprimido
	Válvula direccional triple de 2 vías con pulsador de presión, normalmente cerrada
	Válvula direccional triple de 2 vías con interruptor de selección o de percusión, normalmente cerrada
	Fuente de aire comprimido
	Válvula selectora
	Válvula de 3/n vías

A continuación se representa una secuencia simplificada de las posiciones que adopta las válvulas en las diferentes etapas del movimiento de los ciclos de los actuadores para la prensa.

Figura 57. Descripción del funcionamiento del circuito por el método intuitivo



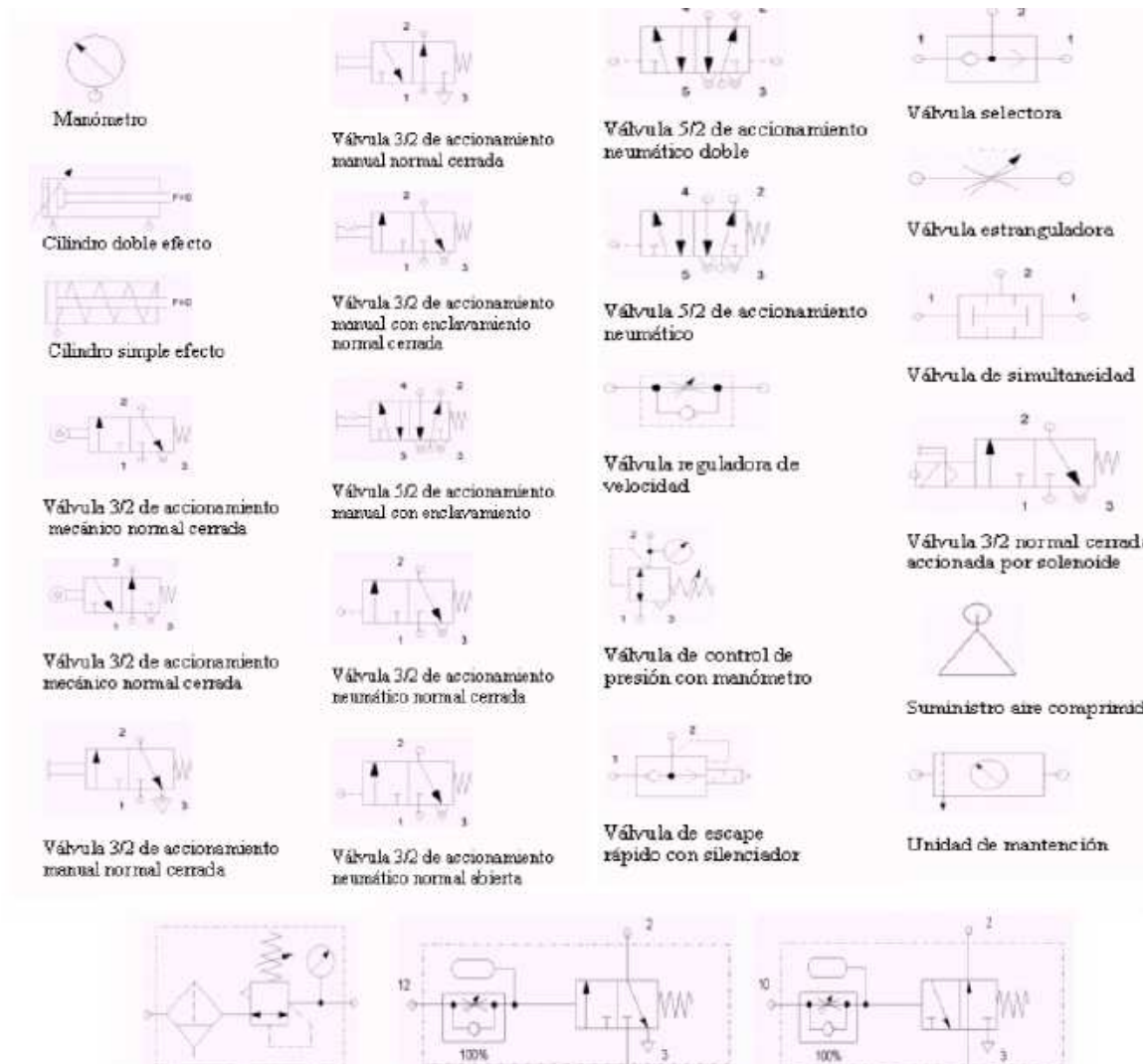


Decisión

Una vez evaluadas las diferentes alternativas, se considera como la más adecuada la opción del circuito electroneumático por economía y por tener garantizada la buena alineación de los elementos que se fijan a ella al estar automatizada.

Alternativa escogida de la unidad oleoneumática=circuito electroneumático

Figura 58. Simbología de principales componentes neumáticos.



www.festo.com

7.10. MANIOBRA Y CONTROL

Existen dos formas distintas de funcionamiento de la máquina, funcionamiento manual y funcionamiento semiautomático. Para pasar de uno a otro utilizamos el mando presente en los controles. El funcionamiento normal de la máquina-herramienta es automático controlado por un micro controlador situado en el armario eléctrico de la estación.

El funcionamiento es el siguiente: cuando una pieza entra en el troquel y da contra el dispositivo de retención o fijación del paso de la lámina, el sensor verifica que el material este colocado precisamente en su posición si está bien situado el tope hace que se detenga para realizar la verificación de la pieza. Cuando realiza la verificación llegado a la posición de trabajo baja el cabezal superior del troquel y cortara la pieza, mientras el material entra al troquel los actuadores vuelven a su posición inicial hasta que se ubica la tira de material de nuevo en la guía y la matriz para ser procesado de nuevo.

También se puede controlar el funcionamiento por medio de la estación como se ha dicho de forma manual. Esto es, mediante un mando que se conecta en la parte inferior de la botonera activamos las señales que se desean. Por ejemplo si queremos que solo un cilindro descienda activamos la señal que activa la electro-válvula que controla la entrada de presión en el descenso del cilindro y desactivamos la electro-válvula de entrada de aire de ascenso del cilindro o si queremos que actúen los dos actuadores se activaran para lograr un troquel unitario y de mayor fuerza a ejercer.

También con la botonera realizamos otros controles, como la parada de emergencia y la puesta en marcha de la estación, el display también presente en la botonera, es decir, dejar todas las señales en las condiciones iniciales de la estación.

7.10.1. SEGURIDAD DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA

Como ya se ha dicho anteriormente el funcionamiento normal de la máquina es Semiautomático, con lo que es necesaria la manipulación del material. La máquina será cerrada, con dos aberturas mínimas para permitir el paso de las láminas. Para acceder a los actuadores que se encuentran cubiertos por la carcasa, se debe desmontar una de las placas, de manera que existe una total seguridad en la operación. Al cabezal superior se puede acceder mediante una puerta colocada en el frontal de la máquina para poder manipular la pieza en caso de un funcionamiento incorrecto de alguna parte de la estación.

También existe un pulsador de emergencia colocado en el frontal de la estación, en la botonera, por si fuera necesario interrumpir el funcionamiento de la máquina. Cuando la máquina se para y simplemente se corta la alimentación de la estación se corta también la alimentación de aire, de manera que si no se colocase nada los dos cilindros descenderían bruscamente a causa del peso propio de cada mecanismo. Para solucionar esto en las entradas de aire que hacen ascender los

cilindros (en ambos casos las entradas de aire que se encuentran en la parte inferior de los cilindros) se colocan unos racores controlados, llamados también paracaídas. Estos racores controlan la entrada y salida de aire, permitiendo que el paso de aire mantenga la presión y en caso de emergencia los dos mecanismos no caigan bruscamente, pudiendo causar algún daño.

7.10.2. SELECCIÓN DEL SENSOR

Los sensores son utilizados en una amplia gama de procesos, estos son utilizados para censar presión, temperatura, de fuerza, proximidad, etc.

La elección de un sensor no se puede hacer sin considerar el tipo de salida que el sistema debe producir después de acondicionar la señal; por ello, es necesaria una integración apta entre el sensor y acondicionador de señal⁴¹.

El sistema intercambiable del herramental de la prensa (matriz y punzón) permite realizar otras operaciones de conformado de láminas además de el corte de materia siendo este el mas critico entre los procesos de láminas. Con esta posibilidad de realizar varios procesos se hace necesario un instrumento de control con el cual se mida la presión ejercida sobre el material a procesar utilizando un dispositivo electrónico donde se pueda visualizar la presión ejercida en la pieza, ya que para procesos como doblado, repujado o embutido lo que se busca es no sobrepasar el límite de ruptura y solo lograr una deformación geométrica de la pieza y de esta manera poder calibrar la prensa para un material determinado con unos coeficientes de ruptura y elasticidad previamente establecidos. Este elemento se adecuaría a la matriz ya que las matrices para esos procesos son diferentes en su forma que una matriz de corte.

Sensores de presión: la presión es una fuerza por unidad de superficie y puede medirse en valores absolutos o diferenciales. El campo de aplicación de los medidores de presión es amplio y abarca desde valores muy bajos (vacío) hasta presiones de miles de bar. Los instrumentos de presión se clasifican en cuatro grupos: mecánicos, neumáticos, electromecánicos y electrónicos⁴².

Sensores de fuerza: Un método para medir fuerza consiste en medir el efecto de la fuerza sobre un elemento elástico, denominado celda de carga, otro medio para medir fuerza es por medio de un transductor⁴³.

TABLA 26. Características de celdas de carga y transductores de fuerza.

⁴¹ ⁴¹ BOLTON, W. MECATRONICA, Sistemas de control electrónico en ingeniería mecánica y eléctrica, segunda edicion, Alfaomega 2001

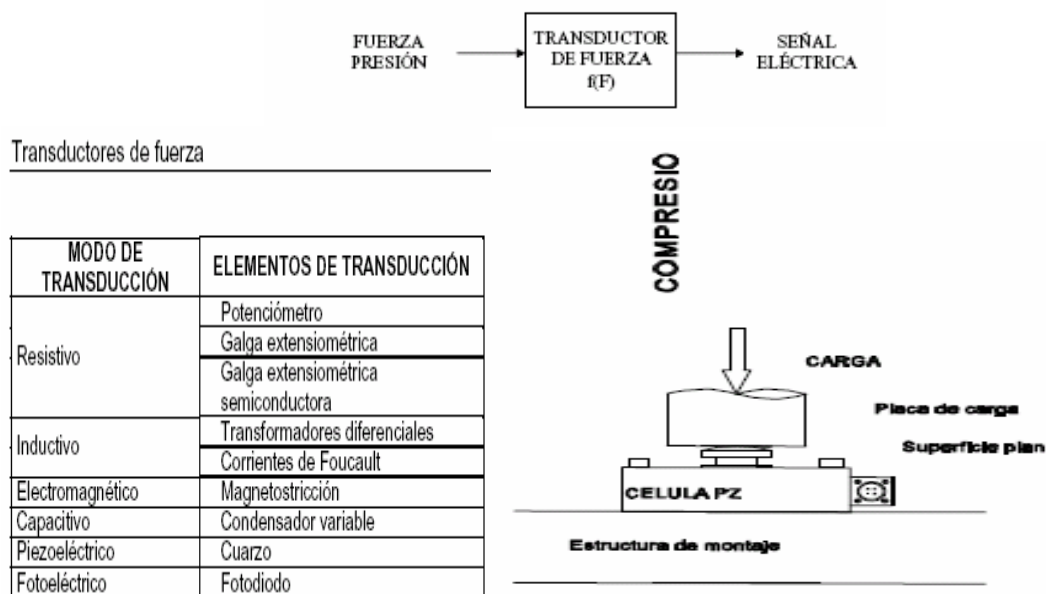
⁴² PEREZ, Miguel A. Instrumentación electrónica. Thomson editores, España 2004

⁴³ BOLTON, W. Instrumentación y control industrial. Ediciones paraninfo, 1996

CELDA DE CARGA	TRANSDUCTOR DE FUERZA
En las celdas de carga eléctricas, el efecto es una deformación o desplazamiento. En las celdas de cargas hidráulicas y neumáticas, el efecto es un aumento de la presión de un líquido o gas, respectivamente. Al aplicar un esfuerzo mecánico a un elemento elástico inmóvil, este se deforma hasta que las tensiones generadas por la deformación igualan las debidas al esfuerzo aplicado. El resultado es un cambio en las dimensiones del elemento, que si tiene una forma apropiada puede ser proporcional al esfuerzo mecánico. Típicamente, se utilizan para fuerzas del rango de 500N 6000kN	Un transductor se basa en el empleo de deformímetros de resistencia eléctrica para monitorear la deformación de cierto elemento cuando éste se estira, comprime o dobla por la aplicación de una fuerza. Éste transductor se conoce como indicador de presiones. Al aplicar fuerzas para comprimir el cilindro, los deformímetros producen un cambio de resistencia, la cual es la medida de la deformación y, por tanto, de las fuerzas aplicadas. Por lo general, estos indicadores de presión se utilizan para fuerzas de hasta 10MN

BOLTON, W. Instrumentación y control industrial. Ediciones paraninfo, 1996

Figura 59. Característica del transductor de fuerza



El sensor a utilizar es un transductor de fuerza que utiliza el uso de galgas extensiométricas, en las que se pueden establecer una relación entre fuerza y deformación.

Tabla 27. Características del Transductor

Transductor de fuerza	rango	Salida a la carga nominal	CARACTERÍSTICAS	VENTAJAS	LIMITACIONES
	-20 kN a 1000 kN	2 mV/V ($\pm$ 0.5%)	- El margen de medidas puede ser a (Compresión o tensión). - El campo de temperaturas de funcionamiento (expresadas en °C) o sea el margen de temperaturas dentro del cual los datos de Medición satisfacen valores determinados.	-rigidez elevada que le permite disponer de una frecuencia propia de trabajo -carga de ruptura elevada -limite elástico alto que permite buen nivel de sensibilidad -tamaño pequeño y peso ligero -ausencia de partes móviles -fácil instalación y buena linealidad	-margen nominal de medida para el cual el valor de error no supera al nominal -margen de servicio -fuerza aplicada en la dirección de la medida

Fuente: datasheet

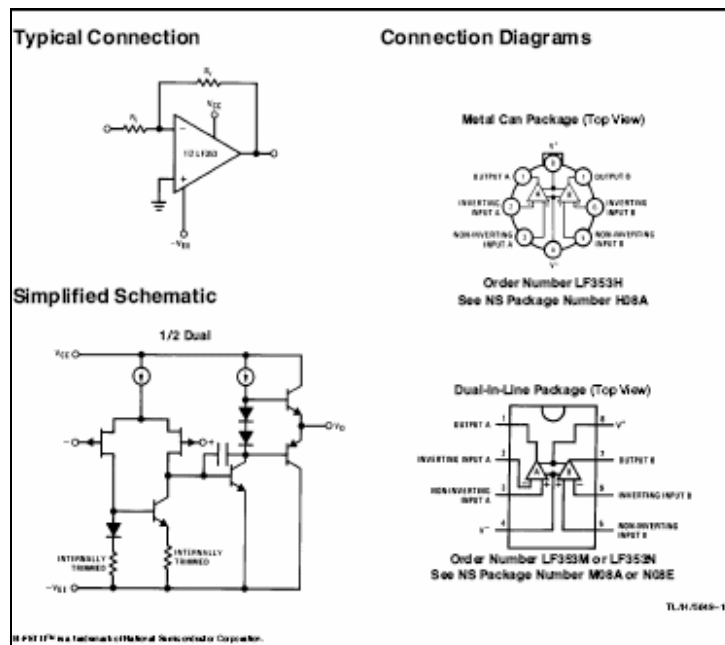
El sensor a utilizar que ofrece las mejores características debido a la gran fuerza a registrar, por la facilidad de adquisición y precio en el mercado, se conoce por medio del datasheet el valor de fuerza a registrar va de 20 a 1000 kN y el voltaje de salida esta entre un rango de 2 mv a 40mv (ver anexo 6).

Para poder trabajar con esta señal de voltaje e ingresarla al microcontrolador es necesario realizar una etapa de amplificación. Por lo cual se empleara el amplificador de instrumentación, es ideal para el uso en sistemas de adquisición de datos de precisión y ser utilizadas en el microcontrolador, otra de sus características es que tiene muy buen funcionamiento, además, de tener bajo costo y fácil de encontrar en el mercado.

7.10.3. ACONDICIONADORES DE SEÑAL EMPLEADOS CON LOS TRANSDUCTORES DE FUERZA

Para los transductores de fuerza que emplean galgas extensométricas del tipo resistivo (Celdas de carga), el sistema de interfase debe ser capaz de alimentar el transductor con un voltaje constante. Dado que el voltaje a la salida del transductor es pequeño, se amplifica a través de un amplificador de instrumentación, ya que este tipo de elemento presenta las mejores características para la medición, está diseñado con varios amplificadores operacionales (lf353). Ya que este tipo de amplificador compensa internamente el voltaje y las corrientes de prejuicio de entrada bajas.

Figura 60.Especificaciones del amplificador operacional lf353

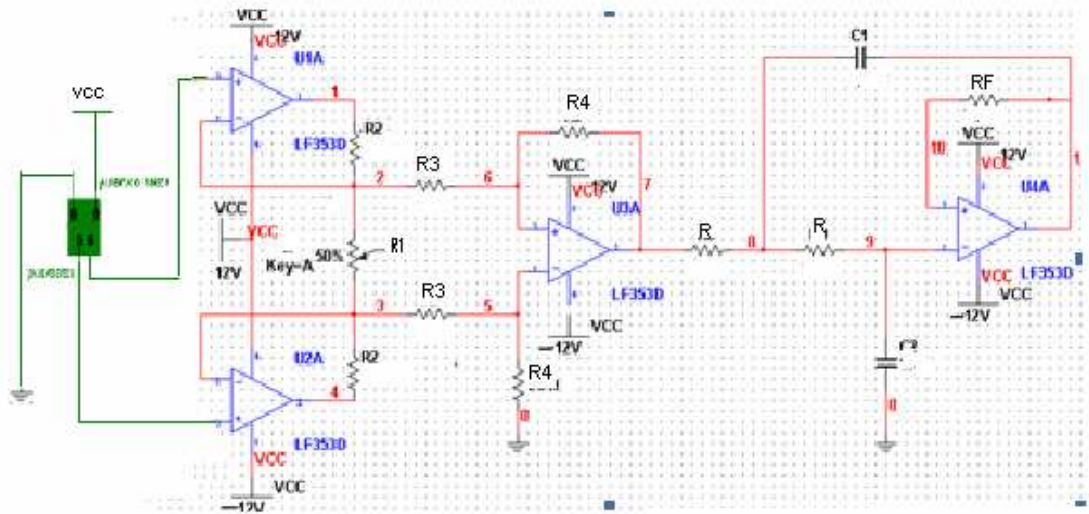


Fuente: datasheet lf353

Ante las exigencias de medida que imponen los sensores, se necesitan amplificadores específicos llamados de instrumentación con las siguientes características:

- **Ganancia:** seleccionable, estable, lineal (i.e. baja distorsión) y desde la entrada diferencial (v_1-v_2) a la salida se establece como una resistencia. La resistencia de entrada de ambas entradas es muy alta y no cambia al variar la ganancia.
- **Error:** despreciable debido a las corrientes y tensiones de offset
- **Impedancia de entrada:** alta
- **Impedancia de salida:** baja

Figura 61. Circuito etapa de amplificación y filtrado



En la etapa amplificadora A3 las cuatro resistencias son iguales $R1=R2=R3=R4$ y forman un amplificador diferencial con una ganancia unitaria, $R4$ puede hacerse variable para balancear el voltaje en modo común ($v1=v2$) y solo la resistencia R_G se utilizara para establecer la ganancia.

$$G_s = \frac{5v}{10mV} = 500$$

$$G = \left[\frac{R2}{R1} + 1 \right] \left(\frac{R4}{R3} \right)$$

$$\frac{R2}{R1} = 50$$

$$\frac{R4}{R3} = 10$$

$$R4 = 10K\Omega$$

$$R3 = 1K\Omega$$

$$R2 = 100K\Omega$$

$$R1 = 1K\Omega$$

$$R1 \text{ variable} = 1K\Omega$$

Es necesario que la señal de voltaje que ingresa al microcontrolador tenga la menor distorsión posible. Esta puede ser producida por la vibración al troquelar las láminas de material a procesar, por eso se utiliza un proceso de eliminación de cierta banda de frecuencia de una señal y permite que otras pasen, esto es conocido como filtro de señales.

El rango de frecuencia que pasa un filtro se conoce como banda de paso y el que no pasa como banda de supresión; la frontera entre lo que se suprime y lo que se pasa se conoce como frecuencia de corte. Los filtros son circuitos capaces de controlar las frecuencias permitiendo o no el paso de éstos dependiendo de su valor. Se llaman activos ya que constan de elementos pasivos como resistencias, condensadores y elementos activos como amplificadores operacionales y dependiendo del número de estos componentes usados se determinará el orden del filtro así como su respuesta y su calidad⁴⁴.

El filtro a utilizar es de tipo pasa bajos, ya que son filtros que dejan pasar todas las frecuencias desde 0Hz hasta la frecuencia de corte (f_c) y bloquea todas las frecuencias por encima de f_c .

Este circuito puede considerarse como un filtro pasa bajos, el amplificador se conecta para una ganancia unitaria en cd, se incluye la resistencia R_f para la desviación de cd, ya que el circuito del amplificador operacional es un seguidor de voltaje (amplificador con ganancia unitaria), La impedancia del condensador C_1 es grande para bajas frecuencias, entonces el voltaje de entrada pasa hacia el voltaje de salida con poca atenuación. Al revés, la impedancia del condensador es pequeña para frecuencias altas, así que las frecuencias altas son efectivamente bloqueadas en la salida (el voltaje a través de C_1 es igual al voltaje de salida V_o), haciendo que la señal de alta frecuencia es cortocircuitada a tierra por el condensador; pero la resistencia debe estar comprendido entre $1k\Omega$ y $100k\Omega$ con el fin de encontrar la respuesta optima del filtro. El amplificador que se utiliza es un amplificador no inversor cuya ganancia en voltaje viene dada por la siguiente fórmula:

$$AV = \frac{R_f}{R_1} + 1$$

Teniendo en cuenta estos factores se determina una frecuencia de corte lo suficientemente amplia para permitir el paso de la señal. Por lo cual se diseñara un filtro activo pasa bajo para una frecuencia de corte de $16Hz$ ⁴⁵.

⁴⁴ Bolton, w. mecatrónica, sistemas de control electrónico en ingeniería mecánica y eléctrica, segunda edición, alfaomega 2001

⁴⁵ Robert f. Coughlin, amplificadores operacionales y circuitos integrados lineales, quinta edición, pearson.cion

se asume un valor comercial de condensador de 470nf

$$f_c = 16\text{Hz}$$

$$C = 470\text{n f}$$

$$C2 = 2 \times C1 = 2 \times (470\text{n f}) = 940\text{n f} = 1\mu\text{f}$$

$$R = \frac{0.707}{W_c \times C}$$

$$R = \frac{0.707}{6.28 \times (16) \times (940\text{nf})} = 7.437\Omega = 6.8K\Omega$$

$$R = R1 = R2 = 100\Omega$$

$$RF = 2 \times R$$

$$RF = 2 \times 6.8K\Omega = 13.600\Omega = 12K\Omega(\text{valor comercial})$$

7.10.4. INDICADORES VISUALES

Los indicadores luminosos de estos visualizadores pueden ser focos de gas neon, focos incandescentes, diodos emisores de luz (leds) o visualizadores de cristal líquido (lcd)⁴⁶.

Los visualizadores de cristal líquido no producen luz por si mismos, pero reflejan o transmiten luz. El cristal líquido se encuentra entre dos placas de polímero, al aplicarse voltaje surge un proceso químico en el cual sobresalen en el visualizador de una forma oscura diferenciándose de la parte clara del indicador ya que éste último no tiene campo eléctrico.

Figura 62. Fotografía pantalla LCD



Fuente proporcionada por el autor

7.10.5. EL TECLADO MATRICIAL

⁴⁶ BOLTON, W. MECATRÓNICA, Sistemas de control electrónico en ingeniería mecánica y eléctrica, segunda edición, Alfaomega 2001

Es un dispositivo de entrada de datos, esta conformado por 16 teclas o pulsadores dispuestos en filas y columnas (matriz 4*4) y para reconocer estos datos es necesario un microcontrolador.

Figura 63. Fotografía teclado matricial



Fuente proporcionada por el autor

7.10.6. SISTEMA DE CONTROL

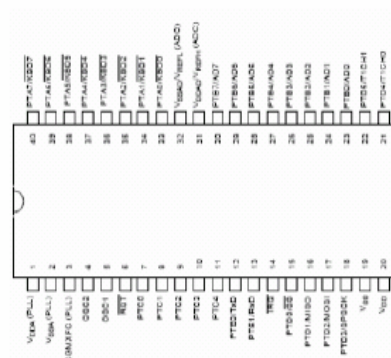
Para sistemas de control existen varias alternativas entre las cuales se encuentran los controladores tales como el microcontrolador Motorola, el PIC y el PLC. Siendo el PLC un controlador costoso, robusto que no se justifica utilizar en este proyecto.

Se elegido el microcontrolador Motorola MC68HC908GP32, ya que su lenguaje de programación es muy sencillo, es económico y además tiene otras características buenas, por ejemplo si se pone en corto y se calienta resiste mucho mas que otros dispositivos como un PIC. Se selecciona como alternativa de control de la máquina, con el fin de poder accionar las electroválvulas, también sirve para manejar una pantalla LCD utilizada para visualizar el sensor de presión y un menú de selección y este menú se elige por medio de un teclado matricial para programar la prensa en sus diferentes maneras de manipular como troquel unitario o progresivo, número de piezas a trabajar ;para ver la programación del control que se realizó en la prensa troqueladora (ver anexo 7) .

Figura 64.Características del micro controlador Motorola

Marca	MOTOROLA
Modelo	GP32
Tamaño de registros internos	8 Bit
Recurso conversor A/D	Lo maneja, con una resolución de 8 Bit.
Herramientas de programación	Tiene un lenguaje de programación, conocido como Microgrades (Entorno gráfico), Code Warrior (programado en C) y Win IDE.
	El lenguaje que se maneja para la programación del micro, fue code warrior ya que maneja una programación orientada a objetos es rápido y fácil de programar, lo que reduce los tiempos de diseño
Precio	\$ 20.000
Relación Señal/Ruido	Apto para trabajar ambientes industriales.
Velocidad Gama Media	32 M Hz.

Figura65. Diagrama microcontrolador Motorola



Fuente: www.freescale.com/files/microcontrollers/doc/data_sheet/MC68HC908GP32.pdf

Para hallar la fuente que entregue la suficiente energía, se calcula la potencia disipada por el sistema

Micro controlador: $V_{cc} = 5V$, $I_{max} = 150mA$, $P = 0,75W$

Opto acopladores: $V_{cc} = 5V$, $I_{max} = 25mA$, $P = 0,25W$, $R = 180\Omega$ (valor de resistencia por recomendación del fabricante)

Electroválvula: $V_{cc}=12V$, $I_{max}=458mA$, $P=5.5W$

L.C.D: $V_{cc}=5V$, $I_{max}=250mA$, $P=1.25W$

La máxima potencia que disipa el sistema es de 7.75 W, por esta razón se implemento una fuente de con un transformador de 240V a 12 V a 10A.

$I_{max} = 1A$

$$V_{max} = 12v \times \sqrt{2} - 1.4v = 15.57v$$

$$C1 = C6 = \frac{5v \times 1A}{60Hz \times 15.57v} = 5352\mu f$$

se conecta en paralelo 3300 μf con un 2200 μf

$$C7 = C2 = C3 = C8 = \frac{12v \times 1A}{60Hz \times 15.57v} = 1284\mu f$$

se conecta en paralelo 1000 μf con un 2200 μf

Figura 66. Diagrama de tarjeta electrónica

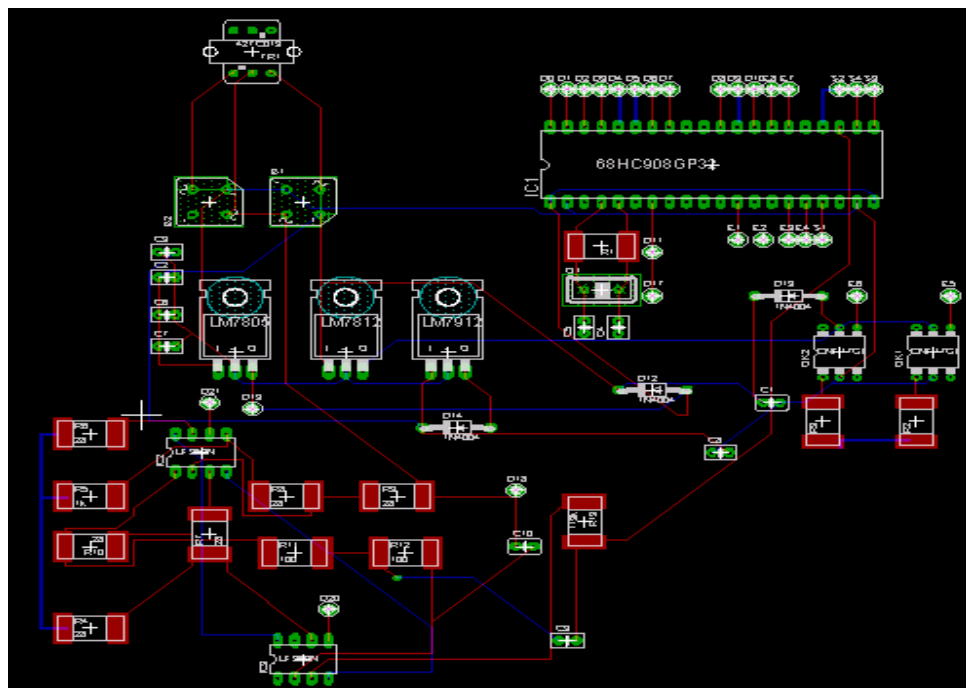
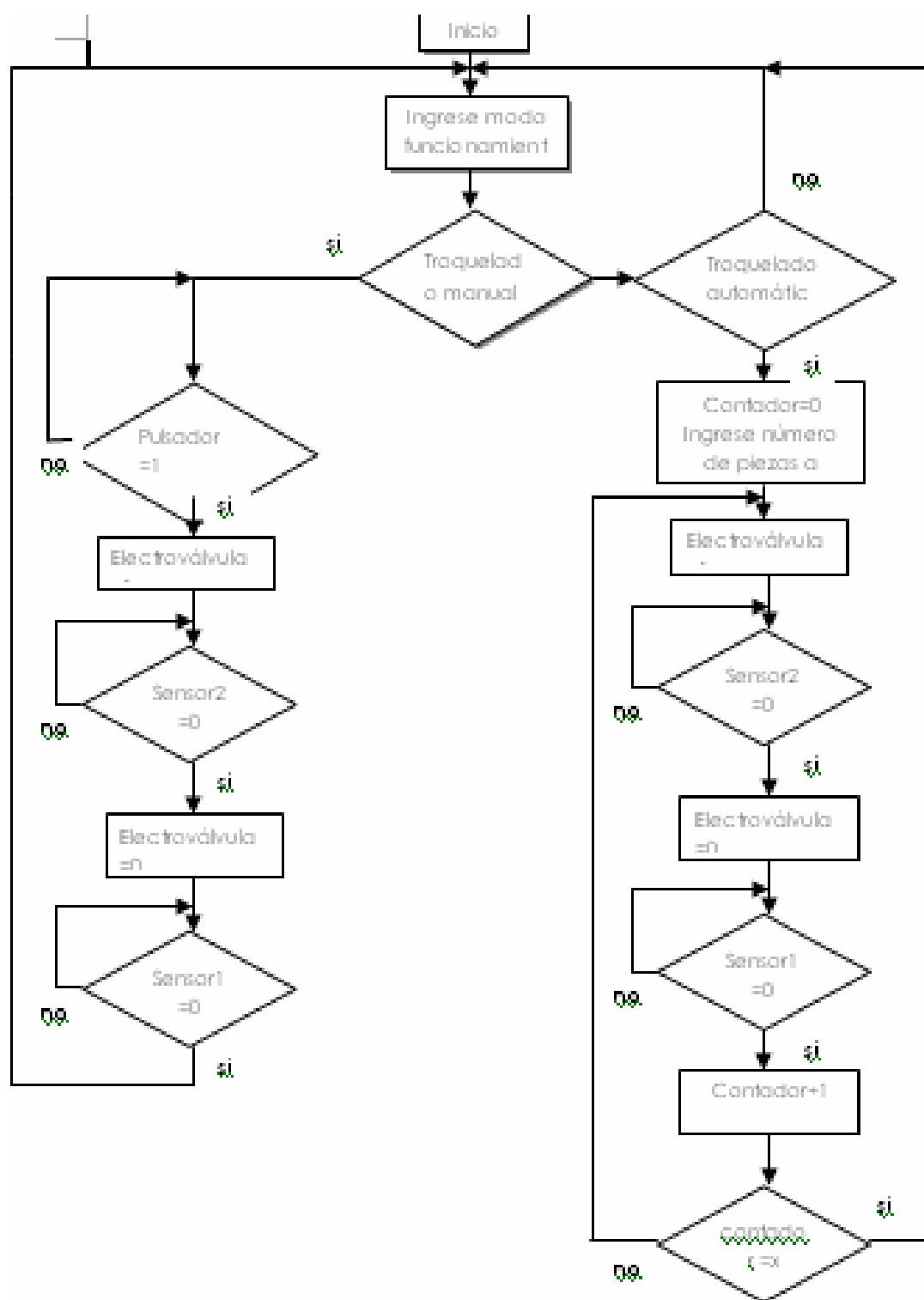


FIGURA 67. Diagrama esquemático





7.11. ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA

Este elemento es el que debe soportar los esfuerzos y el peso realizado por los mecanismos que hacen parte de la máquina, que ejercen la presión como actuadores oleoneumáticos, electrónica, armario eléctrico, protecciones de seguridad, etc. Por esta razón es necesario que sea sólida y con una gran estabilidad. Ya que debe soportar un peso, unas vibraciones y unos esfuerzos muy elevados y la función principal de la estructura es de tener una gran precisión ya que si alguno de sus elementos no se encuentra alineado el troquel sufrirá daños

7.11.1. ALTERNATIVAS DE ESTRUCTURA

- Aceros de construcción
- Aluminio

7.11.2. EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS DE ESTRUCTURA

- a) Aceros de construcción = este tipo de aceros agrupan los aceros al carbón, aceros micro aliados y los aceros de baja aleación, destinados a la fabricación de construcciones unidas por soldadura, tornillos. Las propiedades más relevantes de los aceros de construcción son el límite elástico, su precio es asequible, su facilidad para soldar, resistencia a la corrosión, la aptitud para la conformación en frío y las características del acabamiento superficial, tiene mayor límite elástico
- b) Aluminio = este material no tiene temperatura de transición: se puede usar para bajas temperaturas. Es ligero, aunque tres veces menos resistente que el acero. Por su estructura cristalina y tiene buenas características de deformación también es dúctil y flexible, Es resistente a la corrosión gracias a la oxidación natural que se da en su superficie que lo protege en su interior. Una desventaja que presenta es que para unirlo mediante soldadura directa o al bronce o estaño hay que tener precaución y los métodos de soldadura mencionados no se recomiendan para todas las aleaciones.

7.11.3. DECISIÓN

Para la creación de la estructura, se requiere un material que posea una ductilidad aceptable y buenas propiedades de tenacidad, buenas características para la soldadura. Por ello, y por la función a la que están destinados estos elementos, se considera que el material más adecuado es algún tipo de acero estructural, al carbono-manganeso. Estos aceros, empleados principalmente en el sector de la construcción y en construcciones mecánicas, tienen un nivel aceptable del límite elástico y una resistencia a la tracción, ya que en la que gran parte de la elección del material se relaciona con lo económico que sea el material y mantenimiento de la máquina, se decidió utilizar ACERO 1045 como estructura de la prensa ya que es un material que este tipo de acero tiene propiedades con buenas características a la tensión y compresión. Los elementos de acero pueden

unirse fácilmente, mediante soldadura, pernos o remaches. Se realiza un acabado superficial para toda la estructura para dar una mejor apariencia y evitar la corrosión.

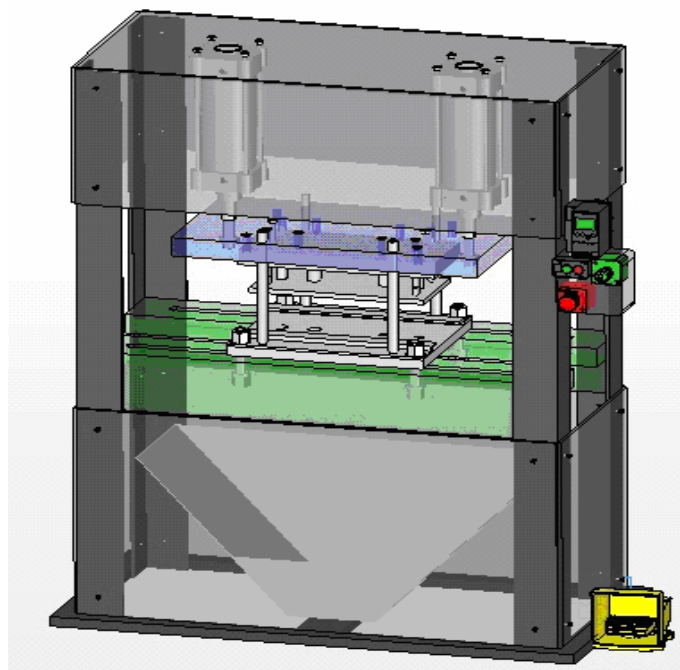
Tabla 28. Características del acero 1045

ACERO 1045

				PROPIEDADES MECÁNICAS					
GRADO	PERFILES USUALES	EQUIVALENCIAS APROXIMADAS EN OTRAS MARCAS	ANÁLISIS QUÍMICO	ESTADO DE SUMINISTRO	RESISTENCIA TRACCIÓN Kg./mm2	LÍMITE ELÁSTICO Kg./mm2	ALARGAMIENTO %	REDUCCIÓN DE ÁREA %	DUREZA BRINELL
1045		SAE/AISI: 1045	C: 0.43-0.50	LAMINADO EN CALIENTE	60	38	16	40	220/240
		DIN: CK-45	Mn: 0.60-0.90						
		IHA: F-114	P máx.: 0.040	CALIBRADO	65	54	10	35	250/280
		AFNOR: XC-45	S máx.: 0.050						
BOEHLER: H			Si: 0.20-0.35						
TRATAMIENTO TÉRMICO				CARACTERÍSTICAS DE EMPLEO Y APLICACIONES					
Tratamiento	Temperatura °C	Medio de Enfriamiento							
Forja	900/1100	Ceniza o Arena							
Temple	840/870	Agua							
Normalizado	870/900	Aire							
Recocido	670/710	Horno							
Revenido	450/600	Aire							

www.directiindustry.es.com

Figura 69. Estructura de la máquina



7.12. CÁLCULO DE ESTRUCTURA DE LA PRENSA TROQUELADORA

Es muy importante asegurar que las piezas de la máquina sean seguras para operar bajo condiciones apropiadas, esto se logra realizando un análisis de tensión de diseño que es el nivel de tensión que se permite para operaciones en forma razonable y segura. Al comparar la tensión real que se genera en una pieza con la tensión que proyectaría alguna falla que permite determinar un factor de seguridad o de diseño, N.

El factor de diseño es una medida de la seguridad relativa de un componente que soporta carga; por consiguiente, la tensión real a la que se somete el componente debe ser menor que la tensión de diseño.

El Factor de diseño debe establecerse en cualquier situación específica donde están regidas por estándares de diseño otorgados por organizaciones especiales como la American Society for Mechanical Engineers.

ESTRUCTURAS ESTÁTICAS O ELEMENTOS DE MÁQUINAS: materiales dúctiles con alto grado de confianza en el conocimiento de las propiedades del material magnitud de las cargas y grado en que resulta adecuado el análisis de tensión. UTILICE $N=2$.⁴⁷

Otro método para calcular el factor de seguridad por medio del método de pugsley que se determina por medio de la siguiente ecuación:

$$ns = nsx \times nsy$$

Donde:

Nsx =factor de seguridad que involucra características A, B Y C
Según la tabla se proporciona los valores de nsx

Tabla 29. Factor de seguridad A

⁴⁷ Robert. Norton .Diseño de elementos de máquinas. Prentice Mc Graw Hill

Característica*		B =				
		mb	b	r	p	
A = mb	C = {	mb	1.1	1.3	1.5	1.7
		b	1.2	1.45	1.7	1.95
		r	1.3	1.6	1.9	2.2
		p	1.4	1.75	2.1	2.45
A = b	C = {	mb	1.3	1.55	1.8	2.05
		b	1.45	1.75	2.05	2.35
		r	1.6	1.95	2.3	2.65
		p	1.75	2.15	2.55	2.95
A = r	C = {	mb	1.5	1.8	2.1	2.4
		b	1.7	2.05	2.4	2.75
		r	1.9	2.3	2.7	3.1
		p	2.1	2.55	3.0	3.45
A = p	C = {	mb	1.7	2.15	2.4	2.75
		b	1.95	2.35	2.75	3.15
		r	2.2	2.65	3.1	3.55
		p	2.45	2.95	3.45	3.95

* mb = muy bien, b = bien, r = regular y p = pobre.
A = calidad de los materiales, mano de obra, mantenimiento e inspección.
B = control sobre la carga aplicada a la parte.
C = exactitud del análisis de esfuerzos, de la información experimental o de la experiencia con partes similares.

Fuente: Bernard J Hamrock. Elementos de máquinas .Mc Graw Hill

En la tabla se muestran los valores para de nsy para condiciones de D y E

Tabla 30. Factor de seguridad B

Característica*		D =		
		ns	s	ms
E =	ns	1.0	1.2	1.4
	s	1.0	1.3	1.5
	ms	1.2	1.4	1.6

* ms = muy serio, s = serio y ns = no serio.
D = peligro para el personal.
E = impacto económico.

Fuente: Bernard J Hamrock. Elementos de máquinas. McGraw Hill

Donde

$$ns = nsx \times nsy$$

$$nsx = 1.55$$

$$nsy = 1.3$$

$$ns = 2.015$$

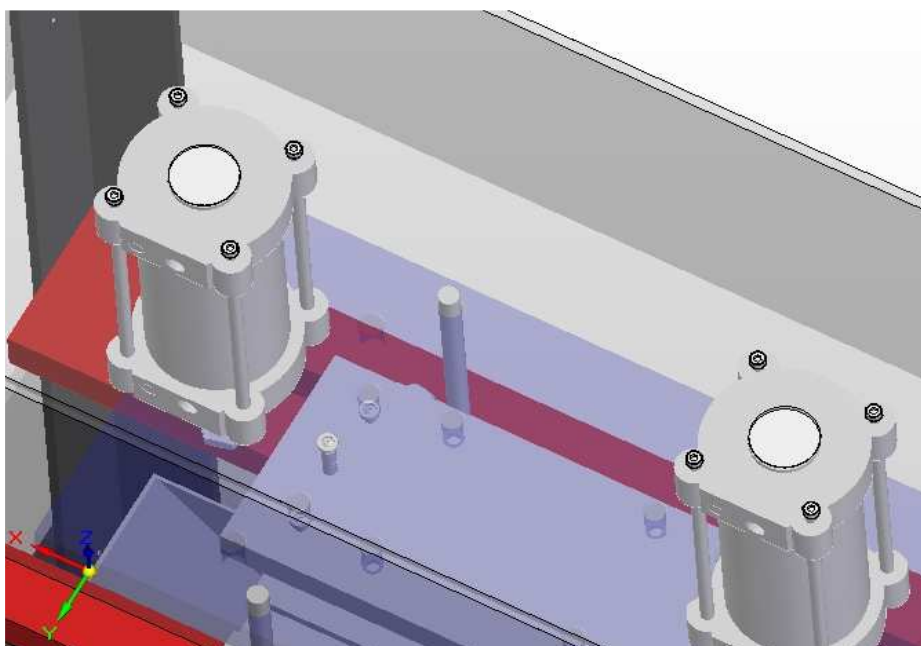
El factor de seguridad por este método es el mismo que está establecido por la American Society for Mechanical Engineers.

En la parte superior en la cual montamos la placa o base superior de los actuadores oleoneumaticos se hará por un por una lámina de acero 1045 para proporcionar una mejor rigidez estructural.

Material 1045 hr, sy =310 Mpa

Factor de diseño N=2

Figura 70. Placa superior



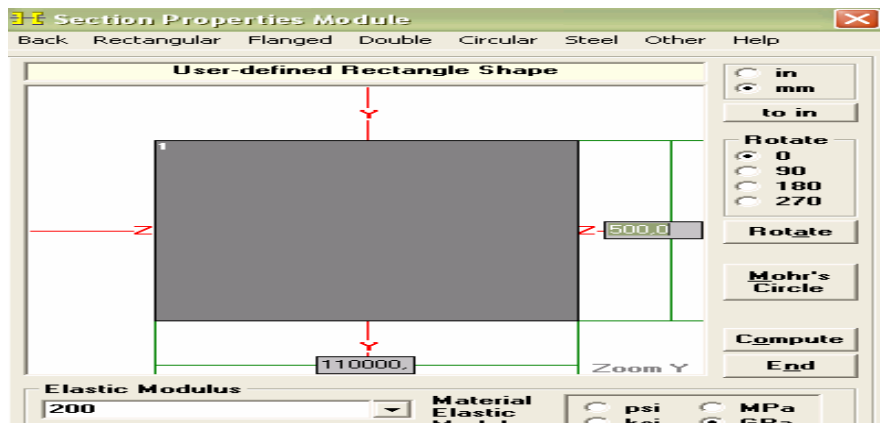
Donde

$L=1.10\text{m}$

$b=50\text{ cm}$

$t=3/4\text{ plug, (19.05mm)}$

Resultados obtenidos por el programa MD Solid para la estructura



Cross-Section Properties			
Z - Z Properties			
Elastic Modulus	E	200,0000	GPa
From bottom to centroid	Y bot	250.0000	mm
From centroid to top	Y top	250.0000	mm
Area of shape	A	55.0000E+06	mm ²
Moment of Inertia	Iz	1.1458E+12	mm ⁴
Section Modulus	Sz	4.5833E+09	mm ³
Section Modulus (bottom)	S bot	4.5833E+09	mm ³
Section Modulus (top)	S top	4.5833E+09	mm ³
Radius of Gyration	rz	144.3376	mm
Plastic Modulus	Zz	6.8750E+09	mm ³
Shape Factor		1.5000	
From bottom to plastic n.a.	Yp bot	250.0000	mm
From plastic n.a. to top	Yp top	250.0000	mm
Polar Moment of Inertia	J	554.594.7917E+11	mm ⁴
Product of Inertia	Iyz	0.0000	mm ⁴
Maximum Moment of Inertia	Imax	554.583.3333E+11	mm ⁴
Minimum Moment of Inertia	Imin	1.1458E+12	mm ⁴
Angle from z axis to Imax axis	B	90.0000	degrees
		Clockwise	

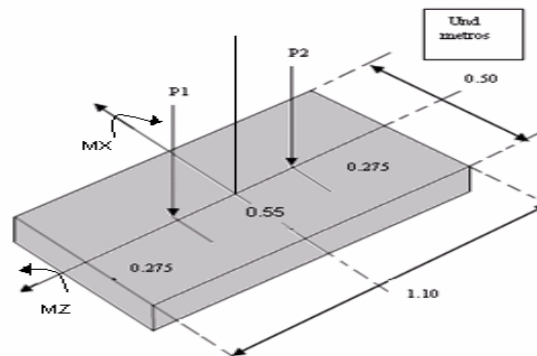
Las cargas se remplazan por un sistema equivalente de M_x , M_z representados a lo largo de los ejes centroidales principales de la sección que en este caso es la lámina superior q soporta los actuadores oleoneumaticos.

$$p_1, p_2 = \frac{\text{fuerza de corte mayor}}{2} = \frac{345872}{2} = 172936N$$

$$M_x = p_1, p_2 + d$$

$$M_x = 172936N \times 0.25m + 172936N \times 0.25m = 86468Nm$$

$$M_z = 172936N \times 0.825m + 172936N \times 0.275m = 185906Nm$$



Cálculos para hallar el esfuerzo en las esquinas de la placa superior, primero calculamos el área y los momentos centroidales de inercia de la sección transversal

$$A = B \times H$$

$$A = 1.10m \times 0.50m = 0.55m^2$$

$$I_x = \frac{1}{12} (1.10m)(0.50m)^3 = 0.0114m^2$$

$$I_z = \frac{1}{12} (0.50m)(1.10m)^3 = 0.055m^2$$

el esfuerzo debido a la carga total P uniforme a través de la sección

$$\sigma_0 = \frac{P}{A} = \frac{-345872N}{0.55m^2} = -628N/m^2$$

los esfuerzos debidos a los pares de flexión M_x y M_z se distribuye en toda la la min a ya que la fuerza y la distribución es simétrica

$$\sigma_1 = \frac{M_x Z_{\max}}{I_x} = \frac{86468Nm(0.25m)}{0.0114m^2} = 189622N/m^2 (\text{tracción})$$

$$\sigma_2 = \frac{M_z X_{\max}}{I_z} = \frac{185906Nm(0.825m)}{0.055m^2} + \frac{185906Nm(0.275m)}{0.055m^2} = 3718N/m^2 (\text{tracción})$$

los esfuerzos en las esquinas de la sección son

$$\sigma_y = \sigma_0 \pm \sigma_1 \pm \sigma_2$$

en donde los signos se obtienen debido a M_x son positivos D y A y negativos en C y B , y que los esfuerzos debidos a M_z son positivos en A y B y negativos en D y C

$$\sigma_A = -628 - 189622 - 3718 = -193N/m^2$$

$$\sigma_B = -628 - 189622 + 3718 = -186N/m^2$$

$$\sigma_C = -628 + 189622 + 3718 = -192N/m^2$$

$$\sigma_D = -628 + 189622 - 3718 = 185N/m^2$$

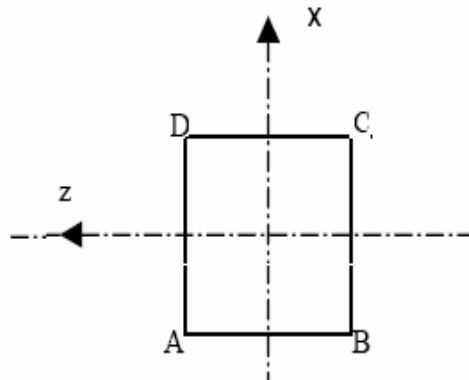
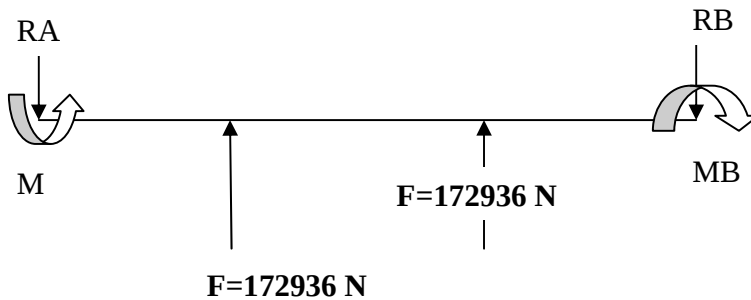


DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE



$$\Sigma F_y = 0$$

$$2 \cdot F = R_A + R_B \text{ POR SIMETRIA } R_A = R_B$$

$$2 \cdot R_A = 2 \cdot F$$

$$R_A = F = R_B$$

COMO EL PROBLEMA ES INDETERMINADO RESOLVEMOS LOS VALORES DE M_A Y M_B DEACUERDO CON LAS ECUACIONES POSTULADAS POR JOSEPH SHIGLEY PARA VIGAS SIMPLES. POR SIMETRIA $M_A = -M_B$

$$M_A = -\frac{F(0,275)(0,825)^2}{1,10^2} - \frac{F(0,825)(0,275)^2}{1,10^2}$$

$$M_A = -\frac{F}{1,10^2} (-0,275 \times 0,680 + 0,06239)$$

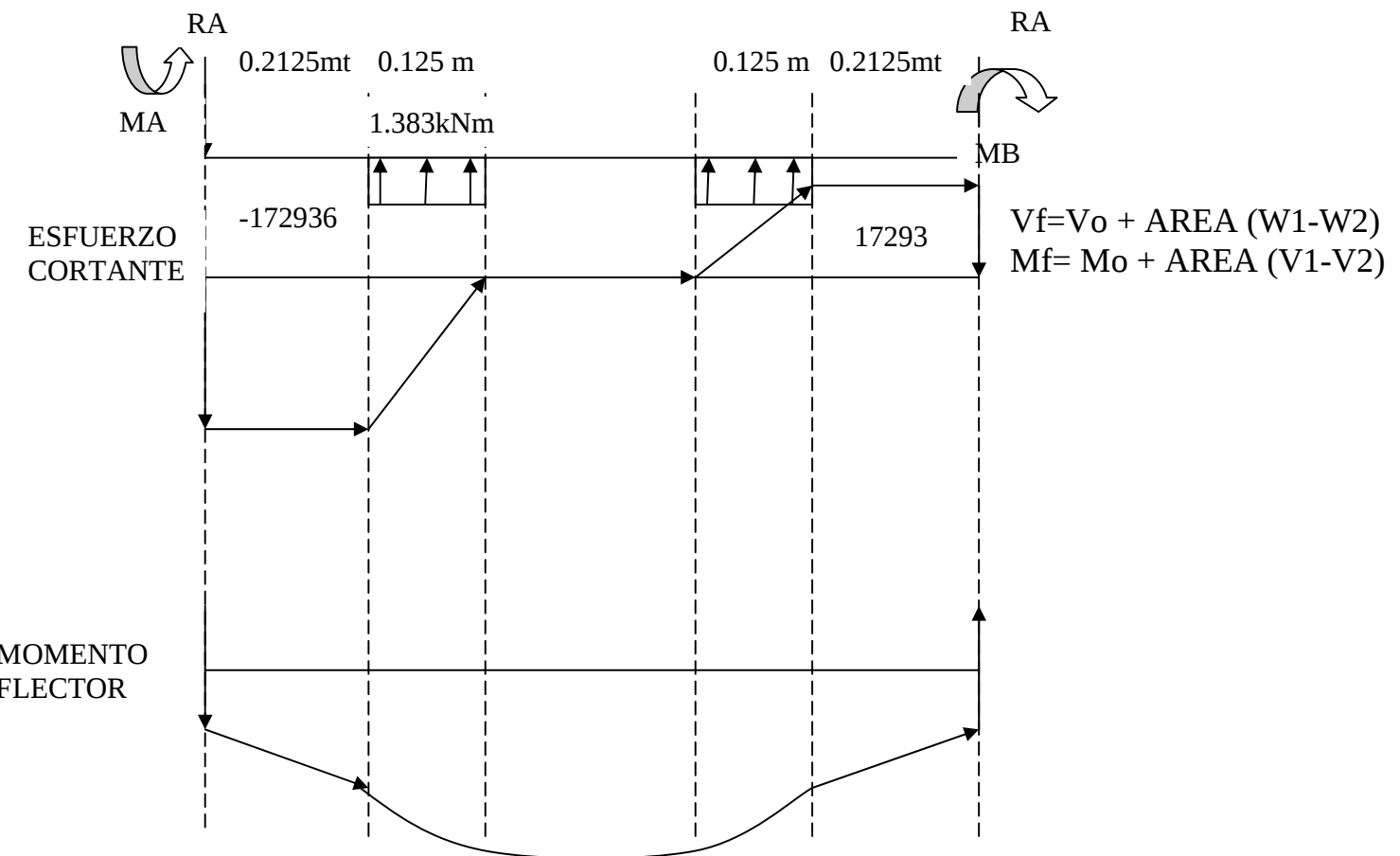
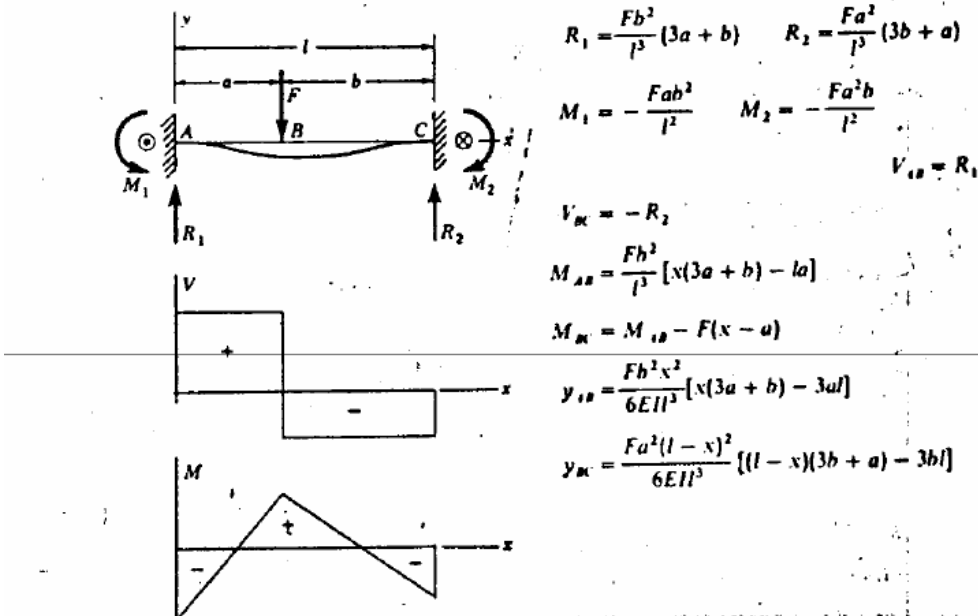
$$M_A = -F \times 0,2061 = -35642 Nm$$

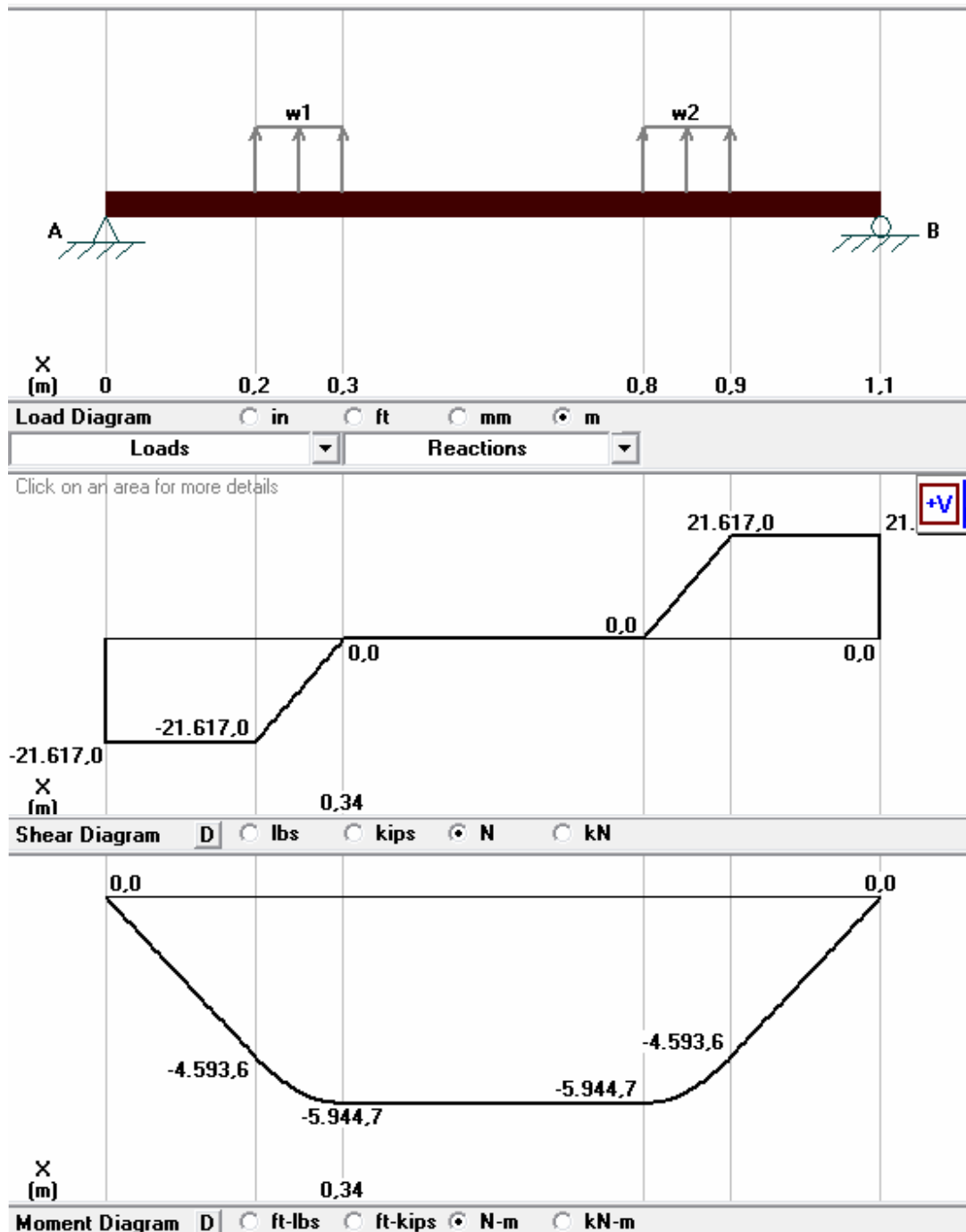
$$M_B = 35642 Nm$$

PARA CONSULTAR DICHAS ECUACIONES REFERIRSE A LA FIGURA EN LA SIGUIENTE PAGINA

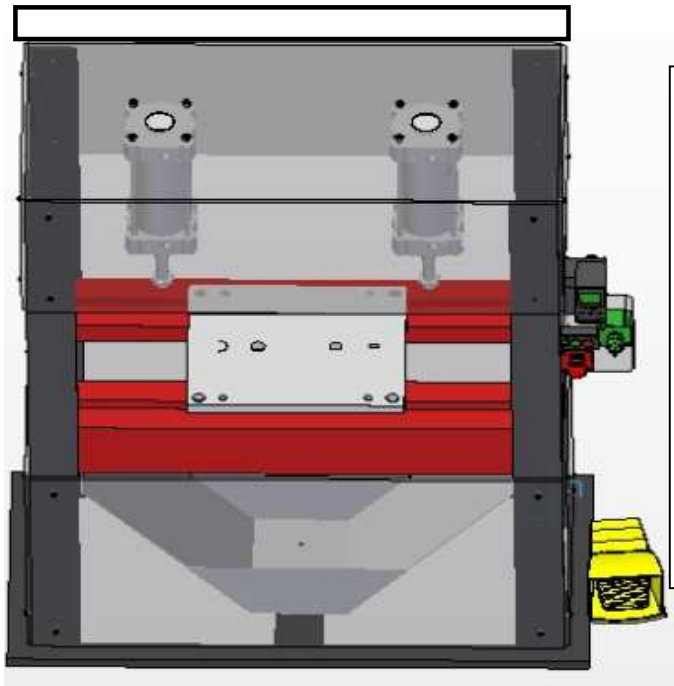
TABELA A.12 Esforço Cortante, Momento Fletor e Deflexão de Vigas (continuação)

15. Viga biengastada – carga concentrada intermediária





POR TANTO LA LÁMINA ESTA SIENDO SOMETIDA A UN ESFUERZO MAYOR AL QUE PUEDE SOPORTAR, PARA SOLUCIONAR ESTE PROBLEMA REFORZAMOS LA PLATINA AUMENTÁNDOLE SU ALTURA EFECTIVA PARA AUMENTAR SU INERCIA



SI LE ADICIONAMOS UNA PLATINA DE 3/4 "A LA YA EXISTENTE AUMENTAMOS SU INERCIA DEBIDO A QUE SU NUEVA ALTURA SERA DE 1.5" o sea 38.1 mm

$$Inercia2 = (1/12) * 0.5 * (0.04)^3$$

$$= 2.6 * 10^{(-6)} \text{ M}^4$$
Y SU ESFUERZO SERA

$$ESFUERZO 2 = ((5944) * (0.01905)) / (2.6 * 10^{(-6)})$$

$$= 25 \text{ MPA}$$

El esfuerzo máximo permitido teniendo en cuenta el factor de diseño se compara con el esfuerzo permisible, siendo los calculados de menor valor como resultado la lamina utilizada es adecuada para la estructura.

CALCULOS PARA HALLAR LA FLEXION MAXIMA

$$y = \frac{F \times L^3}{3EI} = \text{flexion maxima}$$

calculamos el momento de inercia

$$I = \frac{b \times t^3}{12} = \frac{0.5m \times 0.019m^3}{12} = 2.85 \times 10^{-7} m^4$$

el coeficiente de elasticidad para el acero es

$$E = 200 \text{ GPa}$$

la tension minima por flexion que genera a los costados de los actuadores

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{5944 \text{ Nm} \times (0.019 / 2)m}{2.85 \times 10^{-7} m^4} = 198 \times 10^6 \text{ N / m}^2$$

la deformacion total

$$y = \frac{FL}{AE} = \frac{345872 \text{ N} \times 0.5m}{(1.10m \times 0.50m)(200 \times 10^9 \text{ N / m}^2)} = 1.57 \times 10^{-6} m$$

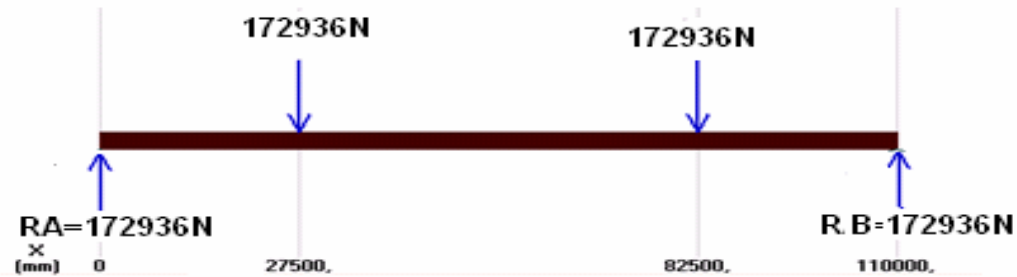
calculamos el nuevo momento de inercia

$$I = \frac{b \times t^3}{12} = \frac{0.5m \times 0.04m^3}{12} = 2.6 \times 10^{-6} m^4$$

la tension minima por flexion que genera a los costados de los actuadores

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{5944 \text{ Nm} \times (0.019)m}{2.6 \times 10^{-6} m^4} = 25 \times 10^6 \text{ N / m}^2$$

CÁLCULO DE ESFUERZO CORTANTE



Como la placa sección superior es proporcionada y sus cargas son simétricas con respecto al centro de la placa.

$$RA + RB - 172936N - 172936N = 0$$

$$RA + RB = 172936N + 172936N$$

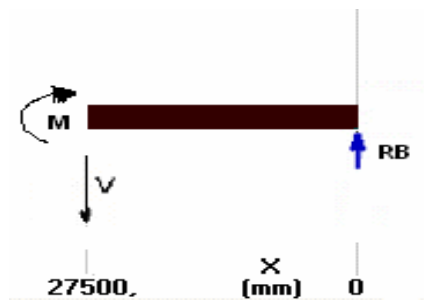
$$\Sigma MA = 0$$

$$-172936N \times 0.275m - 172936 \times 0.825m + RB \times 1.10m = 0$$

$$47557Nm + 142672Nm = RB(1.10m)$$

$$RB = \frac{31.666Nm + 94.998Nm}{(1.10m)} = 172936N$$

$$RA = 172936N + 172936N - 172936N = 172936N$$



donde el esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{VQ}{It}$$

Q = primer momento con respecto al eje neutro

V = resultante de las fuerzas cortantes

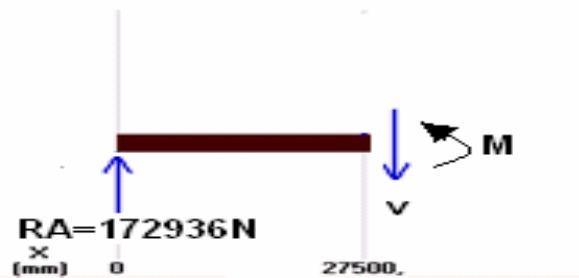
I = momento de inercia

t = espesor

$$Q = A \times y = (1.10m \times 0.5m) \times 0.019m = 0.01045m^3$$

calculamos el momento de inercia

$$I = \frac{b \times t^3}{12} = \frac{0.5m \times 0.019m^3}{12} = 2.8 \times 10^{-7} m^4$$



$$\uparrow + \Sigma F_Y = 0$$

$$172936N - V = 0$$

$$V = 172.9N$$

$$\tau_{CORTANTE} = \frac{VQ}{It} = \frac{172936N \times 0.0104m^3}{2.8 \times 10^{-7} m^4 (0.019m)} = 36Mpa$$

La falla tiene lugar cuando la tensión máxima por esfuerzo de corte excede a la resistencia al punto de cedencia del material en esfuerzo de corte S_y .

Criterio por falla por tensión debido al esfuerzo de corte

$$S_{ys} = 0.5 \times S_y$$

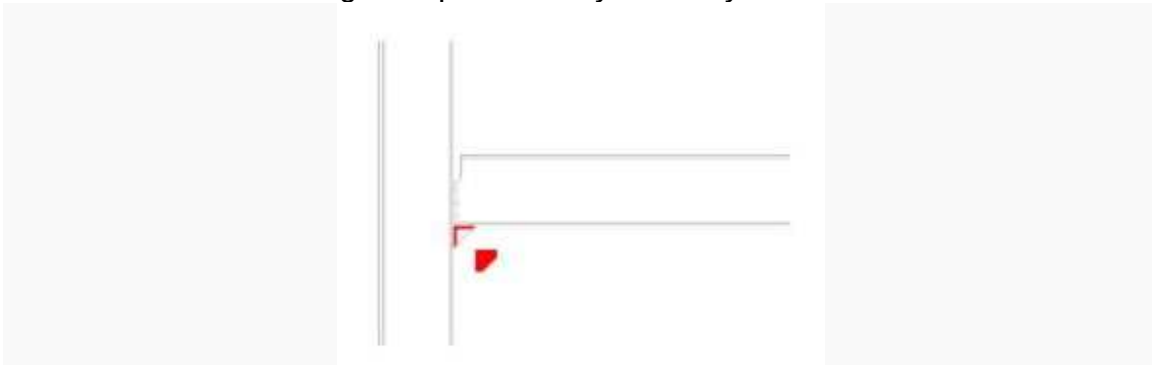
$$S_{ys} = 0.5 \times 530 \times 10^6 = 265Mpa$$

Para evitar la falla de la estructura debido a la gran capacidad de presión ejercida por los actuadores, con la lamina de un espesor de $\frac{3}{4}$ de pulgada se colocara soportes a la estructura y de esta manera distribuir la carga en la estructura la lamina superior. Así cuando únicamente se pretende aumentar la resistencia, la rigidez o ambas propiedades simultáneamente de una estructura o de un elemento estructural, estamos hablando de una intervención de refuerzo.

La unión entre dicho elemento y la estructura original puesto que es a través de soldadura y debe garantizarse la transmisión de esfuerzos necesaria para que el refuerzo sea efectivo. El refuerzo basado en la adición de un elemento a otro ya existente, como es el caso de la adición de pletinas, chapas o perfiles a una viga metálica, En la selección de los materiales para la ejecución de un refuerzo intervienen en mayor o menor medida una serie de factores entre los que cabe citar: el material de base a reforzar, las prestaciones mecánicas, la rapidez de ejecución, la eficacia del refuerzo, la disponibilidad técnica y comercial, el peso y el precio. Para materializar el refuerzo se emplearan, materiales convencionales de construcción de estructuras como son el acero.

Para refuerzo de presión para espesores de $\frac{3}{4}$ ", se puede utilizar ya sea tubos o planchas de 2", con la suficiente fuerza en las soldaduras para obtener una buena resistencia de los materiales soldados y la pieza a soportar.

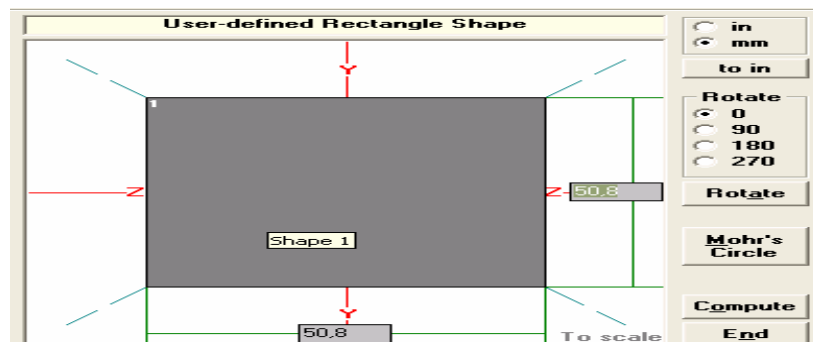
Estos soportes son diseñados para distribuir el momento de flexión causado por la carga vertical actuando a una distancia fuera del cilindro. Esta carga puede ser resistida por el espesor de la lámina y además por una plancha de refuerzo o puede ser transmitida a ajustadores continuos, que son adecuados para resistir las fuerzas hacia afuera y hacia adentro. Uniéndose a la estructura mediante cordones de soldadura, de modo que las cargas posteriores al refuerzo se transmitan de manera igual equilibrando y distribuyendo



la carga que va a soportar la estructura sera la fuerza a ejercer por los actuadores

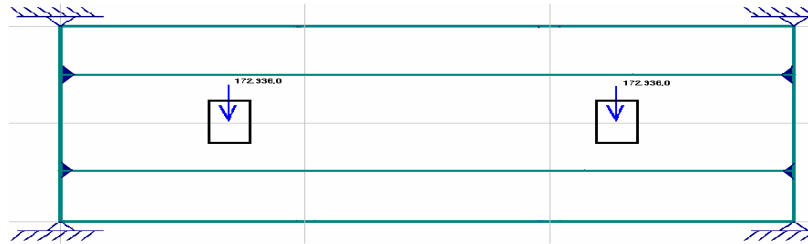
$$P = \text{fuerza del cilindro} = 17671 \text{Kg}$$

$$A = b \times h = 5.08 \text{cm} \times 5.08 \text{cm} = 2.58 \text{cm}^2$$



Z - Z Properties			
Elastic Modulus	E	199.947,9500	MPa
From bottom to centroid	Y bot	25.4000	mm
From centroid to top	Y top	25.4000	mm
Area of shape	A	2.580,6400	mm ²
Moment of Inertia	Iz	554.975,2341	mm ⁴
Section Modulus	Sz	21.849,4187	mm ³
Section Modulus (bottom)	S bot	21.849,4187	mm ³
Section Modulus (top)	S top	21.849,4187	mm ³
Radius of Gyration	rz	14,6647	mm
Plastic Modulus	Zz	32.774,1280	mm ³
Shape Factor		1.5000	
From bottom to plastic n.a.	Yp bot	25.4000	mm
From plastic n.a. to top	Yp top	25.4000	mm
Polar Moment of Inertia	J	1.1100E+06	mm ⁴
Product of Inertia	Iyz	0.0000	mm ⁴
Maximum Moment of Inertia	Imax	554.975,2341	mm ⁴
Minimum Moment of Inertia	Imin	554.975,2341	mm ⁴
Angle from z axis to Imax axis	B	45,0000	degrees
		Clockwise	

Y - Y Properties			
Elastic Modulus	E	199.947,9500	MPa
From left to centroid	Z left	25.4000	mm
From centroid to right	Z right	25.4000	mm
Area of shape	A	2.580,6400	mm ²
Moment of Inertia	Iy	554.975,2341	mm ⁴
Section Modulus	Sy	21.849,4187	mm ³
Section Modulus (left)	S left	21.849,4187	mm ³
Section Modulus (right)	S right	21.849,4187	mm ³
Radius of Gyration	ry	14,6647	mm
Plastic Modulus	Zy	32.774,1280	mm ³
Shape Factor		1.5000	
From left to plastic n.a.	Zp left	25.4000	mm
From plastic n.a. to right	Zp right	25.4000	mm
Polar Moment of Inertia	J	1.1100E+06	mm ⁴
Product of Inertia	Iyz	0.0000	mm ⁴
Maximum Moment of Inertia	Imax	554.975,2341	mm ⁴
Minimum Moment of Inertia	Imin	554.975,2341	mm ⁴
Angle from y axis to Imax axis	B	45,0000	degrees
		Counterclockwise	



el momento de inercia segun el eje Z - Z

$$I_z = \frac{1}{12}(b \times h^3)$$

$$I_z = \frac{1}{12}(5.08 \times 5.08^3) = 55.4 \text{ cm}^4$$

el momento de inercia segun el eje Y - Y

$$I_y = \frac{1}{12}(b \times h^3)$$

$$I_y = \frac{1}{12}(5.08 \times 5.08^3) = 55.4 \text{ cm}^4$$

radio de giro de este perfil

$$I_z = \sqrt{\frac{I_z}{A}} = \sqrt{\frac{5.54 \text{ cm}^4}{2.58 \text{ cm}^2}} = 1.46 \text{ cm}$$

$$I_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}} = \sqrt{\frac{5.54 \text{ cm}^4}{2.58 \text{ cm}^2}} = 1.46 \text{ cm}$$

la mayor esbeltez sera :

$$\lambda_y = \frac{50 \text{ cm}}{1.46 \text{ cm}} = 34.12$$

coeficient e de pandeo para sec cion cuadrada ($w_y = 1.10$)

la max ima tension

$$\sigma_{\max} = \frac{P \times w_y}{A} = \frac{172936 \times 1.10}{2.58 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 737 \times 10^6 \text{ N / m}^2 < \sigma_u$$

$$\sigma_u = \text{coeficient e de ponderacio } n = 784 \times 10^6 \text{ N / m}^2$$

$$737 \times 10^6 \text{ N / m}^2 < 784 \times 10^6 \text{ N / m}^2$$

por lo tan to el refuerzo considerad o es suficiente

para el calculo de tension en los cordones de soldadura

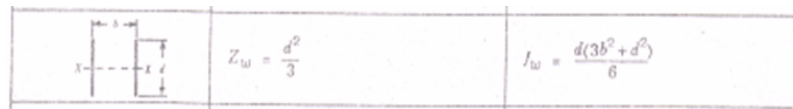
$$T = \frac{A \times \sigma_u}{80} = \frac{2.58 \times 10^{-4} \times 784 \times 10^6}{80} = 2528$$

el esfuerzo rasante en la soldadura es .

$$R = \frac{T \times S_y}{I_y} = \frac{2528 \times 2.14}{0.146} = 25379$$

poniendo el cordon min imo de 5 mm

$$\tau = \frac{R}{l \times a \times 0.75} = \frac{25372}{1.10 \times 0.5 \times 0.75} = 61507 \text{ N / m}^2 < \sigma_u$$



Bernard J Hamrock. Elementos de máquinas. Mac Graw Hill

la soldadura se considera horizontal, donde el esfuerzo de flexión máximo

el módulo de sección en L de soldadura :

$$Z_w = \frac{d^2}{3} = \frac{0.0508 \text{ m}^2}{3} = 16.9 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

la carga debida a la flexión :

$$f = \frac{M}{Z_w} = \frac{(172936 \text{ N} \times 0.0508 \text{ m})}{\frac{0.508 \times 0.508^3}{12}} = 6017 \text{ N/m}$$

fuerza de corte :

L_w : longitud de soldadura

$$f_c = \frac{V}{L_w} = \frac{172936 \text{ N}}{(0.0508 \text{ m} + 0.0508 \text{ m})} = 1702 \text{ N/m}$$

$$\text{fuerza máxima} = \sqrt{(f^2 + f_c^2)} = \sqrt{(6017^2 + 1702^2)} \text{ N/m} = 6.253 \text{ N/m}$$

la resistencia a la fatiga permisible para soldaduras de filete, para 100.000 ciclos

$$\text{fatiga}_{100.000} = \frac{8484}{1 - \frac{1}{2}k}$$

$$k = \frac{\text{carga mínima}}{\text{carga máxima}} = \frac{\text{esfuerzo mínimo}}{\text{esfuerzo máximo}}$$

$k = +1$ (para carga constante)

$k = 0$ (si la carga es libre, varía en un solo sentido)

$k = -1$ (si la carga es invertida)

$$\text{fatiga}_{100.000} = \frac{8484}{1 - \frac{1}{2}(+1)} = 16900$$

la resistencia a la fatiga se puede expresar en función del número de ciclos

$$F_A = F_B \left(\frac{N_B}{N_A} \right)^C$$

F_A = Resistencia a la fatiga para N_A (ciclos)

F_B = Resistencia a la fatiga para N_B (ciclos)

C = Constante que varía con el tipo de soldadura, (0.13) para soldadura a tope y (0.18) para las juntas sometidas a carga axial de tracción y compresión

$$f_{600.000} = 16900 \left(\frac{600.000}{100.000} \right)^{0.18} = 23332$$

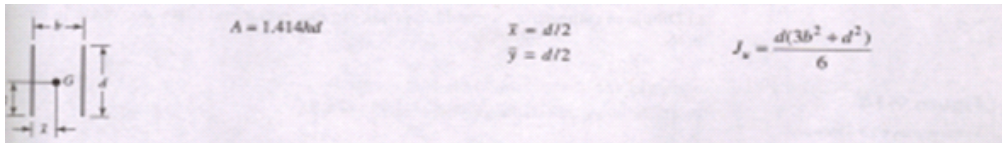
la dimensión de soldadura

$$w = \frac{6017 \text{ N/m}}{23332} = 0.0025 = 2.5 \text{ mm (la dimensión de soldadura de filete)}$$

con ambos lados iguales)

$$w = 0.0025 \text{ m} = 0.11 \text{ pul}$$

el tamaño del cateto comercial a utilizar es $= \frac{1}{8}$ pul



la fuerza cortante produce un cortante primario en las soldaduras de magnitud

$$\tau' = \frac{V}{A} = \frac{172936 \text{ N}}{1.414 \times h \times d} = \frac{172936 \text{ N}}{1.414 \times 0.0508 \text{ m} \times 0.0508 \text{ m}} = 47 \text{ Mpa}$$

Donde A es el área de la garganta de todas las soldaduras, con un cateto $h = 3/16"$ el momento en el soporte produce un cortante secundario en la garganta de las soldaduras (ver anexos 10)

$$\tau'' = \frac{Mr}{I} = \frac{(172936 \text{ N} \times 0.50 \text{ m})}{\left(\frac{d^2}{3}\right)} = \frac{(172936 \text{ N} \times 0.50 \text{ m})}{\left(\frac{0.0508 \text{ m}^2}{3}\right)} = 100 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2} = \sqrt{(47 \times 10^6)^2 + (100 \times 10^6)^2} = 110 \text{ Mpa}$$

el factor de seguridad para tensión ($\eta = 1.67$), para cortante ($\eta = 1.44$)

si $\{\eta \geq \eta_{\text{diseño}}\}$, el diseño será satisfactorio con respecto a la resistencia a

$$\eta = \frac{0.57 \times S_y}{\tau_{\max}} = \frac{0.57 \times 510 \text{ Mpa}}{110 \text{ Mpa}} = 2.6$$

$$\eta = 1.4 \geq 2.6$$

por fatiga

$S_y = 510 \text{ Mpa}$ (ver anexos soldadura)

$S_{ut} = 570 \text{ Mpa}$ (ver anexos soldadura)

el factor de concentración de esfuerzos de fatiga ocurre donde los metales de aporte y de la unión se mezclan durante el proceso de soldado

$K_{fs} = 1.5$ (ver anexo soldadura)

K_a = factor de modificación de la condición superficial

$$K_a = a \times S_{ut}^b = 271 \text{ Mpa} \times 570^{-0.995} \text{ Mpa} = 0.52$$

K_b = factor de modificación del tamaño

$$D_{\text{EQUIVALENT E}} = 0.808 (b * d)^{1/2} = 0.808 (0.0508 * 0.0508)^{1/2} = 0.25 \text{ m} = 250 \text{ mm}$$

$$K_b = 0.859 - 0.000837 * D_{\text{EQUIVALENT E}} = 0.85$$

K_c = factor de carga $a = 1$ (cuando hay flexión)

K_d = factor de temperatura $a = 1$

$$K_e = \text{factor de efectos} = \frac{1}{K_{fs}} = \frac{1}{1.5} = 0.66$$

$$S_e' = 0.506 (S_{ut}) = 0.506 (570 \text{ Mpa}) = 288 \text{ Mpa}$$

$$S_{se} = K_a * K_b * K_c * K_e * S_e$$

$$S_{se} = 0.52 * 0.85 * 1 * 0.66 * 288 = 84.015 \text{ pa}$$

$$\eta_f = \frac{1}{2} \left(\frac{0.67 * S_{ut}}{\tau_m} \right)^2 \times \frac{\tau_a}{S_{se}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 * \tau_m * S_{se}}{0.67 * S_{ut} * \tau_a} \right)^2} \right]$$

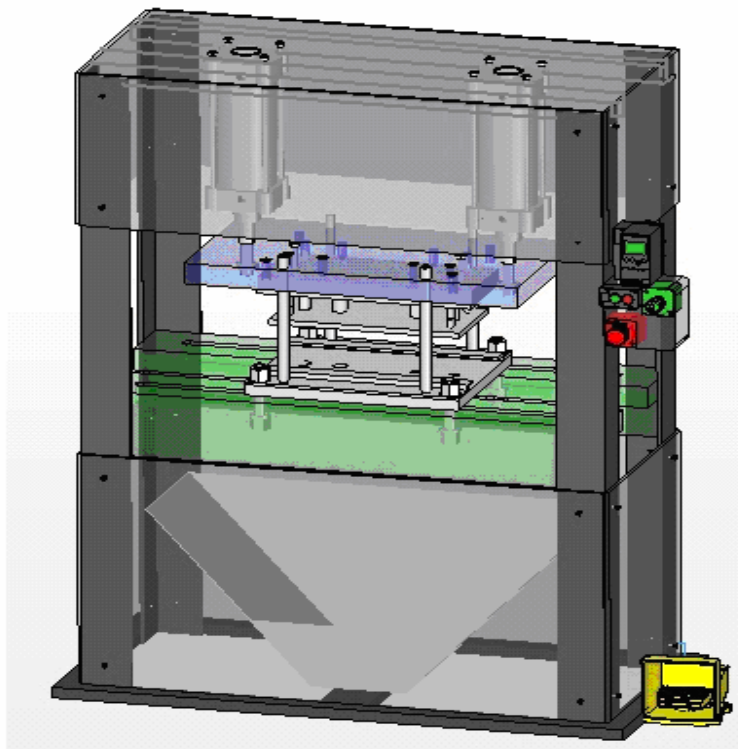
$$\tau_a = \tau_m = \tau_{\max}$$

$$\tau_a = \frac{K_{fs} * P}{A} = \frac{1.5 * 345872 \text{ N}}{1.414 * h * b} = \frac{1.5 * 345872 \text{ N}}{1.414 * 0.0508 \text{ m} * 0.0508 \text{ m}} = 142 \text{ Mpa}$$

$$\eta_f = \frac{1}{2} \left(\frac{0.67 * 570 \text{ Mpa}}{142 \text{ Mpa}} \right)^2 \times \frac{142 \text{ Mpa}}{84 \text{ pa}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 * 142 \text{ Mpa} * 84 \text{ pa}}{0.67 * 570 \text{ Mpa} * 142 \text{ Mpa}} \right)^2} \right] = 6.1$$

$$\eta_f \geq \eta_{\text{diseño}} = 6.1 \geq 2.9 (\text{la estructura es satisfactoria en fatiga})$$

Para la soldadura se eligió un electrodo comercial de E6010, ya que la resistencia es apropiada, el dígito 1 se refiere a la posición a soldar, este es para todas, el dígito 0, se refieren a condiciones eléctricas, se debe tener una máquina de corriente DC en donde el electrodo está conectado al lado positivo, el diámetro del cateto debe ser de 1" o mayor, ya que esta medida es la referencia para que cumpla la medida de la altura del filete



Para calcular el espesor mínimo de la placa superior

material = acero 1045

$\sigma_y = 310 \text{ Mpa}$ (resistencia a la deformación)

factor de diseño = $N = 2$

la tensión de diseño

$$\sigma_d = \frac{\sigma_y}{N} = \frac{310 \text{ MPA}}{2} = 155 \text{ Mpa}$$

Análisis de tensión, para flexión

$$\sigma = \frac{M}{z}$$

z = coeficiente de sección

$$z = \frac{M}{\sigma_d} = \frac{51.880 \text{ Nm}}{155 \times 10^6 \text{ N/m}^2} = 3.34 \times 10^{-7} \text{ m}$$

con las proporciones de sección transversal

$$h = 2t$$

$$Z = \frac{th^2}{6} = \frac{2t^2}{6} = \frac{2t^3}{6} = 0.33t^3$$

$$t = \sqrt[3]{\frac{z}{0.333}} = 0.01 \text{ m}$$

el espesor permisible

$$h = 2(0.01 \text{ m}) = 20 \text{ mm}$$

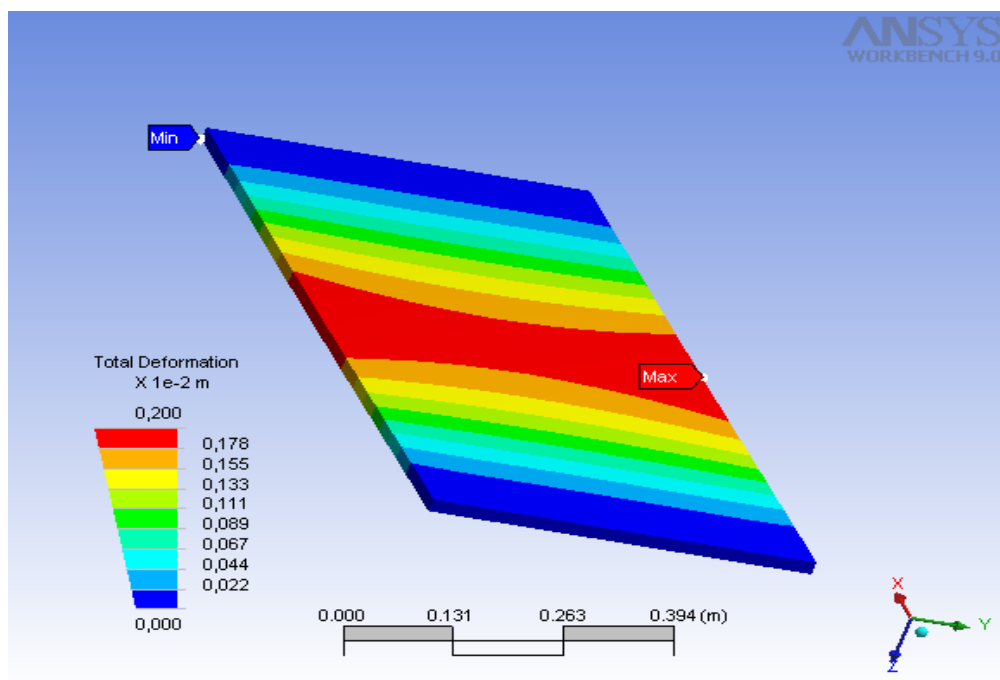
donde los espesores comerciales permisibles van desde (3/4")

La placa superior se somete a tensión por flexión que se debe a la fuerza que efectúan los actuadores oleoneumáticos, la fuerza actúa a una distancia L respecto al soporte, lo cual provoca un momento de flexión máxima de $F \cdot L$. La magnitud de la fuerza se relaciona con la cantidad de deflexión por medio de la relación

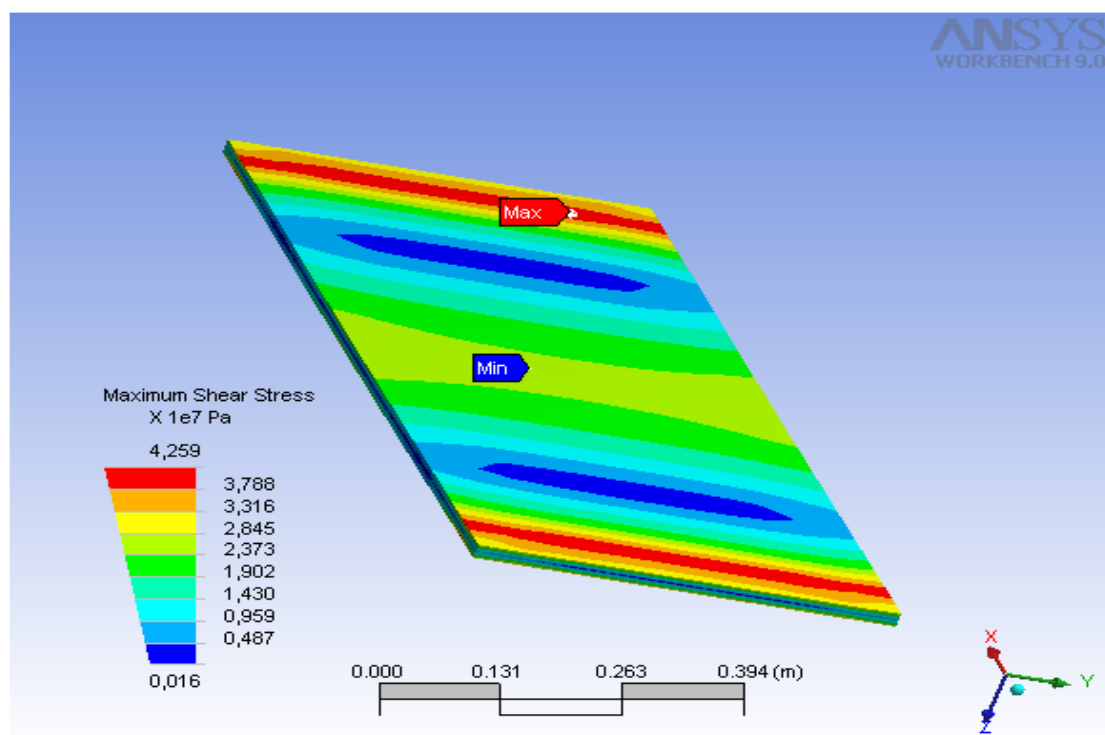
Para el análisis resulta necesario definir los apoyos, de manera que la posición de la pieza esté determinada la fuerza a ejercer. Teniendo en cuenta esto y aplicándolo al caso de la placa de acero donde se apoyaran los dos actuadores que ejercen la presión de troquelado esta placa se muestra en la siguiente figura

Figura 71. Resultados obtenidos por el programa ANSYS para la estructura

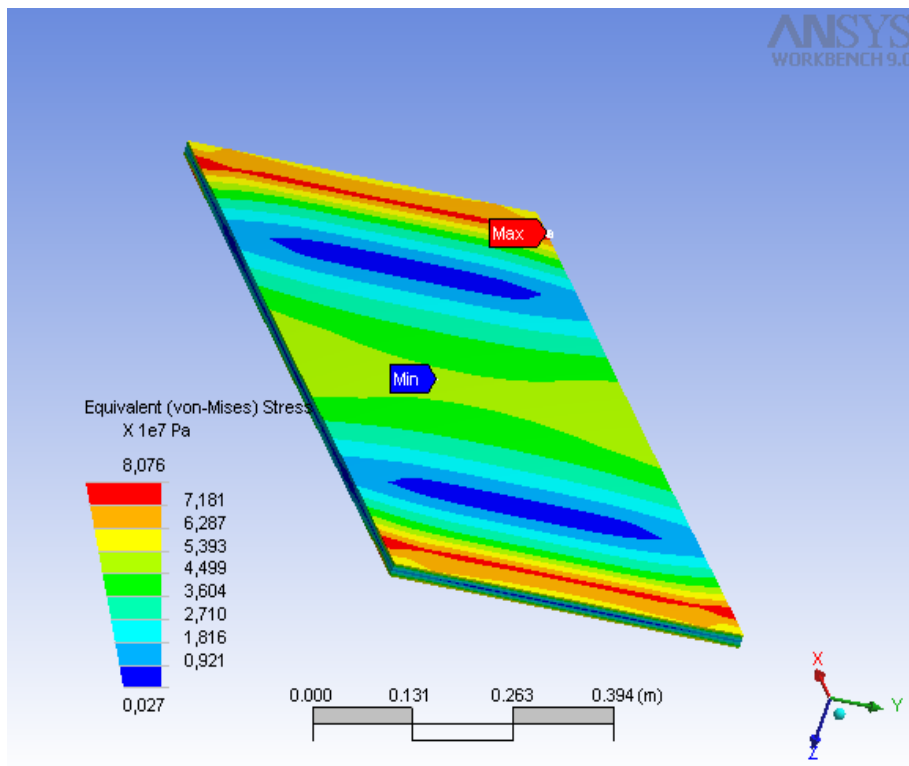
Total Deformation



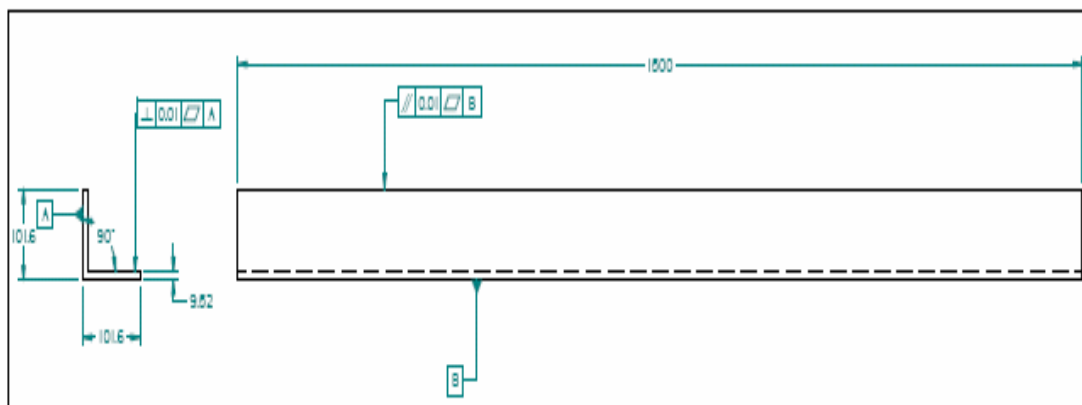
Maximum Shear Stress



Equivalent Stress



Para la selección de la estructura se prefirió por los perfiles con mejores características geométricas para la carcasa de la prensa. La estructura de la prensa se conforma de una carcasa cerrada en O, ya que presenta una mejor rigidez estructural y su geometría permite una distribución más fácil del herramental (troquel).



Para conformar la estructura se optó por 4 perfiles en L de 45° (4" ,3/4",1.50m) con secciones simétricas, ya que el esfuerzo máximo de flexión siempre ocurre en el

interior y además por su geometría se nos facilita para la unión de piezas en forma plana y conformar la carcasa cerrada.

Este tipo de perfiles presentan una distribución en sus secciones que se conecta en un punto que es el nudo teórico, coincidiendo en este las líneas del sistema con los ejes de gravedad del perfil L, además este perfil permite una fácil ubicación de las soldaduras del contorno, de acuerdo con la construcción de la prensa.

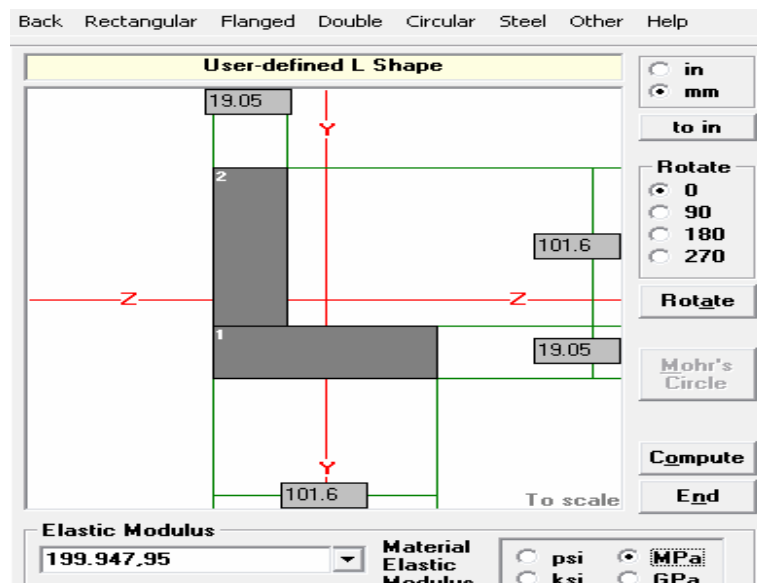
Para el análisis de las columnas, se considera uno de los estados de carga más críticos posible, que se produce con la prensa cargada al máximo. A continuación se ha procedido a evaluar la distribución de los componentes oleoneumaticos y la placa que las soporta que sea cuando se produce una mayor carga, con 345872 N entre los dos lados. Por ello, debe escogerse para su construcción un perfil suficiente amplio para el diámetro de éstos

Tabla 31. Con características del perfil en L

ANGULO ALAS IGUALES							
Tabla de Especificaciones							
DIMENSIONES DE LA SECCIÓN				PROPIEDADES DE LA SECCIÓN			
Espesor Pared				X - X _Y - Y			
h	t	A	W _t	I	S	r	x/y
in.	in.	in. ²	lb./ft.	in. ⁴	in. ³	in.	in.
1.00	0.125	0.23	0.18	0.02	0.05	0.31	0.29
1.25	0.125	0.29	0.22	0.04	0.05	0.38	0.36
1.50	0.187	0.52	0.40	0.11	0.10	0.46	0.44
1.50	0.250	0.67	0.54	0.14	0.13	0.45	0.47
2.00	0.250	0.92	0.70	0.33	0.23	0.59	0.59
3.00	0.250	1.42	1.08	1.24	0.58	0.93	0.84
3.00	0.375	2.09	1.61	1.76	0.83	0.91	0.89
3.00	0.500	2.70	2.11	2.22	1.07	0.91	0.93
4.00	0.250	1.92	1.45	3.04	1.04	1.26	1.09
4.00	0.375	2.84	2.18	4.35	1.52	1.24	1.14
4.00	0.500	3.70	2.89	5.56	1.97	1.23	1.18
6.00	0.500	5.70	4.45	19.91	4.60	1.87	1.68

Notas	
A	Área de sección transversal
b	Ancho de la sección
d	Altura / diámetro de la sección
h	Dimensión del ala
I	Momento de inercia
od	Diámetro exterior del tubo
r	Radio de giro
S	Modulo de la sección
t	Espesor
tb	Espesor del ancho
td	Espesor de la altura
Vwt	Peso de la sección por pie lineal

Resultados obtenidos por el programa MD Solid para las columnas



Cálculos para hallar la carga crítica
Se divide la sección compuesta en dos rectángulos

$$I_1 = \frac{bh^3}{12} = \frac{10.16 \times 1.905 \text{ cm}^3}{12} = 0.58 \text{ cm}^4$$

$$I_2 = \frac{bh^3}{12} = \frac{1.905 \text{ cm} \times 10.16 \text{ cm}^3}{12} = 0.16 \text{ cm}^4$$

$$A_1 = b \times h$$

$$A_1 = 10.16 \text{ cm} \times 1.905 \text{ cm} = 19 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = 1.905 \text{ cm} \times 9.22 \text{ cm} = 17 \text{ cm}^2$$

utilizando el teorema de ejes paralelos para obtener

secciones	dz cm	Dy cm	A cm ²	I cm ⁴	Az cm ³	AY cm ³
1	5.08	9.525	19	0.58	96	180
2	9.525	4.61	17	0.16	161	78

momento centroidal de inercia

$$\Sigma A = 37 \text{ cm}^2$$

$$\Sigma AZ = 257 \text{ cm}^3$$

$$\Sigma AY = 259 \text{ cm}^3$$

$$dz = 257 \text{ cm}^3 / 37 \text{ cm}^2 = 7.13 \text{ cm}$$

$$dy = 259 \text{ cm}^3 / 37 \text{ cm}^2 = 7.19 \text{ cm}$$

$$I_z = \Sigma(I + Ad^2) = \Sigma\left(\frac{1bh^3}{12} + Ad^2\right)$$

$$I_z = \frac{10.16 \times 1.905 \text{ cm}^3}{12} + 9.6 \text{ cm}^2 \times 2.37 \text{ cm}^2 + \frac{1.095 \text{ cm} \times 10.16 \text{ cm}^3}{12} + 8.77 \text{ cm}^2 \times (-1.78 \text{ cm}^2)$$

$$I_z = 4.3 \text{ cm}^4$$

$$I_y = \frac{10.16 \times 1.905 \text{ cm}^3}{12} + 9.6 \text{ cm}^2 \times 1.94 \text{ cm}^2 + \frac{1.905 \text{ cm} \times 10.16 \text{ cm}^3}{12} + 8.77 \text{ cm}^2 \times (-2.19 \text{ cm}^2)$$

$$I_y = 2.1 \text{ cm}^4$$

$$I = I_z + I_y$$

$$I = 4.3 \text{ cm}^4 + 2.1 \text{ cm}^4 = 6.44 \text{ cm}^4$$

Por teoría de columnas debido a las condiciones de apoyo; ambos extremos fijos de modo que la tangente a la curva elástica en cada extremo es paralela al eje original de la columna

$$carga crítica = \frac{\pi^2 EI}{\left(\frac{L}{2}\right)^2} = \frac{\pi^2 * 200 \times 10^9 \text{ N/m} \times 0.064 \text{ m}}{(0.75 \text{ m})^2} = 106 \times 10^6 \text{ N/m}$$

Resultados obtenidos por el programa MD Solid para las columnas

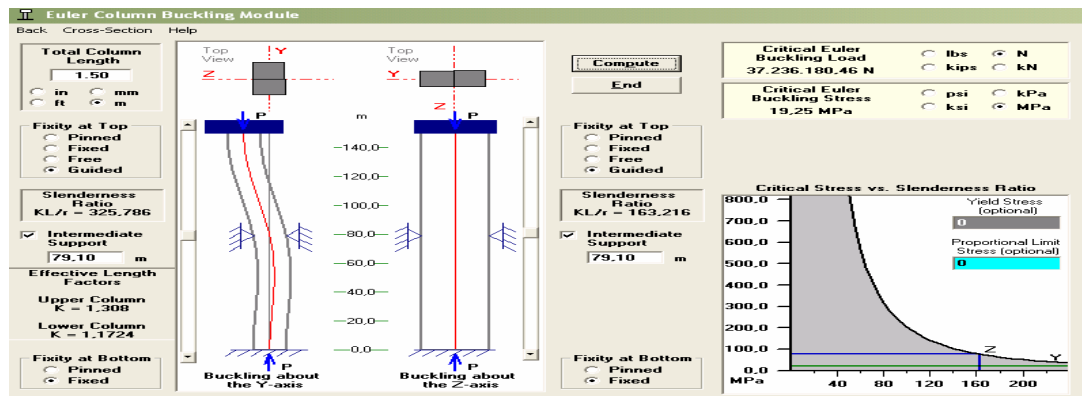
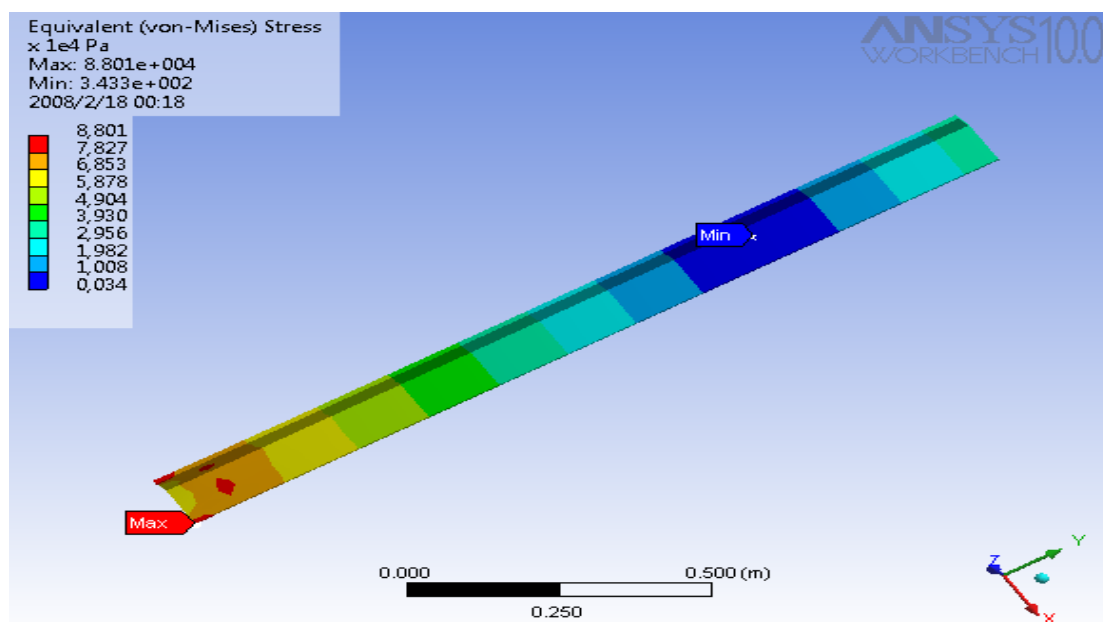
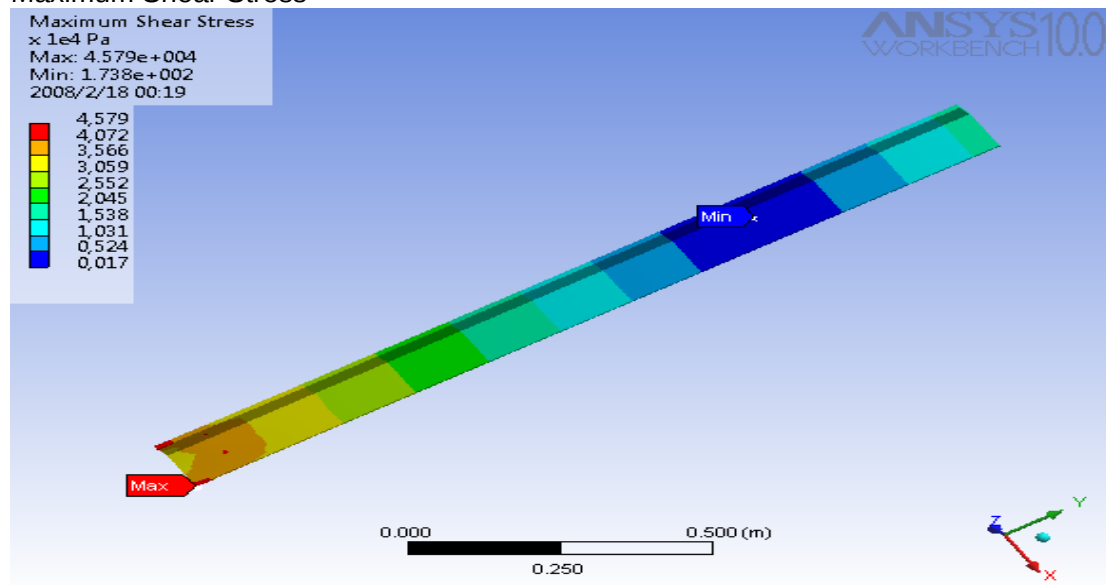


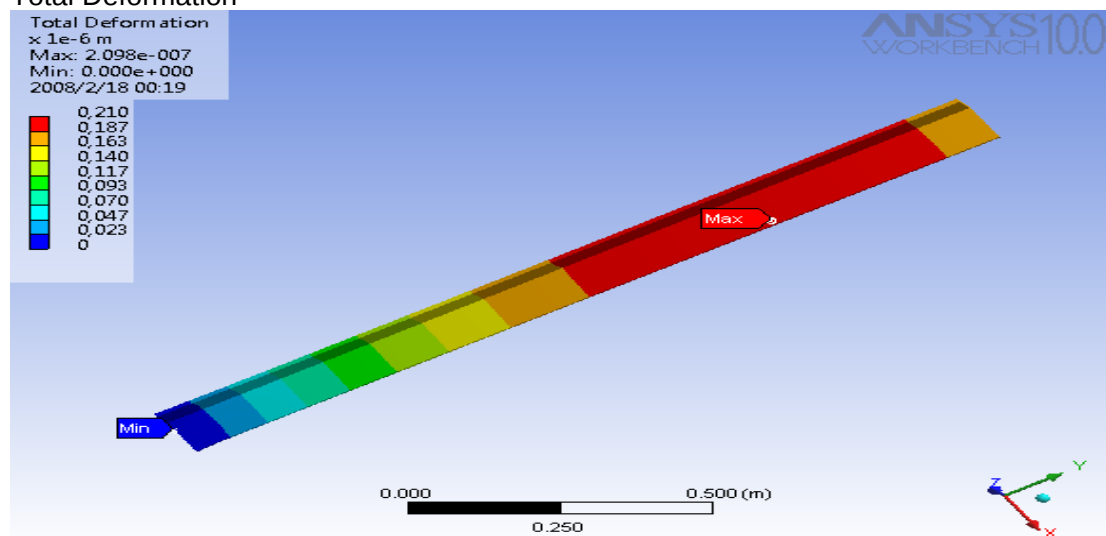
Figura 72. Resultados obtenidos por el programa ANSYS para las columnas Equivalent Stress



Maximum Shear Stress

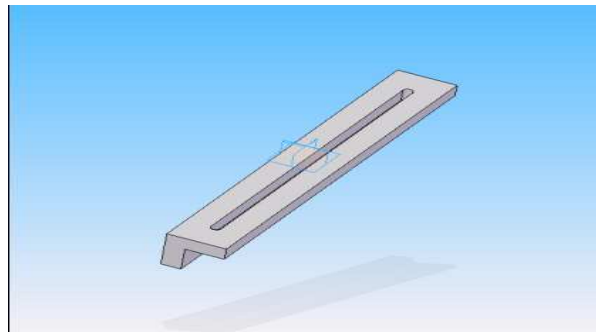


Total Deformation

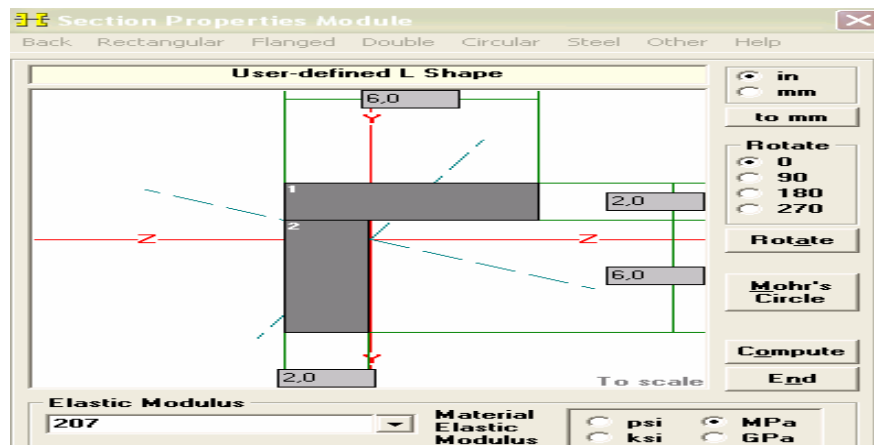


Calculos del portamatriz de material acero 1045 pero se utiliza en espesor mas grueso ya que esta pieza soporta la matriz y sus elementos y la presión ejercida por el punzón del troquel se utilizó un ángulo perforado en la mitad para poder movilizar el portamatriz a lo largo de la prensa con un espesor de 2" (5,08cm) y un largo de 1.10m.

FIGURA 73.Portamatriz



Resultados obtenidos por el programa MD Solid para el porta matriz



Cross-Section Properties			
Z - Z Properties			
Elastic Modulus	E	207.0000	MPa
From bottom to centroid	Y bot	5.0000	inch
From centroid to top	Y top	3.0000	inch
Area of shape	A	24.0000	inch ²
Moment of Inertia	Iz	136.0000	inch ⁴
Section Modulus	Sz	27.2000	inch ³
Section Modulus (bottom)	S bot	27.2000	inch ³
Section Modulus (top)	S top	45.3333	inch ³
Radius of Gyration	rz	2.3805	inch
Plastic Modulus	Zz	48.0000	inch ³
Shape Factor		1.7647	
From bottom to plastic n.a.	Yp bot	6.0000	inch
From plastic n.a. to top	Yp top	2.0000	inch
Polar Moment of Inertia	J	200.0000	inch ⁴
Product of Inertia	Iyz	48.0000	inch ⁴
Maximum Moment of Inertia	Imax	160.0000	inch ⁴
Minumum Moment of Inertia	Imin	40.0000	inch ⁴
Angle from z axis to Imax axis	B	-26.5651	degrees
		Clockwise	

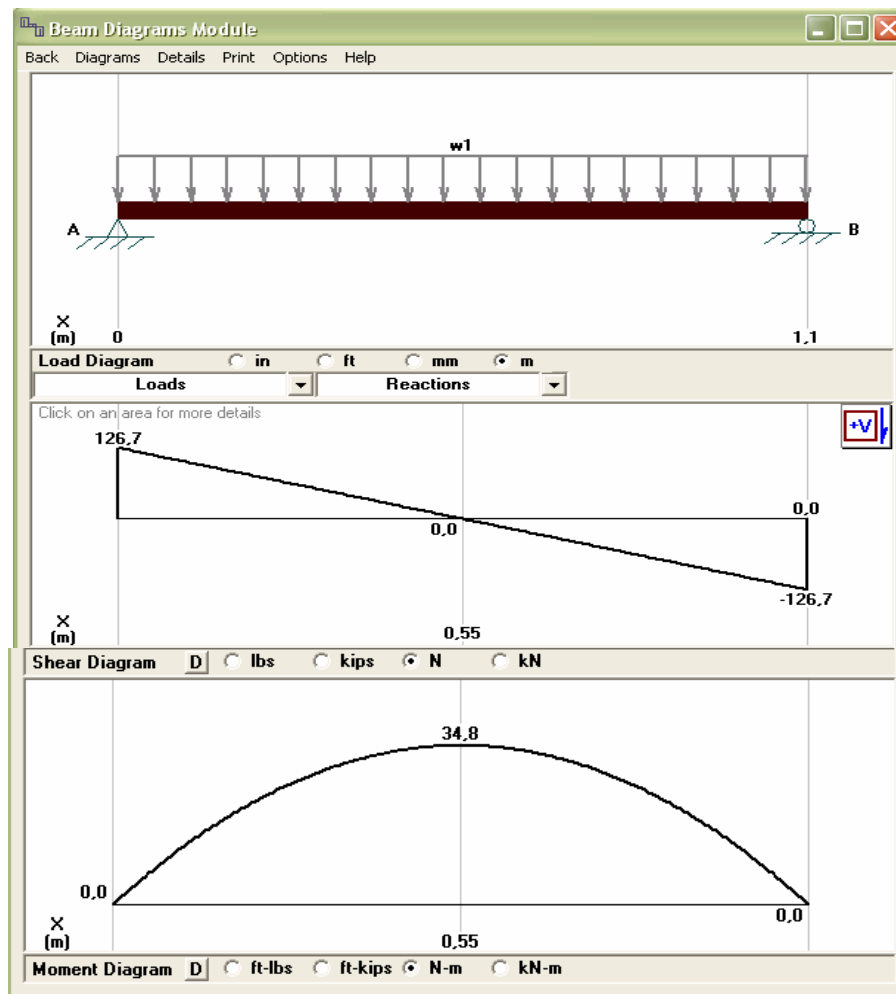
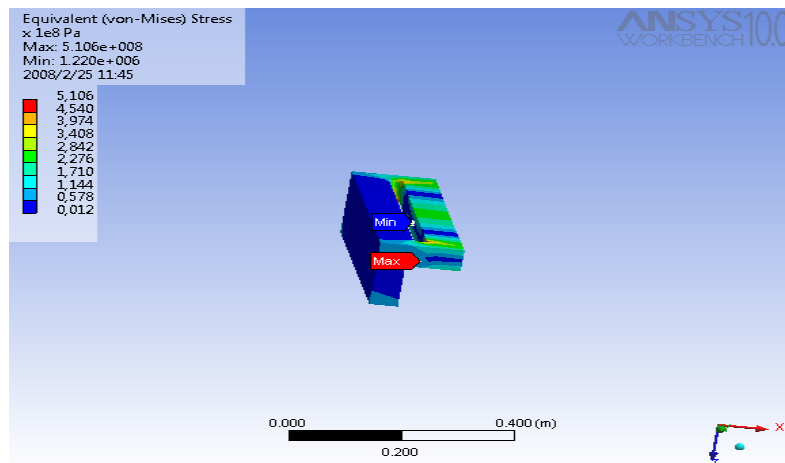
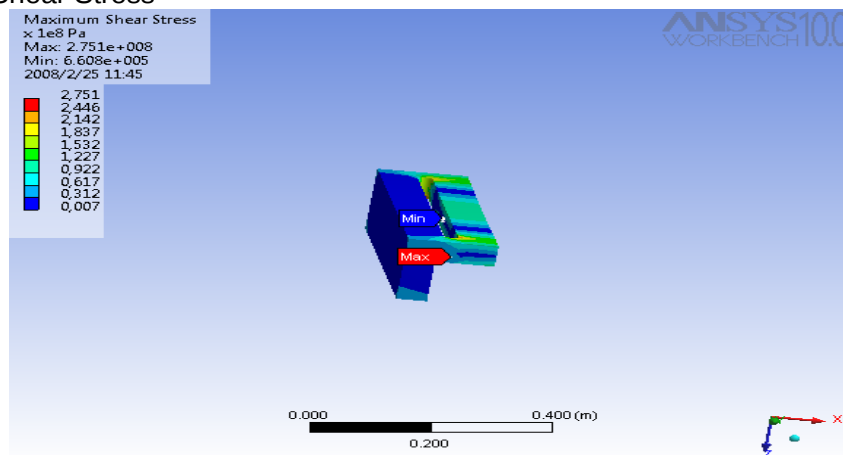


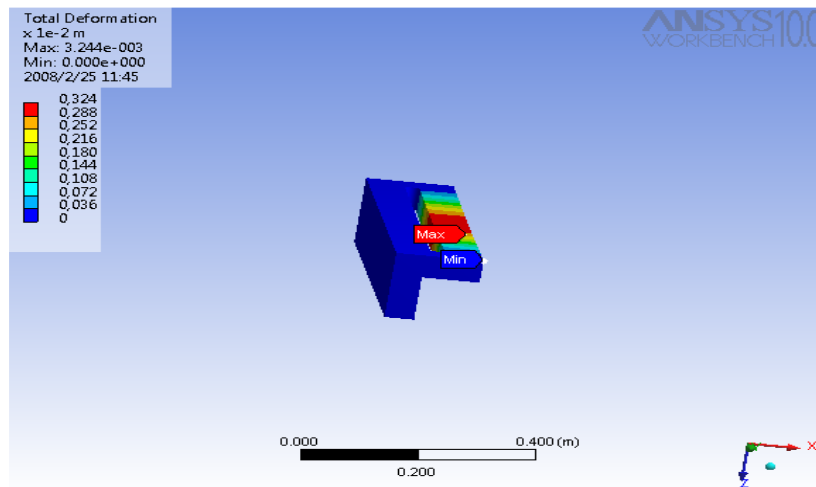
FIGURA 74. Resultados obtenidos por el programa ANSYS para la porta matriz
Equivalent Stress



Maximum Shear Stress



Total Deformation



7.13. UNIONES SOLDADAS

El material de aporte, es el material del cual está fabricado el electrodo de Soldadura, de acuerdo a este material, se evalúan parámetros de resistencia en la unión.

La estructura será soldada con un electrodo E60XX, ya que estos electrodos son de fácil consecución en el medio, su costo es bajo, su resistencia ultima y limite de fluencia, son los adecuados para un acero estructural 1045, además este electrodo es de alta penetración, lo que garantiza fusión y por consiguiente una buena unión en la mezcla.

Para el material a utilizar que es un acero al carbono su resistencia a la cedencia es

$$S_y = \text{para acero 1045 HR}$$

$$S_y = 310 \text{ Mpa}$$

Para escoger el electrodo a utilizar se hace mediante el sistema de numeración del código de especificaciones de la American Welding Society para electrodos.

se escoge el electrodo con un limite elastico mayor que 180 Mpa

$$\text{ELECTRODO} = \text{E60XX}$$

Tabla 32. Resistencia a la tensión y fluencia de los electrodos

AWS número de electrodo*	Resistencia a la tensión, kpsi	Resistencia de fluencia, kpsi	Porcentaje de alargamiento
E60xx	62	50	17-25
E70xx	70	57	22
E80xx	80	67	19
E90xx	90	77	14-17
E100xx	100	87	13-16
E120xx	120	107	14

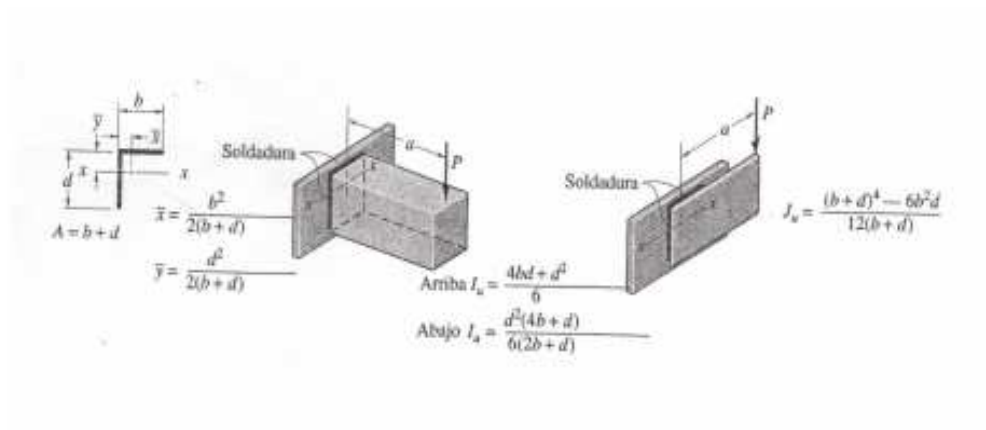
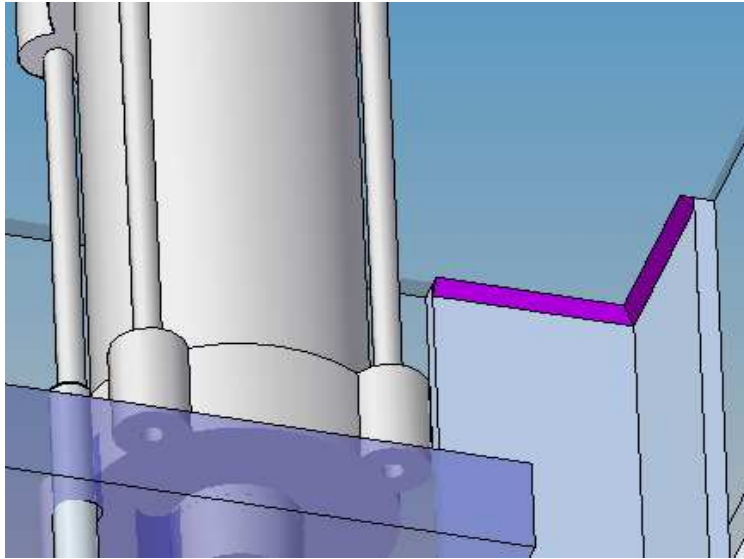
Fuente: SHIGLEY, Joseph E. Diseño en ingeniería mecánica, 6a. ed. Mc Graw Hill, 2004, p550.

Para la fabricación de perfiles estructurales los aceros al carbón son los que presentan mejores características debido a sus propiedades más relevantes como son el límite elástico, su precio es asequible, mayor límite elástico, su facilidad para soldar, resistencia a la corrosión, la aptitud para la conformación en frío y las características del acabado superficial. Por tanto, se opta por el acero de construcción 1045 para su fabricación.

Las uniones de los largueros y los travesaños más largos se han unido mediante soldadura. Donde se desea obtener varios apoyos y anclaje sobre ella para sus elementos de fijación y posicionamiento, cuya función es la de soportar los elementos de la prensa hidroneumática.

El estudio de este componente se realizará de manera analítica, para simplificar el proceso, se ha dividido en análisis independientes.

Figura 75. Geometría de soldaduras



Bernard J Hamrock. Elementos de máquinas. Mc Graw Hill

la soldadura se considero horizontal ,donde el esfuerzo de flexion max imo

el mod ulo de sec cion en L de soldadura :

$$Z_w = \frac{4 \times b \times d + d^2}{6} = \frac{4 \times 0.092 \text{ m} \times 0.092 \text{ m} + 0.092 \text{ m}^2}{6} = 7.05 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

la c arg a debida a la flexion :

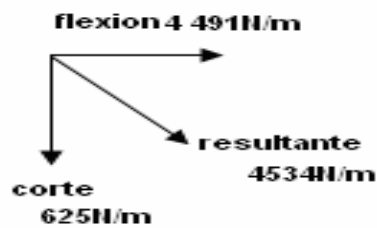
$$f = \frac{M}{Z_w} = \frac{(115.150 \text{ N} \times 0.275 \text{ m})}{7.05 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 4491 \text{ N / m}$$

fuerza de corte :

L_w : longitud de soldadura

$$f_c = \frac{V}{L_w} = \frac{115.150 \text{ N}}{(0.092 \text{ m} + 0.092 \text{ m})} = 625 \text{ N / m}$$

$$\text{fuerza max ima} = \sqrt{(f^2 + f_c^2)} = \sqrt{(4491^2 + 625^2)} \text{ N / m} = 4534 \text{ N / m}$$



la resistencia a la fatiga permisible para soldaduras de filete, para 100.000 ciclos

$$fatiga_{100.000} = \frac{8484}{1 - \frac{1}{2}k}$$

$$k = \frac{carga\ minima}{carga\ maxima} = \frac{esfuerzo\ minimo}{esfuerzo\ maximo}$$

$k = +1$ (para carga constante)

$k = 0$ (si la carga es libre, varía en un solo sentido)

$k = -1$ (si la carga es invertida)

$$fatiga_{100.000} = \frac{8484}{1 - \frac{1}{2}(+1)} = 16900$$

la resistencia a la fatiga se puede expresar en función del número de ciclos

$$FA = FB \left(\frac{NB}{NA} \right)^C$$

FA = Resistencia a la fatiga para NA (ciclos)

FB = Resistencia a la fatiga para NB (ciclos)

C = Constante que varía con el tipo de soldadura, (0.13) para soldadura a tope y (0.18)

para las juntas sometidas a carga axial de tracción y compresión

$$f_{600.000} = 16900 \left(\frac{600.000}{100.000} \right)^{0.18} = 23332$$

la dimensión de soldadura

$$w = \frac{4.534 N / m}{23332 \times (6.894 \times 10^{-3} N / m)} = 0.0028 = 2.8 mm \text{ (la dimensión de soldadura de filete}$$

con ambos lados iguales)

$$w = 0.0028 mm = 0.11 pul$$

el tamaño del cateto comercial a utilizar es $= \frac{1}{8}$ pul

Existe una regla para soldaduras no calculadas: para una soldadura sometida a carga paralela y carga transversal, simultáneamente, la dimensión debe ser $\frac{3}{4}$ del espesor de la lámina, la longitud de la soldadura debe ser igual a la longitud de la lámina y esta se debe soldar a ambos lados; para diseños en el que la rigidez es el factor básico, utilizar una longitud de lado (dimensión) igual a $\frac{3}{8}$ del espesor de la lámina⁴⁸.

Cálculo de la unión soldada de porta matriz y párales estructurales

⁴⁸ "Teoría y problemas de diseño de máquinas / Allen S. Hall, Alfred R. Holowenko, Herman G. Laughlin, Prentice-Hall.

Figura 76. Geometría de soldaduras de la parte soldada del porta matriz a la estructura

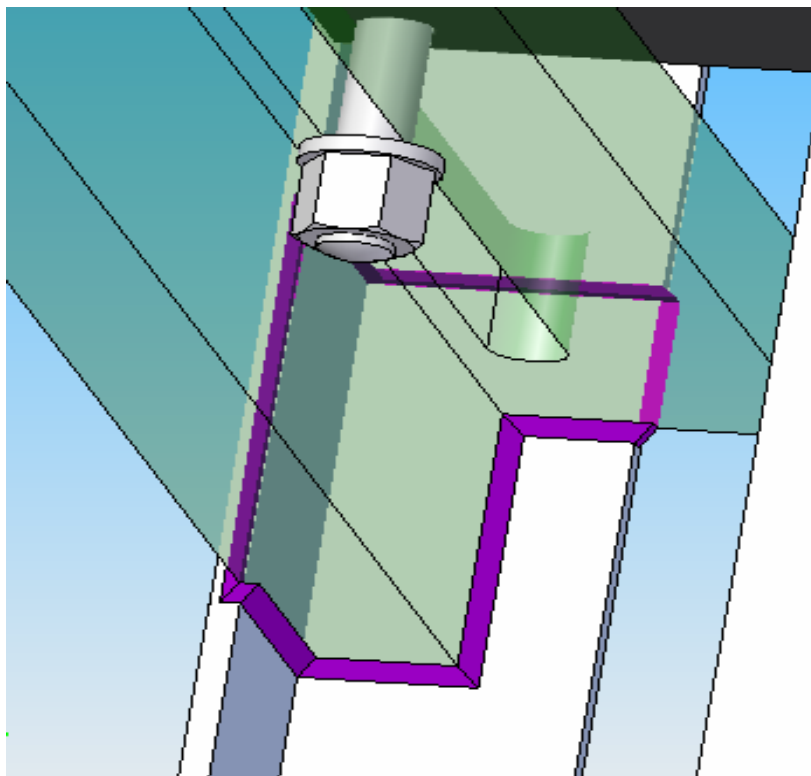


FIGURA 77. Cálculos para unión de la parte superior la porta matriz y la estructura.

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento polar de inercia del área unitaria
	$A = 0.707b(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b+d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b+d)}$	$J_c = \frac{(b+d)^4 - 6b^3d^2}{12(b+d)}$

Shigley, Joseph, E diseño en ingeniería mecánica, 6ª, ed. Mc Graw Hill

la fuerza cortante produce un cortante primario en las soldaduras de magnitud

$$\tau' = \frac{V}{A} = \frac{230300N}{0.707 \times h \times (2b + d)} = \frac{230300N}{0.707 \times 0.0254m \times (2 \times 0.092m + 0.092m)} = 46Mpa$$

Donde A es el área de la garganta de todas las soldaduras, con un cateto $h = 1" = 0.0254$ el momento en el soporte produce un cortante secundario en la garganta de las soldaduras (ver anexos 10)

$$\tau'' = \frac{Mr}{I} = \frac{(230300N \times 1.10m)}{\left(\frac{4 \times b \times d + d^2}{6}\right)} = \frac{(230300N \times 1.10m)}{\left(\frac{4 \times 0.092m \times 0.092m + 0.092m^2}{6}\right)} = 36Mpa$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2} = \sqrt{(46 \times 10^6)^2 + (36 \times 10^6)^2} = 58Mpa$$

el factor de seguridad para tensión ($\eta = 1.67$), para cortante ($\eta = 1.44$)

si $\{\eta \geq \eta_{\text{diseño}}\}$, el diseño será satisfactorio con respecto a la resistencia

$$\eta = \frac{0.57 \times S_y}{\tau_{\max}} = \frac{0.57 \times 310Mpa}{58Mpa} = 3$$

$$\eta = 1.4 \geq 3$$

por fatiga

$$S_y = 310Mpa \text{ (ver anexos 10)}$$

$$S_{ut} = 570Mpa \text{ (ver anexos 10)}$$

el factor de concentración de esfuerzos de fatiga ocurre donde los metales de aporte y de la unión se mezclan durante el proceso de soldado

$$K_{fs} = 1.5 \text{ (ver anexos 10)}$$

K_a = factor de modificación de la condición superficial

$$K_a = a \times S_{ut}^b = 271Mpa \times 570^{-0.995} Mpa = 0.52$$

K_b = factor de modificación del tamaño

$$D_{\text{EQUIVALENTE}} = 0.808(b * d)^{1/2} = 0.808(0.1524 * 0.1524)^{1/2} = 0.44m = 440mm$$

$$K_b = 0.859 - 0.000837 * D_{\text{EQUIVALENTE}} = 0.498$$

K_c = factor de carga = 1 (cuando hay flexión)

K_d = factor de temperatura = 1

$$K_e = \text{factor de efectos} = \frac{1}{K_{fs}} = \frac{1}{1.5} = 0.66$$

$$S_e' = 0.506(S_{ut}) = 0.506(570Mpa) = 288Mpa$$

$$Sse = Ka * Kb * Kc * Ke * Se'$$

$$Sse = 0.52 * 0.49 * 1 * 0.66 * 288 = 48Mpa$$

$$\eta_f = \frac{1}{2} \left(\frac{0.67 \times Sut}{\tau_m} \right)^2 \times \frac{\tau_a}{Sse} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 * \tau_m * Sse}{0.67 * Sut * \tau_a} \right)^2} \right]$$

$$\tau_a = \tau_m = \tau_{\max}$$

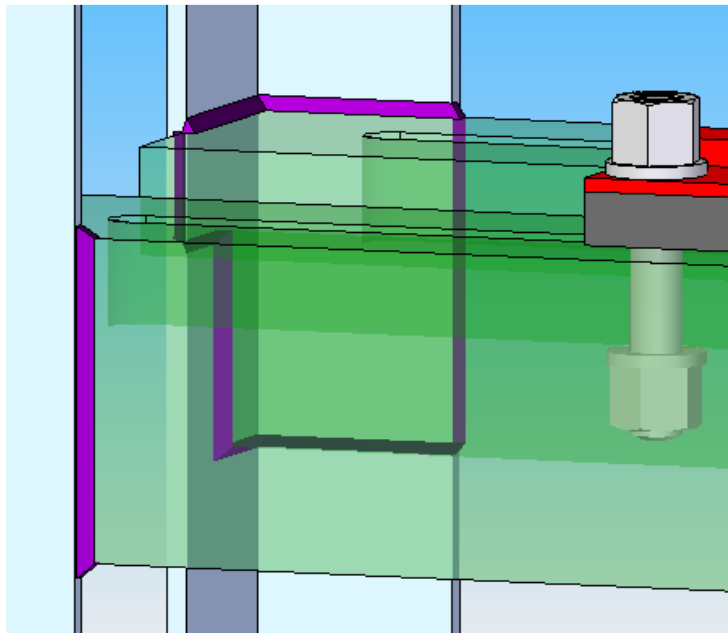
$$\tau_a = \frac{Kfs * P}{A} = \frac{1.5 * 230300N}{0.707 \times h \times (2b + d)} = \frac{1.5 * 230300N}{0.707 \times 0.0254 \times (2 \times 0.092m + 0.092m)} = 69Mpa$$

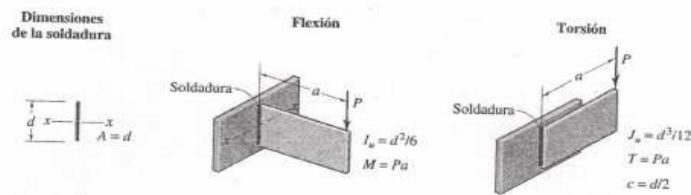
$$\eta_f = \frac{1}{2} \left(\frac{0.67 \times 570Mpa}{69Mpa} \right)^2 \times \frac{69Mpa}{48Mpa} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 * 68Mpa * 48Mpa}{0.67 * 570Mpa * 69Mpa} \right)^2} \right] = 6.1$$

$$\eta_f \geq \eta_{diseño} = 6.1 \geq 2.9 \text{ (la estructura es satisfactoria en fatiga)}$$

Cálculos para la sección la porta matriz y su unión con la estructura

Figura 78. Geometría de soldaduras como una línea





Bernard J Hamrock .Elementos de máquinas. Mc Graw Hill

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de O	Segundo momento polar de inercia del área unitaria
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/3$	$J_u = d^3/12$

Shigley, Joseph, E diseño en ingeniería mecánica, 6ª, ed. Mc Graw Hill

la fuerza cor tan te produce un cor tan te primario en las soldaduras de magnitud

$$\tau' = \frac{V}{A} = \frac{230300N}{0.707 \times h \times d} = \frac{230300N}{0.707 \times 0.0254m \times 0.1524m} = 84Mpa$$

Donde A es el area de la g arg anta de todas las soldaduras, con un cateto $h = 1'' = 0.0254$ el momento en el soporte produce un cor tan te sec undario en la g arg anta de las soldaduras (ver anexos 10)

$$\tau'' = \frac{Mr}{I} = \frac{(230300N \times 1.10m)}{\left(\frac{d^3}{6}\right)} = \frac{(230300N \times 1.10m)}{\left(\frac{0.1524^3m}{6}\right)} = 65Mpa$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2} = \sqrt{(84 \times 10^6)^2 + (65 \times 10^6)^2} = 106Mpa$$

el factor de seguridad para tension ($\eta = 1.67$), para cor tan te ($\eta = 1.44$)

si $\{\eta \geq \eta_{\text{diseño}}\}$, el diseño sera satisfactorio con respecto a la resistencia

$$\eta = \frac{0.57 \times Sy}{\tau_{\max}} = \frac{0.57 \times 310Mpa}{106Mpa} = 1.6$$

$$\eta = 1.4 \geq 1.6$$

por fatiga

$$S_y = 310 \text{ Mpa (ver anexos 10)}$$

$$S_{ut} = 570 \text{ Mpa (ver anexos 10)}$$

el factor de concentracion de esfuerzos de fatiga ocurre donde los metales de aporte y de la union se mezclan durante el proceso de soldado

$$K_{fs} = 2.7 \text{ (ver anexos 10)}$$

K_a = factor de mod ificacion de la condicion sup erficial

$$K_a = a \times S_{ut}^b = 271 \text{ Mpa} \times 570^{-0.995} \text{ Mpa} = 0.52$$

K_b = factor de mod ificacion del tamaño

$$D_{EQUIVALENTE} = 0.808(h * d)^{1/2} = 0.808(0.0254 * 0.1524)^{1/2} = 0.05 \text{ m} = 50 \text{ mm}$$

$$K_b = 0.859 - 0.000837 * D_{EQUIVALENTE} = 0.817$$

K_c = factor de c arg a = 1 (cuando hay flexion)

K_d = factor de temperatur a = 1

$$K_e = \text{factor de efectos} = \frac{1}{K_{fs}} = \frac{1}{1.5} = 0.66$$

$$S_e' = 0.506(S_{ut}) = 0.506(570 \text{ Mpa}) = 288 \text{ Mpa}$$

$$S_{se} = K_a * K_b * K_c * K_e * S_e'$$

$$S_{se} = 0.52 * 0.817 * 1 * 0.66 * 288 = 80 \text{ Mpa}$$

$$\eta f = \frac{1}{2} \left(\frac{0.67 \times S_{ut}}{\tau_m} \right)^2 \times \frac{\tau_a}{S_{se}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 * \tau_m * S_{se}}{0.67 * S_{ut} * \tau_a} \right)^2} \right]$$

$$\tau_a = \tau_m = \tau_{\max} *$$

$$\tau_a = \frac{K_{fs} * P}{A} = \frac{1.5 * 230300 \text{ N}}{0.707 \times h \times d} = \frac{1.5 * 230300 \text{ N}}{0.707 \times 0.0254 \times 0.1524 \text{ m}} = 126 \text{ Mpa}$$

$$\eta f = \frac{1}{2} \left(\frac{0.67 \times 570 \text{ Mpa}}{126 \text{ Mpa}} \right)^2 \times \frac{126 \text{ Mpa}}{80 \text{ Mpa}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 * 126 \text{ Mpa} * 80 \text{ Mpa}}{0.67 * 570 \text{ Mpa} * 126 \text{ Mpa}} \right)^2} \right] = 4.5$$

$$\eta f \geq \eta_{\text{diseño}} = 4.5 \geq 1.69 \text{ (la estructura es satisfactoria en fatiga)}$$

Figura 79. Geometría de soldaduras en L de la porta matriz parte inferior

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento polar de inercia del área unitaria
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b+d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b+d)}$	$J_c = \frac{(b+d)^3 - 6bd^3}{12(b+d)}$

Shigley, Joseph, E diseño en ingeniería mecánica, 6ª, ed. Mc Graw Hill

Cálculos de soldadura de la sección interior del perfil en L del portamatriz y la estructura

la fuerza cortante produce un cortante primario en las soldaduras de magnitud

$$\tau' = \frac{V}{A} = \frac{230300N}{0.707 \times h \times (2b + d)} = \frac{230300N}{0.707 \times 0.0254m \times (2 \times 0.092m + 0.1524m)} = 38Mpa$$

Donde A es el área de la garganta de todas las soldaduras, con un cateto $h = 1" = 0.0254$ el momento en el soporte produce un cortante secundario en la garganta de las soldaduras (ver anexos 10)

$$\tau'' = \frac{Mr}{I} = \frac{(230300N \times 1.10m)}{\left(\frac{4 \times b \times d + d^3}{6}\right)} = \frac{(230300N \times 1.10m)}{\left(\frac{4 \times 0.092m \times 0.1524m + (0.1524m)^3}{6}\right)} = 19Mpa$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2} = \sqrt{(38 \times 10^6)^2 + (19 \times 10^6)^2} = 42Mpa$$

el factor de seguridad para tensión ($\eta = 1.67$), para cortante ($\eta = 1.44$)

si $\{\eta \geq \eta_{\text{diseño}}\}$, el diseño será satisfactorio con respecto a la resistencia

$$\eta = \frac{0.57 \times S_y}{\tau_{\max}} = \frac{0.57 \times 310Mpa}{42Mpa} = 4.2$$

$$\eta = 1.4 \geq 4.2$$

por fatiga

$$S_y = 310 \text{ Mpa (ver anexos 10)}$$

$$S_{ut} = 570 \text{ Mpa (ver anexos 10)}$$

el factor de concentracion de esfuerzos de fatiga ocurre donde los metales de aporte y de la union se mezclan durante el proceso de soldado

$$K_{fs} = 1.5 \text{ (ver anexos 10)}$$

K_a = factor de mod ificacion de la condicion sup erficial

$$K_a = a \times S_{ut}^b = 271 \text{ Mpa} \times 570^{-0.995} \text{ Mpa} = 0.52$$

K_b = factor de mod ificacion del tamaño

$$D_{EQUIVALENTE} = 0.808(b * d)^{1/2} = 0.808(0.092 * 0.1524)^{1/2} = 0.09 \text{ m} = 90 \text{ mm}$$

$$K_b = 0.859 - 0.000837 * D_{EQUIVALENTE} = 0.78$$

K_c = factor de c arg a = 1 (cuando hay flexion)

K_d = factor de temperatura = 1

$$K_e = \text{factor de efectos} = \frac{1}{K_{fs}} = \frac{1}{1.5} = 0.66$$

$$S_e' = 0.506(S_{ut}) = 0.506(570 \text{ Mpa}) = 288 \text{ Mpa}$$

$$S_{se} = K_a * K_b * K_c * K_e * S_e'$$

$$S_{se} = 0.52 * 0.78 * 1 * 0.66 * 288 = 77 \text{ Mpa}$$

$$\eta f = \frac{1}{2} \left(\frac{0.67 \times S_{ut}}{\tau_m} \right)^2 \times \frac{\tau_a}{S_{se}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 * \tau_m * S_{se}}{0.67 * S_{ut} * \tau_a} \right)^2} \right]$$

$$\tau_a = \tau_m = \tau_{\max} *$$

$$\tau_a = \frac{K_{fs} * P}{A} = \frac{1.5 * 230300 \text{ N}}{0.707 \times h \times (2b + d)} = \frac{1.5 * 230300 \text{ N}}{0.707 \times 0.0254 \times (2 \times 0.092 \text{ m} + 0.1524 \text{ m})} = 57 \text{ Mpa} \text{ Lo}$$

$$\eta f = \frac{1}{2} \left(\frac{0.67 \times 570 \text{ Mpa}}{57 \text{ Mpa}} \right)^2 \times \frac{57 \text{ Mpa}}{77 \text{ Mpa}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 * 57 \text{ Mpa} * 77 \text{ Mpa}}{0.67 * 570 \text{ Mpa} * 57 \text{ Mpa}} \right)^2} \right] = 11$$

$$\eta f \geq \eta_{\text{diseño}} = 11 \geq 4.2 \text{ (la estructura es satisfactoria en fatiga)}$$

s cálculos anteriormente realizados dan los datos para escoger las mejores características para soldar toda la estructura teniendo en cuenta las secciones más críticas donde se ejerce y reciben la presión realizada por los actuadores, los factores de seguridad de acuerdo al criterio de distorsión.

Para la soldadura se eligió un electrodo comercial de E6010, ya que la resistencia es apropiada, el dígito 1 se refiere a la posición a soldar, este es para todas, el

digito 0, se refieren a condiciones eléctricas, se debe tener una máquina de corriente DC en donde el electrodo está conectado al lado positivo, el diámetro del cateto debe ser de 1" o mayor, ya que esta medida es la referencia para que cumpla la medida de la altura del filete.

7.14. UNIONES ATORNILLADAS

Se ha previsto la instalación de dos actuadores hidroneumáticos colocados de manera simétrica sujetos a la lámina superior y su cometido es el de soportar el movimiento vertical, en el momento en que los cilindros principales lleguen a su final de carrera. De esta manera se consigue asegurar que, incluso en el caso de fallo de los mismos, estos quedarán soportados por la lámina de sujeción y sus diferentes elementos, evitando una situación de riesgo para los operarios.

De entre los modelos presentes, se han escogido 4 fijaciones destinadas a anclar los cilindros en las zonas preparadas en la lámina para tal fin.

Se deben colocar los actuadores en la base del cojinete de los cilindros y la parte de la lámina. Donde se ha decidido previamente. Es necesario que el suelo de la zona donde va a ser instalado la prensa presente unas irregularidades mínimas, de manera que se asegure un perfecto asentamiento de estos componentes, lo que posteriormente facilitará la perpendicularidad de los cilindros.

Previamente a cualquier montaje, se unen el cilindro hidroneumático y su anclaje estándar mediante los 4 tornillos M10. Por otro lado, se unen a la estructura de la máquina y el movimiento se limita mediante los pasadores de la parte de la matriz.

Se coloca el aro de suplemento, haciendo coincidir sus agujeros con los de la placa, para una posterior fijación de ambos componentes. Para esta unión se utilizan 4 tornillos cilíndricos. Comprobando en tablas, se obtiene que la fuerza axial límite para un tornillo M12x30mm, con lo que se busca es que el tornillo seleccionado puede garantizar la fuerza de sujeción necesaria para soportar la pieza a sostener del troquel. Cálculo de rigidez y constante C, Para realizar los cálculos de la unión se determinan previamente la rigidez del tornillo (tornillo k_t y piezas a unir k_m) con las siguientes expresiones.

Calculo de la contra placa

$$K_t = \frac{\pi \times d^2 \times E}{4 \times l}$$

$$K_m = \frac{0.577 \times \pi \times d \times E}{2 \times \ln \left[\frac{0.577 \times l + 0.5 \times d}{0.577 \times l + 2.5 \times d} \right]}$$

donde :

l = longitud del tornillo (30mm)

E = Modulo elastico del material del tornillo (acero 210.000Mpa)

d = Diametro del tornillo (12mm)

$$K_t = \frac{\pi \times d^2 \times E}{4 \times l} = \frac{\pi \times (0.012m)^2 \times 210.000 \times 10^6 N / m}{4 \times (0.030m)} = 791 \times 10^6 N / m^2$$

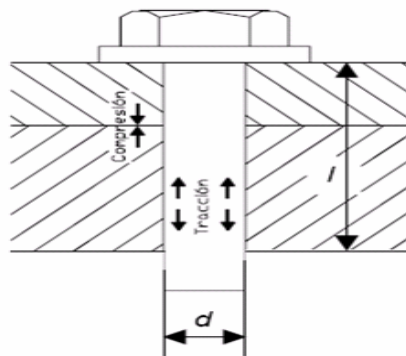
$$K_m = \frac{0.577 \times \pi \times d \times E}{2 \times \ln \left[\frac{0.577 \times l + 0.5 \times d}{0.577 \times l + 2.5 \times d} \right]} = \frac{0.577 \times \pi \times 0.012m \times 210000 \times 10^6 N / m}{2 \times \ln \left[\frac{0.577 \times 0.030m + 0.5 \times 0.012m}{0.577 \times 0.030m + 2.5 \times 0.012m} \right]}$$

$$K_m = 3.2 \times 10^6 N / m^2$$

la rigidez en la union atornillada

$$C = \frac{K_t}{K_t + K_m} = \frac{791 \times 10^6 N / m^2}{791 \times 10^6 N / m^2 + 3.2 \times 10^6 N / m^2} = 0.99$$

FIGURA 80.Esfuerzos de una unión atornilladas



Para evitar el deslizamiento de la contra placa sobre el porta punzón, la fuerza ejercida por los tornillos y el factor de seguridad deben de ser lo suficientemente grande ($nf > 1.9$)⁴⁹.

La fuerza final del tornillo que define la resistencia de este debido a la actuación de una fuerza separadora se presenta a continuación

$$F_b = P + \frac{K_t}{K_t + K_m} * f_e$$

La fuerza final de la unión que asegura la no separación de la sección atornillada debido a la actuación de una fuerza separadora se presenta a continuación.

$$F_c = p - \frac{K_m}{K_m + K_t} f_e$$

donde :

f_e = carga aplicada externa

f_p = precarga

K_t = rigidez del tornillo

K_m = rigidez de la union

Los tornillos de buena calidad se pueden precargar en el intervalo plástico para que desarrollen más resistencia. Una fracción del par torsión del tornillo usado para apretar con el tiempo se relaja y disminuye un poco la tensión, así como una regla, un tornillo se fracturara durante el apriete, o no se fracturara⁵⁰.

El conjunto de la contra placa se sostiene por la acción de dos tornillos que distribuyen la carga entre ellos.

⁴⁹ Shigley, Joseph, E diseño en ingeniería mecánica, 6ª, ed. Mc Graw Hill

⁵⁰ Shigley, Joseph, E diseño en ingeniería mecánica, 6ª, ed. Mc Graw Hill

$F_{precarga}$ = para cargas estáticas como le de fatiga

$F_{precarga} = \tau_{permisible} = 0.75 \times F_p \rightarrow$ para conexiones no permanentes

F_p = es la carga de prueba

$F_p = A_t \times S_p$

S_p = resistencia de prueba (970 Mpa) (ver anexos 11)

A_t = área de la parte roscada (84.3 mm) (ver anexos 11)

$F_p = A_t \times S_p = 970 \text{ Mpa} \times 0.0843 = 8.1 \text{ Mpa}$

$F_{precarga} = 0.75 \times F_p = 0.75 \times 8.1 \text{ Mpa} = 6.1 \text{ Mpa}$

la carga máxima que puede soportar el tornillo con un factor de seguridad ($n_s = 2.5$)

$$P_{max} = \frac{A_t \times S_p - F_{precarga}}{n_s \times C} = \frac{0.0843 \text{ m} \times (970 \times 10^6) \text{ N/m} - (6.1 \times 10^6) \text{ N/m}}{2.5 \times 0.99}$$

$$P_{max} = 30 \times 10^6 \text{ N/m}$$

el factor de seguridad calculado

$$n_{sj} = \frac{F_{precarga}}{P_{max}(1 - C)} = \frac{6.1 \times 10^6 \text{ N/m}}{30 \times 10^6 \text{ N/m}(1 - 0.99)} = 2.03$$

la carga máxima antes que ocurra la separación

$$P_{maxj} = \frac{F_{precarga}}{n_{sj}(1 - C)} = \frac{6.1 \times 10^6 \text{ N/m}}{2.03(1 - 0.99)} = 305 \times 10^6 \text{ N/m}$$

las cargas máximas del tornillo y de la unión son lo suficientemente amplias para sufrir algún daño

$$F_c = p - \frac{K_m}{K_m + K_t} f_e : 115.150 \text{ N} - \frac{3.2 \times 10^6 \text{ N/m}^2}{791 \times 10^6 \text{ N/m}^2 + 3.2 \times 10^6 \text{ N/m}^2} \times 100.000 \text{ N}$$

$F_c = 114.747 \text{ N} \rightarrow$ fuerza final en la unión y como es mayor que cero el ensamble se encuentra ajustado

Una vez garantizada la unión en condiciones estáticas, se procede a garantizarla también por fatiga

la carga a soportar de 230300N aplicada ciclicamente

$$p_a = p_m = \frac{230300N}{2} = 115.150N$$

limite de fatiga para rosca grado metrico

$$S_e' = 0.45S_u$$

S_u = resistencia a la rotura (1220Mpa $\rightarrow$ para grado 12.9)

$$S_e' = 0.45 \times (1220 \times 10) N / m^2 = 549 \times 10^6 N / m^2$$

el factor de concentracion por fatiga ($K_f = 2.2$)

K_r = el factor de confiabilidad para una sobrevivencia 90%

limite de fatiga

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_r \times S_e'$$

$$S_e = (4.45(520)^{-0.265}) \times (1.24 \times 12^{-0.107}) \times 0.9 \times 1 \times 549 \times 10^6 N / m^2 =$$

$$S_e = 382 \times 10^6 N / m^2$$

El tornillo seleccionado es lo suficientemente confiable para la unión entre los actuadores y la contra placa ya que se examino desde el punto de esfuerzo y fatiga teniendo en cuenta el factor de seguridad para la unión propuesta en la máquina, la unión está garantizada y tiene la suficiente resistencia como para no llegar a la separación de la unión.

El tornillo seleccionado puede garantizar la fuerza de sujeción necesaria para unir el porta punzón a la contra placa del troquel, seleccionamos un tornillo M12x60mm, Para realizar los cálculos de la unión se determinan previamente la rigidez del tornillo (tornillo k_t y piezas a unir k_m) con las siguientes expresiones

$$K_t = \frac{\pi \times d^2 \times E}{4 \times l}$$

$$K_m = \frac{0.577 \times \pi \times d \times E}{2 \times \ln \left[\frac{0.577 \times l + 0.5 \times d}{0.577 \times l + 2.5 \times d} \right]}$$

donde :

l = longitud del tornillo (60mm)

E = Modulo elastico del material del tornillo (acero 210.000Mpa)

d = Diametro del tornillo (12mm)

$$K_t = \frac{\pi \times d^2 \times E}{4 \times l} = \frac{\pi \times (0.012m)^2 \times 210.000 \times 10^6 N / m}{4 \times (0.060m)} = 395 \times 10^6 N / m^2$$

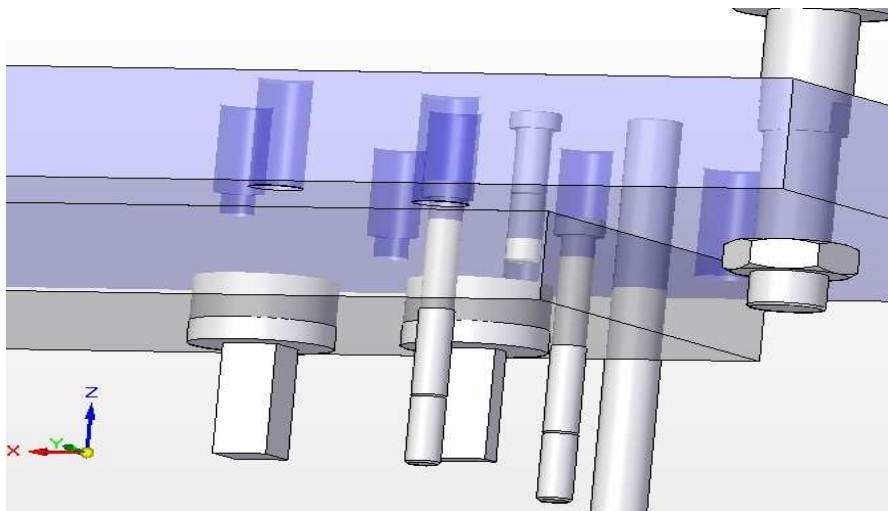
$$K_m = \frac{0.577 \times \pi \times d \times E}{2 \times \ln \left[\frac{0.577 \times l + 0.5 \times d}{0.577 \times l + 2.5 \times d} \right]} = \frac{0.577 \times \pi \times 0.012m \times 210000 \times 10^6 N / m}{2 \times \ln \left[\frac{0.577 \times 0.060m + 0.5 \times 0.012m}{0.577 \times 0.060m + 2.5 \times 0.012m} \right]}$$

$$K_m = 1.5 \times 10^6 N / m^2$$

la rigidez en la union atornillada

$$C = \frac{K_t}{K_t + K_m} = \frac{395 \times 10^6 N / m^2}{395 \times 10^6 N / m^2 + 1.5 \times 10^6 N / m^2} = 0.98$$

FIGURA 79. La unión del porta punzón a la contraplaca



La unión del porta punzón a la contraplaca se hace por medio de 4 tornillos que distribuyen la carga entre ellos

$F_{prec \text{ arg } a}$ = para cargas estáticas como la de fatiga

$F_{prec \text{ arg } a} = \tau_{\text{permisible}} = 0.75 \times F_p \rightarrow$ para conexiones no permanentes

F_p = es la carga de prueba

$F_p = A_t \times S_p$

S_p = resistencia de prueba (970 Mpa) (ver anexos 11)

A_t = área de la parte roscada (84.3mm) (ver anexos 11)

$F_p = A_t \times S_p = 970 \text{ Mpa} \times 0.0843 = 8.1 \text{ Mpa}$

$F_{prec \text{ arg } a} = 0.75 \times F_p = 0.75 \times 8.1 \text{ Mpa} = 6.1 \text{ Mpa}$

la carga máxima que puede soportar el tornillo con un factor de seguridad ($n_s = 2.5$)

$$P_{\max} = \frac{A_t \times S_p - F_{prec \text{ arg } a}}{n_s \times C} = \frac{0.0843 \text{ m} \times (970 \times 10^6) \text{ N/m}^2 - (6.1 \times 10^6) \text{ N/m}^2}{2.5 \times 0.98}$$

$$P_{\max} = 30.8 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

el factor de seguridad calculado

$$n_{sj} = \frac{F_{prec \text{ arg } a}}{P_{\max}(1 - C)} = \frac{6.1 \times 10^6 \text{ N/m}^2}{30.8 \times 10^6 \text{ N/m}^2 (1 - 0.98)} = 9.9$$

la carga máxima antes que ocurra la separación

$$P_{\max j} = \frac{F_{prec \text{ arg } a}}{n_{sj}(1 - C)} = \frac{6.1 \times 10^6 \text{ N/m}^2}{9.9(1 - 0.98)} = 30 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

las cargas máximas del tornillo y de la unión son lo suficientemente amplias para sufrir algún daño

$$F_c = p - \frac{K_m}{K_m + K_t} f_e : 115.150 \text{ N} - \frac{1.5 \times 10^6 \text{ N/m}^2}{1.5 \times 10^6 \text{ N/m}^2 + 395 \times 10^6 \text{ N/m}^2} \times 100.000 \text{ N}$$

$F_c = 114.771 \text{ N} \rightarrow$ fuerza final en la unión y como es mayor que cero el ensamble se encuentra ajustado

Una vez garantizada la unión en condiciones estáticas, se procede a garantizarla también por fatiga.

la carga a soportar de 230300N aplicada ciclicamente

$$p_a = p_m = \frac{230300N}{4} = 57.575N$$

limite de fatiga para rosca grado metrico

$$S_e' = 0.45S_u$$

S_u = resistencia a la rotura (1220Mpa → para grado 12.9)

$$S_e' = 0.45 \times (1220 \times 10) N / m^2 = 549 \times 10^6 N / m^2$$

el factor de concentracion por fatiga ($K_f = 10.9$)

K_r = el factor de confiabilidad para una sobrevivencia 90%

limite de fatiga

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_r \times S_e'$$

$$S_e = (4.45(520)^{-0.265}) \times (1.24 \times 12^{-0.107}) \times 0.9 \times 10.9 \times 549 \times 10^6 N / m^2 =$$

$$S_e = 4.3 \times 10^6 N / m^2$$

El tornillo seleccionado es lo suficientemente confiable para la unión entre los la contraplaca y el porta punzón, determinándose esfuerzo y fatiga de los tornillos teniendo en cuenta el factor de seguridad para la unión propuesta en la máquina.

Es necesario realizar el cálculo de la fijación del conjunto de tornillos que sostienen a los actuadores, ya que por esta fijación pasan los esfuerzos realizados por los cilindros hidroneumáticos al troquel, por lo que se debe realizar la comprobación de los tornillos que fijan estos cilindros aunque el proveedor especifique el tipo necesario de elemento para lograr la sujeción a la máquina. La placa base de cada actuador está fijada por 4 tornillos de M6*30mm con una resistencia 12.9. La fuerza que deben soportar estas fijaciones es la misma para todos.

tornillos = 4

material ISO 12.9

resistencia a la fatiga = 190Mpa

carga por esfuerzo de corte

$$\frac{\text{Fuerza de corte}}{2\text{actuadores}} = \frac{230300N}{2} = 115.150N$$

Distribucion de fuerzas en los tornillos

$$f' = \frac{115.150N}{4} = 28.787N$$

$$A_s = \frac{f'}{\text{resistencia a la fatiga}} = \frac{28787N}{190 \times 10^6 N / m^2} = 1.5 \times 10^{-7} m^2$$

$$D = \sqrt{4 \times \frac{A_s}{\pi}} = \sqrt{4 \times \frac{1.5 \times 10^{-7} m^2}{\pi}} = 0.013mm = 13mm$$

segun las características del fabricante para la instalacion de los actuadores se

puede utilizar tornillos de 10mm a 15mm, donde el diametro calculado es aceptable

como elemento de sujecion entre la la min a superior y los actuadores oleoneuamti cos

8. COSTOS

En el entorno industrial, existen infinidades de maquinaria para la fabricación de un sin número de productos de buena calidad, donde se compite por posicionarse del mercado nacional o internacional utilizando todos los métodos y técnicas que conlleven al consumidor a compra de los productos fabricados.

Los trastornos económicos generados por la inflación o la devaluación de la moneda han llevado a que muchas empresa utilicen mejores procedimientos, desean reducir costo buscando alternativas para el ahorro de energía, pero manteniendo una elevada productividad viéndose en la necesidad de reestructurar las organizaciones utilizando reingenierías, enfocando la organización para hacerla más eficiente y que puedan dar respuestas a los consumidores de manera confiable y sencilla.

Debido a la gran competencia que existe en el mercado debemos tener en cuenta la cantidad de producto y el tiempo de elaboración del mismo, por lo que consideramos que todos estos procesos de producción deben ser totalmente automatizados.

Es por eso que este proyecto, ha dispuesto entre sus objetivos mejorar constantemente el proceso productivo, entre los que se encuentra el de fabricación, específicamente en el área de las prensas troqueladoras que comienza desde que el personal suministra la materia prima, realizando el proceso de troquelado mediante un sistema semiautomático con un

dispositivo hidroneumático, este proceso es de forma continua a medida que la prensa troquele el material va saliendo ya perforado el cual es el desecho generado por el mismo proceso, y es depositado en un recipiente para que los desechos metálicos caigan de una forma automática en el mismo, sin intervención del operador para así agilizar el proceso de fabricación y aumento de la capacidad de recolección de la tolva.

Para toda Empresa de producción es de suma importancia aparte de su personal de trabajo, tener una maquinaria actualizada para realizar la producción al menor tiempo posible y mejorar calidad del producto fabricado.

La importancia y la calidad de la investigación, obedecerá a los aspectos tanto cuantitativos como cualitativos de la información, buscada así como la forma que sea aprovechada. Es por esta razón que se deberá analizar de manera clara y precisa las técnicas de recolección de datos, dirigido al área de la investigación.

Las siguientes técnicas e instrumentación de recolección de datos serán utilizadas:

- **Observación Directa:** Por medio de la observación se examinará la manera cómo operan actualmente las máquinas-herramientas de conformado, determinando de esta forma las causas de las fallas y parada, con el fin de tener respaldo en la toma de decisiones.
- **Entrevista no estructuradas:** Mediante la utilización de entrevistas informales, a los operadores de prensas, donde se obtendrán datos específicos acerca del funcionamiento del sistema de troquelado, así como también se conocerá cuales son las fallas más frecuentes, sus causas y las posibles soluciones y mejoras, con la finalidad de orientar los criterios para el diseño de la propuesta.
- **Técnica Documental:** La investigación será debidamente respaldada, mediante el estudio de toda la información existente sobre el tema en cuestión, que va desde consultas de textos, planos, catálogos y manuales hasta documentos en línea; la consulta de textos servirá de información relacionada con instrumentación y con los sistemas de control.

TABLA 33. COSTOS DEL PROYECTO

COSTO MATERIAL			
CONCEPTO	\$ COSTO UNITARIO	UNIDADES	\$ TOTALES
BASE ACERO 1045	60.000	1	60.000
COLUMNA ESTRUCTURAL ACERO 1045	55.000	4	220.000
PLACA SUPERIOR ACERO 1045	150.000	1	126.000
PORTA MATRIZ ACERO 1045	150.000	2	300.000
PLACA FRONTAL FIBRA DE VIDRIO	50.000	2	100.000
PLACA LATERAL FIBRA DE VIDRIO	30.000	2	60.000
PLACA FRONTAL INFERIOR FIBRA DE VIDRIO	70.000	2	140.000
PLACA LATERAL INFERIOR FIBRA DE VIDRIO	50.000	2	100.000
CONTRAPLACA ACERO TEMPLADO	40.000*	1	40.000*
UNIDAD OLEONEUMÁTICA	500**	2	1000**
BOMBA	700.000		700.000
ACCESORIOS HIDRAULICOS	800.000		800.000
CILINDRO HIDRAULICO	1,000,000	2	2,000,000
TUERCA PISTON CILINDRO	500	2	1.000
TORNILLO UNIDAD OLEONEUMÁTICA ACERO FUN. HIERRO	1.000	8	8.000
ESPARRAGO 1-10 UNC ACERO FUN. HIERRO	8.000	4	32.000
TUERCA ROSCA 1-10 UNC ACERO FUN. HIERRO	500	8	4.000
TORNILLO M12 X 30 ACERO FUN. HIERRO	1.000	2	2.000
PORTA PUNZON PROGRESIVO ACERO TEMPLADO	60.000*	1	60.000*
TORNILLO M12 X 120 ACERO FUN. HIERRO	1.000	4	4.000
PLACA EXPULSORA PROGRESIVO ACERO TEMPLADO	50.000*	1	50.000*
MATRIZ PROGRESIVO ACERO TEMPLADO	60.000*	1	60.000*
GUIA TROQUEL ALEACION DE ACERO	5000	4	20.000

TOLVA ACERO ESTRUCTURAL	70.000	1	70.000
GUIA MATERIAL ACERO TEMPLADO	45.000	2	90.000
CAJA CONTROL FIBRA DE VIDRIO	50.000	1	50.000
BOTONES ON-OFF SUNRISE	48.000	1	48.000
L.C.D	25.000	1	25.000
PEDALERA SUNRISE	82.000	1	82.000
SEGURO ENCENDIDO	50.000	1	50.000
BOTON PARO DE EMERGENCIA	48.000	1	48.000
SEÑAL PARO DE EMERGENCIA	20.000	1	20.000
ELECTRO VALVULA PARKER	720.000	1	720.000
TORNILLO M5 X 20 ACERO FUN. HIERRO	1.000	30	30.000
TOTAL MATERIALES			\$5.900.000
TOTAL ELEM. OPCIONALES			\$210.00
VALOR TOTAL			\$6.096.000

* Elementos Opcionales de la máquina

** Valor expresado en moneda euros.

9. CONCLUSIONES

El resultado de esta investigación fue el diseño de un prototipo de prensa hidroneumática, con características especiales como la posibilidad de realizar diversidad de procesos industriales, permitiendo al operario la mayor facilidad de manejo y adecuación de los materiales necesarios para la elaboración de un proceso específico, con un menor tiempo y así una mayor aplicación en el sector del conformado de láminas.

Empleando los conocimientos adquiridos durante el proceso educativo de la universidad, así como las necesidades expuestas por los consumidores de este tipo de Máquinas-herramientas, surgió la necesidad de satisfacer las insuficiencias en los sistemas actuales y de esta manera innovar con un sistema de presión que reúne dos cualidades específicas como lo son el sistema neumático e hidráulico.

Con este proyecto se logró:

- ☒ La capacidad de fuerza de las unidades hidroneumáticas se ve reducida al momento de procesar láminas con un coeficiente de ruptura alto, ya que para fuerzas altas se necesitara de un elemento con unidad de trabajo hidráulica que pueda ejercer más presión y elementos como bombas con un caudal amplio y una potencia muy grande. Ya que para lograr este procedimiento se consumiría demasiada energía para llegar a procesar una pieza.
- ☒ Las dimensiones de las unidades hidroneumáticas con respecto a las hidráulicas son de un tamaño demasiado espacioso ya que el principio de trabajo es la presión de aire se necesitaría de una cámara de trabajo o área del émbolo de una capacidad muy grande para poder ejercer la presión requerida a la salida.
- ☒ A partir del estudio de los actuadores y de las fuerzas de corte se llegó a la deducción de que es necesario un sistema totalmente hidráulico, ya que este tipo de elementos nos ofrece la capacidad suficiente de presión y sus medidas son acordes a la estructura propuesta.
- ☒ Se identifico las clases de operación que se pueden efectuar en cada opción de troquel de la máquina, el cual fija principalmente el tipo de proceso y la herramienta adecuada para el mismo.
- ☒ Se estableció un mecanismo práctico que permita la posibilidad de obtener dos posiciones de trabajo (vertical y horizontal) analizando previamente las aplicaciones que se pueden ejecutar en cada posición.

- ☑ Se definió la forma, el tamaño y la resistencia del material o materia prima que se va a emplear, proporcionando de esta manera la información necesaria, para delimitar el tipo de material empleado en la fabricación del artículo, ya que la dureza y el endurecimiento de los metales son de especial importancia en el cálculo de la presión que aplica la prensa. Así mismo determina el tamaño de la mesa, forma de alimentación ya que nos permite escoger el material de construcción más adecuado en la elaboración de la prensa.
- ☑ Se diseño un sistema de carácter automático el cual registre datos analógicos (presión), procesándolos para luego ilustrarlos por medio de un dispositivo electrónico, que indique al usuario la medida exacta de presión que se está ejerciendo sobre la pieza.
- ☑ Se analizo un dispositivo de control de operación manual y/o electrónica que permita la regulación del paso de la presión generando un mejor dominio sobre la operación, logrando así mayor estabilidad y seguridad incluso cuando hay interrupción de aire.
- ☑ Se especifico e investigo un juego de utillaje intercambiable que puedan ser fabricados en cualquier diámetro, material, longitud o forma se utilizaría un tipo de herramental con unas características específicas por ejemplo si es lisa o con unos insertos en sus punzones para tener una mejor deformación de acuerdo a las necesidades solicitadas por los clientes que permiten un uso más versátil de las máquinas troqueladoras.
- ☑ La ventaja del sistema hidroneumático es que ejerce puede ejercer una fuerza promedio entre el sistema neumático y hidráulico, a partir de una presión de entrada baja, obteniendo una velocidad de conformado alta y carreras largas, Así mismo la unidad neumática la velocidad de conformado es muy alta pero sin lograr gran fuerza y la hidráulica necesitará de una carrera de trabajo corta para poder mecanizar en un tiempo corto y de un golpe.
- ☑ Se diseño el refuerzo partiendo de la capacidad de carga a soportar por la estructura. Teniendo en cuenta la economía de medios y la sostenibilidad, la estructura original y la unión entre el elemento de refuerzo y la estructura para que éste sea efectivo garantizando la distribución de esfuerzos.
- ☑ La capacidad de fuerza de los cilindros hidroneumáticos se ve reducida al momento de procesar láminas con un coeficiente de ruptura alto y perímetros de corte superior a 15 cm de longitud, ya que para fuerzas altas se necesitara de un elemento con unidad de trabajo hidráulica que pueda ejercer más presión.

- ☒ La ventaja del sistema hidráulico es que ejerce una fuerza alta a una presión de entrada baja y su velocidad de conformado es buena a carreras cortas para poder mecanizar en un tiempo corto y de un golpe.

BIBLIOGRAFIA

1. Felipe torre. Ejecución de procesos de mecanizado-conformado y montaje. thomson.
2. Steve f.krar. Tecnología de las máquinas-herramientas. alfa omega.
3. Ramón moreno. Ingeniería de la automatización industrial. alfa omega.
4. Richard –r-kibbe. Prácticas de taller de máquinas herramientas. limusa, Noriega editores.
5. Arthur .Diseño de mecanismos análisis y síntesis. Prentice hall.
6. Mott Robert .Diseño de elementos de máquinas
7. Beer Jhoston. Mecánica vectorial para ingenieros
8. Bernard J Hamrock, Elementos de máquinas. Mc graw Hill
9. Roque calero Pérez .Fundamentos de mecanismos y mecanismos y máquinas para ingenieros .Mc graw hill.
10. Chevalier bohan. Tecnología del diseño y fabricación de piezas metálicas. limus Noriega
11. Antonio guillen salvador. Introducción a la automatización neumática y electroneumatica. Alfa omega
12. José roldan Vitoria. Prontuario de neumática industrial electricidad aplicada .parinfo
13. R.l timings.Tecnologia de la fabricación V2.alfa omega.
14. Joseph E. shigley. Diseño en ingeniería mecánica. Mc graw hill
- 15..www.oni.escuelas.edu.ar/olimpi2000/santa-fe- sur/ensayodemateriales
16. www.siligon/castellano
17. www.acme .net
18. campus.fortunecity.com/ dquesne/623/home/prensa/prensa.htm
19. www.manufacturaweb.com/productos.
20. www.festo.com
21. www.siemens.com

ANEXOS

ANEXO 1. ENCUESTA A NIVEL INDUSTRIAL

Formato de encuesta
Universidad san buenaventura
Ingeniería Mecatronica
Investigación de mercado de maquinas-herramientas
(Prensas troqueladoras)



Datos de la empresa:

Nombre de la empresa: _____

Dirección: _____

Teléfonos: _____

Persona que responde la encuesta: _____

1.) ¿tiene en su empresa una maquina – herramienta (de tipo prensa)?

- a) Si b) No

2) ¿cual es el tipo de energía que utiliza la prensa.?

- a) Manual
b) mecánica
c) hidráulica
d) neumática

3) ¿cual es el tipo o fuente de alimentación?

- a) alimentación manual.
b) alimentación semiautomáticas
c) alimentación automática.

4) ¿Qué métodos de aplicación de potencia al mecanismo?

- a) Manivela
b) Excéntrica
c) Tornillo de potencia
d) Cremallera y piñón
e) Hidráulica
f) Palanca acodillada
g) Neumática

5) ¿que procesos se realizan con las maquinas-herramientas (prensas) que tiene en la empresa?

6) ¿cual es el tiempo promedio semanal de uso de las maquinas?

- a) de 0 a 20 horas
- b) de 20 a 40 horas
- c) mas 40 horas

7) ¿Qué tipo Material empleado es el que se utiliza en la fabricación del articulo?

Muchas gracias

ANEXO 2. Ver características de los sistemas mecánicos, hidráulicos, neumáticos y oleoneumaticos (anexos 2)

Hidráulico
• El sistema es muy controlables • regulación flexible de la velocidad y de fuerza • su mecanismo de embrague es de un mecanismo fácil • el sistema de elevación se hace por medio un pistón • carreras cortas y fuerzas grandes • fuerza constante y la velocidad varia con el material (un material blando se deja conformar más rápido que un material duro • sistema de almacenamiento de energía se hace por medio de un acumulador o bomba hidráulica • el mismo circuito hidráulico prevé sistemas de protección que además sirva para proteger la herramienta • son más lentas que las mecánicas y solo se emplean para grandes piezas • la característica de la prensa hidráulica es que los fluidos (aceite) es uno de los medios más versátiles para transmitir potencia y modificar el movimiento • la presión del fluido es la misma en todos los puntos • las levas, engranajes, palancas, etc. Pueden muchas veces reemplazarse por bombas, válvulas, líneas y motores hidráulicos más simples • la velocidad de presión de aceite o flujo se puede controlar mediante

válvulas • los costos de potencia y las perdidas por fricción se reducen al mínimo • toda las partes móviles del sistema se lubrican constantemente con el aceite hidráulico • es relativamente silencioso • los elementos componentes pueden colocarse a corta distancia entre si por que la potencia se transmite por las tuberías
--

Mecánico	
• su velocidad de conformado es alta • la variación de la carrera con el tiempo es constante • alta productividad ya sea para carrera fija o variable ,alta fuerza final baja velocidad conformado • depende de la excentricidad y es distinta entre los puntos muertos superior e inferior • las prensa depende de los tipos o formas de martillo y sus diferencias está en la forma de elevar el punzón (sus mecanismo de embrague son mucho más complejos puede ser por (bandas de freno, correas rodillos, embrague de fricción, banda de rodillos) • los sistemas d elevación se hacen por medio de un elemento de bandas o correas o cadena • sistema de almacenamiento de energía se hace por medio de un volante de fuerza	
• Los sistemas son de fácil manipulación y controlabilidad • un problema es los posibles daños causados en las instalaciones por los golpes emitidos • poca altura de construcción alta velocidad de conformado • por los fundamentos (por lo que se debe probar sistemas de amortiguación • su mecanismo de embrague es de un mecanismo fácil • el sistema de elevación se hace por medio un pistón • el sistema de almacenamiento de energía se hace por medio de un compresor • requiere de dispositivos de seguridad q protejan al operario y a la maquina de sobrecargas • la velocidad de presión de aceite o flujo se puede controlar mediante válvulas • por no presentarse una regulación fácil y exacto de recorrido ,presentan dificultades en los • los accionamientos neumaticos son mas sencillos, rapidos y baratos • los sistemas neumáticos permiten una acumulación de energía • los movimientos que requiere en una velocidad incluso variaciones de carga no • pueden obtenerse con cilindros neumáticos debido a la compresibilidad del aire • el perforado y forjado como operación generalmente debe ser situado a mano en la matriz • resulta imposible mantener la velocidad si varia la carga • y en tal caso es necesario operar el embrague cada vez que se requiere que el embolo • no pueden conseguirse pequeñas velocidades uniformes debido en particular a • realice una carrera • las variaciones en le rozamiento de las juntas al pasar de estático a dinámico • la seguridad en todo el espacio de la matriz mediante un único sistema sensor, se maneja • Los accionamientos neumáticos para herramientas se aplican cuando se exige un • más un sistema piloto de separación sobrepesa 30.000 N (3.000 kp). Para esfuerzos • superiores a los 30.000 N, no conviene aplicar cilindros neumáticos.	
• El accionamiento neumático sufre otra limitación cuando se trata de movimientos lentos y constantes. En tal caso no puede emplearse un accionamiento puramente neumático. La compresibilidad del aire es resulta ser una desventaja	
Neumático	

Oleoneumatico o hidroneumático

- sustitución o si es posible una [innovación](#) técnica en las prensas convencionales con respecto a los materiales de que está compuesta, logrando así una nueva prensa con las mismas propiedades de trabajo que la anterior y a un [costo](#) más favorable.
 - las ventajas de la combinación del aire y el aceite pueden aprovecharse en una sola unidad, tal como se realiza en un cilindro oleoneumatico. estos cilindros pueden considerarse como dos cilindros conectados en tandem: un cilindro neumático como unidad de trabajo y un cilindro oleohidraulico como unidad reguladora un vástago único sirve como unión a los dos émbolos del cilindro oleoneumatico
 - los cilindros oleoneumaticos pueden afrontar situaciones en las que se prevén importantes variaciones de carga
 - se pueden obtener diferentes configuraciones con respecto a los movimientos de avance y retroceso
 - salida regulada y retroceso a alta velocidad
 - salida y retroceso regulados
 - salida inicial rápida, el resto a velocidad regulada
 - funciona como un multiplicador de presión es un elemento que produce una presión elevada a partir de una fuente de baja presión. normalmente el fluido a baja presión es el aire y el de alta presión aceite hidráulico
 - la ventaja de los multiplicadores de presión es su bajo precio por que si la alta presión se debería lograr por medio de bombas la instalación se encarecería
 - los transformadores de presión pueden emplearse ventajosamente en casos que requiera un volumen limitado de aceite a una presión relativamente alta
 - Los sistemas oleoneumaticos permiten la transmisión de mayores potencias por unidad de volumen y una fácil regulación del caudal y la posición

- Regula la velocidad, la obtención de una fuerza importante con una sección pequeña a la parada de un cilindro en una posición intermedia de su carrera
- gracias a la alta velocidad de conformado se pueden forjar piezas con refuerzos de espesores delgados
- velocidad constante, donde independiente de la fuerza se tiene un sistema oleoneumatico capaz de controlar la velocidad de descenso del punzón independiente de la presión
- bajo costo del herramental
- este sistema funciona muy suave como sujetador y extractor, pudiendo ejercer grandes presiones
- fuerza muy constante y casi independiente del recorrido, ventaja que lo diferencia de otros sistemas.
- un fluido de la parte hidráulica es infinitamente flexible y sin embargo tan rigido como el acero, debido a su incomprensibilidad
- las velocidades y avances se pueden variar se obtiene fácilmente una acción de corte lisa y estable con una cantidad mínima de vibraciones
- se proporciona un movimiento uniforme
- la velocidad de presión de aceite o flujo se puede controlar mediante válvulas
- El conjunto de técnicas de conformado por un sistema oleneumatica representan una alternativa a los métodos convencionales mecánicos por razones de flexibilidad (simplificación de herramientas), mejora de condiciones de proceso (esencialmente reducción de fuerzas de fricción), que permiten mayores deformaciones, mejor precisión y mejoras en las tensiones residuales
- Reducción del coste en herramientas al realizar las operaciones con menos partes y menos número de operaciones secundarias.
- Ajustadas tolerancias dimensionales y baja recuperación elástica
- puede garantizarse la seguridad en todo el espacio de la matriz mediante un único sistema sensor en el sistema cuando el aumento de la presión de aceite puede ser monitorizado mientras desciende el ariete
- tiene propiedades de
 - Acumular energía
 - Absorber impactos
 - Amortiguar el golpe de ariete
 - Transferir presión entre dos fluidos diferentes
 - Mantener la presión en un circuito sin fugas
 - Compensar las variaciones de volumen de un líquido debido a su dilatación por efecto térmico
- Sujeción de piezas – Cortes a alta velocidad sobre materiales con coeficientes de rupturas no tan altos.
- Automatización de procesos de producción
- Capacidad de pararse en equilibrio ("stall") a una presión determinada y mantener ésta presión sin consumo de energía ni generar calor.
- Ningún riesgo de calor, llama o chispas.
- Infinita capacidad variable de presión y de caudal de salida.
- Controles automáticos de fácil instalación.
- Aplicaciones de arranque/parada continua sin limitación ni efectos adversos.
- La sección neumática no necesita un engrasador externo en la línea, lo que redundo en ahorro de producción y evita la contaminación por vapor de aceite en su entorno.

- Fiable, fácil mantenimiento, compacta y robusta.
- Amplia gama de modificaciones y de opciones de control.
- La corredera no equilibrada de ciclación proporciona una respuesta inmediata ante un cambio de presión de salida.

ANEXOS 3.RESORTES

TABLA 4-1 ALAMBRE DE ACERO PARA RESORTES. RESISTENCIAS MÍNIMAS A LA TENSION, σ_{dtr} , Y DESIGNACIONES ASTM

Calibre W & M [*] núm.	Diámetro <i>d</i> , in	Estirado en frío, clase 1, A 227-93	Alambre de piano [†] , A 228-93	Revenido en aceite, clase 1, A 229-93	Acero inoxidable 302, clase 1 [†] , A 313-92
25	0.0204	283,000	350,000	293,000	296,000
24	0.0230	279,000	343,000	289,000	292,000
23	0.0258	275,000	337,000	286,000	291,000
22	0.0286	271,000	332,000	283,000	285,000
21	0.0317	266,000	327,000	280,000	282,000
20	0.0348	261,000	323,000	274,000	280,000
19	0.0410	255,000	314,000	266,000	275,000
18	0.0475	248,000	306,000	259,000	267,000
17	0.0540	243,000	301,000	253,000	265,000
16	0.0625	237,000	293,000	247,000	258,000
15	0.0720	232,000	287,000	241,000	250,000
14	0.0800	227,000	282,000	235,000	246,000
13	0.0915	220,000	275,000	230,000	238,000
12	0.1055	216,000	269,000	225,000	227,000
11	0.1205	210,000	263,000	220,000	222,000
10	0.1350	206,000	258,000	215,000	217,000
9	0.1483	203,000	253,000	210,000	205,000
8	0.1620	200,000	249,000	205,000	198,000
7	0.1770	195,000	245,000	200,000	194,000
6	0.1920	192,000	241,000	195,000	188,000
5	0.2070	190,000	238,000	190,000	182,000
4	0.2253	186,000	235,000	188,000	175,000
1/4 in	0.2500	182,000	230,000	185,000	168,000
5/16 in	0.3125	174,000		183,000	155,000
3/8 in	0.3750	167,000		180,000	145,000

^{*} Washburn & Moen.

[†] Valores interpolados al calibre más cercano.

TABLA 4-8 CONSTANTES DE DISEÑO PARA EL RESORTE DE COMPRESIÓN HELICOIDAL MÁS EFICIENTE CON CARGA ESTÁTICA

<i>c</i>	<i>B</i>	<i>c</i>	<i>B</i>	<i>c</i>	<i>B</i>	<i>c</i>	<i>B</i>	<i>c</i>	<i>B</i>
3.0	94	4.0	257	5.0	563	6.0	1,066	7.0	1,830
3.1	105	4.1	280	5.1	603	6.1	1,130	7.1	1,924
3.2	118	4.2	305	5.2	646	6.2	1,196	7.2	2,020
3.3	131	4.3	331	5.3	690	6.3	1,346	7.3	2,121
3.4	145	4.4	359	5.4	737	6.4	1,337	7.4	2,224
3.5	161	4.5	387	5.5	783	6.5	1,412	7.5	2,331
3.6	178	4.6	420	5.6	837	6.6	1,489	7.6	2,443
3.7	196	4.7	453	5.7	891	6.7	1,570	7.7	2,557
3.8	215	4.8	487	5.8	947	6.8	1,654	7.8	2,675
3.9	235	4.9	524	5.9	1,005	6.9	1,741	7.9	2,798
4.0	257	5.0	563	6.0	1,066	7.0	1,830	8.0	2,924

	Q	Q
Extremos sencillos	0*	1
Extremos sencillos, esmerilados	1	1
Extremos a escuadra o cerrados	2	3
Extremos a escuadra y esmerilados	2†	1‡

* Algunos ensayos sugieren 0.5 (Spotts).

† Algunos ensayos indican 1.75 (Spotts).

‡ Algunos ensayos señalan 1.25 (Forys).

Material	ASTM Núm.	Exponente m	Diámetro pulg	A, kpsi · pulg ^m	Diámetro, mm	A, MPa · mm ^m	Costo relativo del alambre
Alambre de piano*	A228	0.145	0.004-0.256	201	0.10-6.5	2 211	2.6
Alambre T y R en aceite†	A229	0.187	0.020-0.500	147	0.5-12.7	1 855	1.3
Alambre trefilado duro‡	A227	0.190	0.028-0.500	140	0.7-12.7	1 783	1.0
Alambre al cromo vanadio§	A232	0.168	0.032-0.437	169	0.8-11.1	2 005	3.1
Alambre al cromo silicio	A401	0.108	0.063-0.375	202	1.6-9.5	1 974	4.0
Alambre inoxidable 302#	A313	0.146	0.013-0.10	169	0.3-2.5	1 867	7.6-11
		0.263	0.10-0.20	128	2.5-5	2 065	
		0.478	0.20-0.40	90	5-10	2 911	
Alambre de bronce fosforado**	B159	0	0.004-0.022	145	0.1-0.6	1 000	8.0
		0.028	0.022-0.075	121	0.6-2	913	
		0.064	0.075-0.30	110	2-7.5	932	

* La superficie es lisa, sin defectos y tiene un acabado brillante y lustroso.

† Tiene escamas ligeras por el tratamiento térmico, que se deben remover antes del galvanizado.

‡ La superficie es lisa y brillante sin marcas visibles.

§ Alambre revenido de calidad para aviones, también se obtiene recocido.

|| Revenido a Rockwell C49, pero se puede obtener sin revenir.

#Acero inoxidable tipo 302.

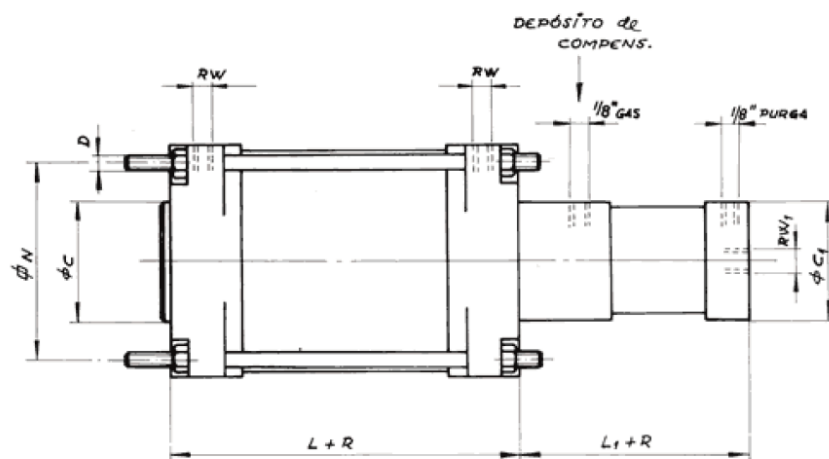
**Temple CA510.

Anexo 4. Catálogo multiplicador de presión



MULTIPLICADORES DE PRESION

DIMENSIONES GENERALES



Los multiplicadores Aire/Aceite y Aire/Aire con unos elementos únicos diseñados por INPRONE, partiendo de los cilindros de la Serie CNOMO sin amortiguación.

Aunque en este catálogo se presentan 26 modelos, se fabrican en cualquier otra medida o relación de multiplicación.

Estos multiplicados a efectos de cálculo de presentan en una carrera única de 100mm. siendo normales en cualquier recorrido; están separados en 3 familias según una combinación de diámetros.



MULTIPLICADORES DE PRESION

DIMENSIONES GENERALES

1. ^a familia	(1) Cm ³	(2) kg/cm ²	N	C	CID	D	Rw	L + R
M 50 + 18/100	25	46	49	32	30	M-8	1/4" G	78 + R
M 80 + 22/100	38	79	75	45	35	M-10	3/8" G	76 + R
M 125 + 30/100	70	104	110	55	50	M-12	1/2" G	93 + R
M 200 + 40/100	125	150	175	65	60	M-16	3/4" G	102 + R
M 300 + 60/100	282	150	260	102	82	M-24	1" G	321 + R
2. ^a familia								
M 50 + 12/100	11	104	49	32	30	M-8	1/4" G	78 + R
M 80 + 12/100	11	266	75	45	30	M-10	3/8" G	76 + R
M 80 + 18/100	25	118	75	45	30	M-10	3/8" G	76 + R
M 125 + 18/100	25	289	110	55	30	M-12	1/2" G	93 + R
M 125 + 22/100	38,27	193	110	55	35	M-12	1/2" G	93 + R
M 200 + 30/100	70	266	175	65	60	M-16	3/4" G	102 + R
M 300 + 40/100	125	337	260	102	75	M-24	1" G	152 + R
M 300 + 50/100	196	216	260	102	82	M-24	1" G	152 + R
3. ^a familiaria								
M 50 + 22/100	38	30	49	32	35	M-8	1/4" G	78 + R
M 50 + 30/100	70	16	49	32	50	M-8	1/4" G	78 + R
M 80 + 30/100	70	42	75	45	50	M-10	3/8" G	76 + R
M 80 + 40/100	125	24	75	45	50	M-10	3/8" G	76 + R
M 125 + 40/100	125	58	110	55	60	M-12	1/2" G	93 + R
M 125 + 50/100	196	37	110	55	75	M-12	1/2" G	93 + R
M 125 + 60/100	282	26	110	55	82	M-12	1/2" G	93 + R
M 200 + 60/100	282	66	175	65	82	M-16	3/4" G	102 + R
M 200 + 80/100	502	37	175	65	98	M-16	3/4" G	102 + R
M 200 + 100/100	785	24	175	65	140	M-16	3/4" G	102 + R
M 300 + 80/100	502	84	260	102	98	M-24	1" G	152 + R
M 300 + 100/100	785	54	260	102	140	M-24	1" G	152 + R
M 300 + 150/100	1767	24	260	102	185	M-24	1" G	152 + R

Anexos 5. Actuadores hidráulicos

Cilindros Hidráulicos *Hydraulic Cylinders*

IHE Presión de trabajo 160 bar
Working Pressure 160 bar
ISO 6020/2



ESPERIA, S.A.

SELECCIÓN DE UN CILINDRO

A la hora de seleccionar un cilindro hidráulico hay que tener en cuenta una serie de aspectos. A continuación se exponen algunos de los más importantes:

1. Presión de trabajo.
2. Fuerza requerida.
3. Tipo de montaje.
4. Carrera necesitada del cilindro.
5. Diámetro interior del cilindro.
6. Diámetro de vástago mínimo según riesgo de pandeo.
7. Velocidad máxima del pistón (selección de juntas).
8. Tipo de fluido de trabajo.
9. Temperatura de trabajo (selección de juntas).
10. Rosca del extremo del vástago.
11. Amortiguación regulable (sí o no).
12. Cálculo del tamaño de conexiones según flujo y velocidad deseada.
13. Posición de conexiones, purgas y amortiguación.
14. Necesidad de drenaje y localización.
15. Detección y control de posición (detectores inductivos y transductores de posición).
16. Accesorios necesarios (horquillas, toma rotativa...)

CYLINDER SELECTION

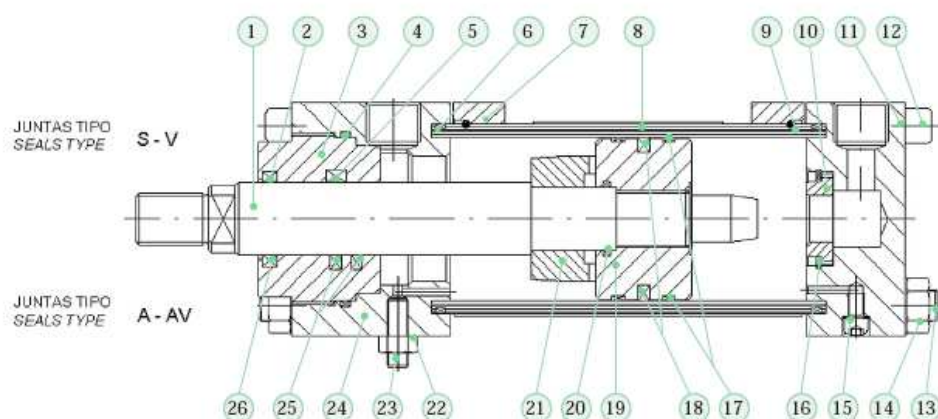
To select a hydraulic cylinder, various factors must be had in mind. Some of them are exposed in the next lines:

1. Working pressure.
2. Required force.
3. Mounting style.
4. Cylinder stroke.
5. Cylinder bore.
6. Minimum rod diameter according to the buckling forces..
7. Maximum piston speed (seals selection)
8. Working fluid type.
9. Working temperature (seals selection)
10. Rod end thread.
11. Cushioning (yes or not).
12. Ports size according to necessities.
13. Ports, cushion and air bleeds position.
14. Drain and its position.
15. Detection and position control (inductive switches and position transducers).
16. Necessary accessories (plain rod clevis, rotating union...).

TABLA DE SECCIONES Y FUERZAS AREAS AND FORCES TABLE

Ø PISTON	Ø VASTAGO PISTON ROD Ø	SECCIONES (cm ²) AREAS (cm ²)			FUERZAS (kg)* FORCES (kg)*		
		PISTON	VASTAGO PISTON ROD	ANULAR ANNULAR	EMPUJE PUSH	TRACCION PULL	DIFFERENCIAL DIFFERENTIAL
25	12	4,91	1,13	3,78	706,9	544,0	162,9
	18		2,54	2,36		340,4	366,4
32	14	8,04	1,54	6,50	1.158,1	936,4	221,7
	22		3,80	4,24		610,7	547,4
40	18	12,57	2,54	10,02	1.809,6	1.443,1	366,4
	28		6,16	6,41		922,9	886,7
50	22	19,64	3,80	15,83	2.827,4	2.280,0	547,4
	36		10,18	9,46		1.361,7	1.465,7
63	28	31,17	6,16	25,01	4.488,8	3.602,2	886,7
	45		15,90	15,27		2.198,6	2.290,2
80	36	50,27	10,18	40,09	7.238,2	5.772,5	1.465,7
	56		24,63	25,64		3.691,5	3.546,7
100	45	78,54	15,90	62,64	11.309,8	9.019,5	2.290,2
	70		38,48	40,06		5.768,0	5.541,8
125	56	122,72	24,63	98,09	17.671,5	14.124,8	3.546,7
	90		63,62	59,10		8.510,6	9.160,9
160	70	201,06	38,48	162,58	28.953,0	23.411,2	5.541,8
	110		95,03	106,03		15.268,2	13.684,8
200	90	314,16	63,62	250,54	45.239,0	36.078,1	9.160,9
	140		153,94	160,22		23.071,9	22.167,1

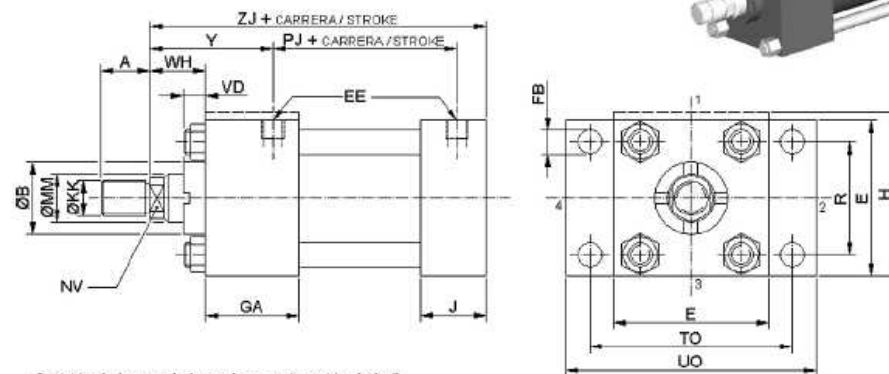
LISTA DE PIEZAS Y JUNTAS DE RECAMBIO SPARE PARTS AND SEALS LIST



POSICIÓN POSITION	DESCRIPCIÓN DESCRIPTION
1	Vástago Piston rod
2	Rascador ISO 6195 Wiper ISO 6195
3	Guía Rod cartridge
4	Junta tórica O-ring
5	Junta vástago ISO 5597/1 Rod seal ISO 5597/1
6	Junta tórica O-ring
7	Brida Flange
8	Camisa Cylinder body
9	Anillo Stop ring
10	Casquillo amortiguación trasera Float check cushion bush
11	Culata Cap
12	Tornillo DIN 912 Screw DIN 912
13	Tirante Tie rod

POSICIÓN POSITION	DESCRIPCIÓN DESCRIPTION
14	Tuerca Nut
15	Purga de aire Air bleed
16	Anillo amortiguación trasera Stop ring
17	Guía pistón Piston guide
18	Junta pistón ISO 7425/1 Piston seal ISO 7425/1
19	Pistón Piston
20	Junta tórica O-ring
21	Casquillo amortiguación delantera Cushion sleeve
22	Tuerca autoblocante Self-locking nut
23	Regulador de amortiguación Cushion adjustment screw
24	Tapa Head
25	Junta vástago ISO 7425/2 Rod seal ISO 7425/2
26	Rascador ISO 6195 Wiper ISO 6195

ME6 - Brida trasera
ME6 - Cap flange

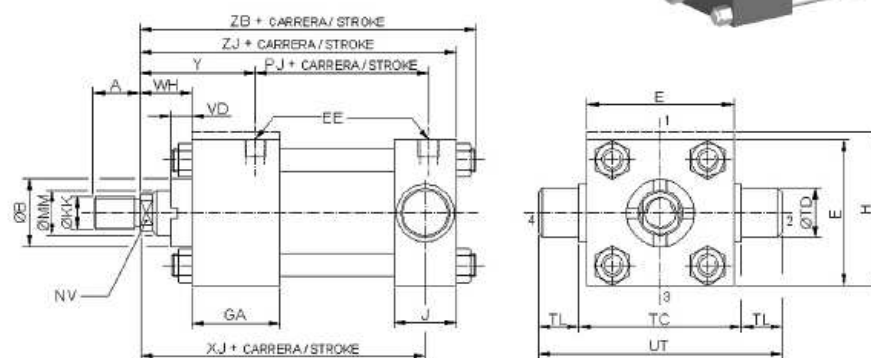


- Posición de los reguladores de amortiguación, lado 3.
- Location of cushioning screws, side 3.

ME-6		A h15	B ø	KK	E	EE	FB H13	GA	H	J	NV	PJ ± 1.25	R j13	TO j13	UO	VD	WH	Y ± 2	ZJ ± 1
25	12	14	24	M10 x 1,25	40	G 1/4	5,5	50	45	25	10	53	27	51	65	6	15	50	114
	18	18	30	M14 x 1,5							15								
32	14	16	26	M12 x 1,25	45	G 1/4	6,6	50	50	25	12	56	33	58	70	12	25	60	128
	22	22	34	M16 x 1,5							18								
40	18	18	30	M14 x 1,5	63	G 3/8	11	55	-	38	15	73	41	87	110	12	25	62	153
	28	28	42	M20 x 1,5							22								
50	22	22	34	M16 x 1,5	75	G 1/2	14	61	-	38	18	74	52	105	130	9	25	67	159
	36	36	50	M27 x 2							30								
63	28	28	42	M20 x 1,5	90	G 1/2	14	61	-	38	22	80	65	117	145	13	32	71	168
	45	45	60	M33 x 2							36								
80	36	36	50	M27 x 2	115	G 3/4	18	70	-	45	30	93	83	149	180	9	31	77	190
	56	56	72	M42 x 2							46								
100	45	45	60	M33 x 2	130	G 3/4	18	72	-	45	36	101	97	162	200	10	35	82	203
	70	63	88	M48 x 2							60								
125	56	56	72	M42 x 2	165	G 1	22	80	-	58	46	117	126	208	250	10	35	86	232
	90	85	108	M64 x 3							80								
160	70	63	88	M48 x 2	205	G 1	26	83	-	58	60	130	155	253	300	7	32	86	245
	110	95	133	M80 x 3							100								
200	90	85	108	M64 x 3	245	G 1 1/4	33	101	-	76	80	165	190	300	360	7	32	98	299
	140	112	163	M100 x 3							120								

MT2 - Muñones traseros

MT2 - Cap trunnion



- Posición de los reguladores de amortiguación, lado 3.
- Location of cushioning screws, side 3.

MT-2		A h15	B f9	KK	E	EE	GA	H	J	NV	PJ ±1.25	TC	TD H	TL	UT	VD	WH	XJ	Y ±2	ZB	ZJ ±1
25	12	14	24	M10 x 1.25	40	G 1/4	50	45	25	10	53	38	12	10	58	6	15	101	50	121	114
	18	18	30	M14 x 1.5						15											
32	14	16	26	M12 x 1.25	45	G 1/4	50	50	25	12	56	44	16	12	68	12	25	115	60	136	128
	22	22	34	M16 x 1.5						18											
40	18	18	30	M14 x 1.5	63	G 3/8	55	-	38	15	73	63	20	16	95	12	25	134	62	163	153
	28	28	42	M20 x 1.5						22											
50	22	22	34	M16 x 1.5	75	G 1/2	61	-	38	18	74	76	25	20	116	9	25	140	67	173	159
	36	36	50	M27 x 2						30											
63	28	28	42	M20 x 1.5	90	G 1/2	61	-	38	22	80	89	32	25	139	13	32	149	71	182	168
	45	45	60	M33 x 2						36											
80	36	36	50	M27 x 2	115	G 3/4	70	-	45	30	93	114	40	32	178	9	31	168	77	209	190
	56	56	72	M42 x 2						46											
100	45	45	60	M33 x 2	130	G 3/4	72	-	58	36	101	127	50	40	207	10	35	187	82	222	216
	70	63	88	M48 x 2						60											
125	56	56	72	M42 x 2	165	G 1	80	-	70	46	117	165	63	50	265	10	35	209	86	257	244
	90	85	108	M64 x 3						80											
160	70	63	88	M48 x 2	205	G 1	83	-	87	60	130	203	80	63	329	7	32	230	86	277	274
	110	95	133	M80 x 3						100											
200	90	85	108	M64 x 3	245	G 1 1/4	101	-	107	80	165	241	100	80	401	7	32	276	98	334	330
	140	112	163	M100 x 3						120											

Anexo 6. Transductor de fuerza



- TRANSDUCTORES EXTENSOMÉTRICOS PARA MAGNITUDES MECÁNIC
- SERVICIOS DE EXTENSOMETRÍA
- EJECUCIONES A MEDIDA.
- ASESORAMIENTO Y FORMACIÓN
- SERVICIOS DE CALIBRACIÓN : fuerza, presión
- EQUIPOS PARA ENSAYO DE MATERIALES



MICROTEST, S.A., C/ Valle de Tobalina, 10, 28021-MADRID. Teléf. (91) 796 33 32. TFax. (91) 796 32 36 E-mail: microtest@arrakis.es

TRANSDUCTORES DE FUERZA PB/ 20kN...1000 kN (tracc./compr.)

ESPECIFICACIONES GENERALES			
CAPACIDADES	20, 50 kN	100,..., 200kN	300kN,..., 1000 kN
SALIDA A CARGA NOMINAL (F.E.)	2 mV/V ($\pm$ 0.5%)	2 mV/V ($\pm$ 0.5%)	2 mV/V ($\pm$ 0.5%)
EXCITACIÓN ELÉCTRICA (RECOMENDADA)	10 Vrms	10 Vrms	10 Vrms
RESISTENCIA TERMINAL ENTRADA (aprox.)	700 ohm	700 ohm	700 ohm
RESISTENCIA TERMINAL SALIDA (aprox.)	700 ohm	700 ohm	700 ohm
AJUSTE DE CERO	<1% de señal nominal	<1% de señal nominal	<1% de señal nominal
NO LINEALIDAD TERMINAL (MÁX.)	0.05% resp. F.E.	0.05% resp. F.E.	0.1% resp. F.E.
NO REPETIBILIDAD (MÁX)	0.05% resp. F.E.	0.05% resp. F.E.	0.1% resp. F.E.
RANGO DE TENSIÓN DE EXCITACIÓN	0.5 ... 15 Vrms	0.5 ... 15 Vrms	0.5 ... 15 Vrms
RANGO DE TEMPERATURA DE TRABAJO	-10 °C ...+70 °C	-10 °C ...+70 °C	-10 °C ...+70°C



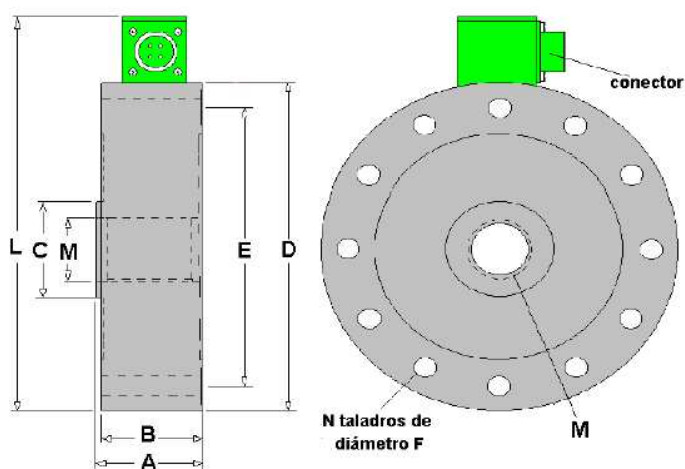


- TRANSDUCTORES EXTENSOMÉTRICOS PARA MAGNITUDES MECÁNICAS.
- SERVICIOS DE EXTENSOMETRÍA
- EJECUCIONES A MEDIDA.
- ASESORAMIENTO Y FORMACIÓN
- SERVICIOS DE CALIBRACIÓN : fuerza, presión
- EQUIPOS PARA ENSAYO DE MATERIALES



MICROTEST, S.A., C/ Valle de Tobalina, 10, 28021-MADRID. Teléf. (91) 796 33 32. TFax. (91) 796 32 36 E-mail: microtest@arrakis.es

TRANSDUCTORES DE FUERZA PB/ 20kN...1000 kN (tracc./compr.)



MODELO PB

Capac.: 20kN, ..., 1000 kN (T/C)

Dimensiones (en mm):

	20-50 kN	100-200 kN	300-500 kN	600 - 1000 kN
A	36	49	58	75
B	34	47	54	68
C	29	50	76	86
D	115	166	190	229
E	98	142	159	185.5
F	6,3	10.5	14.3	24.5
L	145	196	220	259
N	8 tal	12 tal	8 tal	8 tal
M	M18x1,5	M30x2	M52x3	M64 x 4

CONECTOR: LIDER SERIE 92 BM-14V

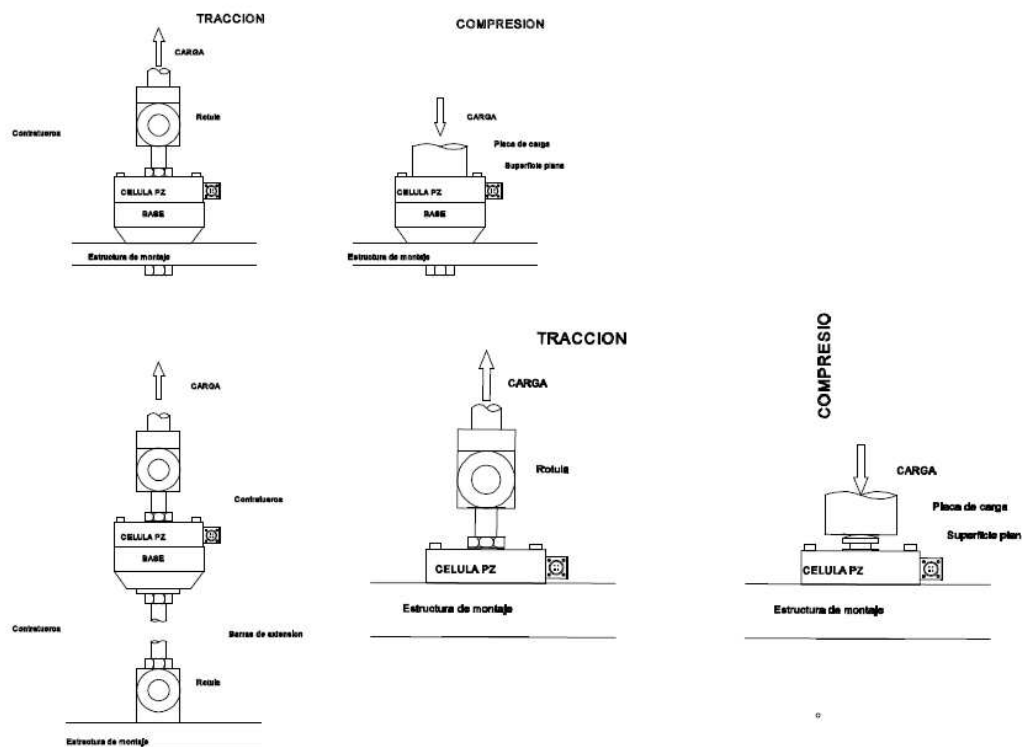


- TRANSDUCTORES EXTENSOMÉTRICOS PARA MAGNITUDES MECÁNICAS.
- SERVICIOS DE EXTENSOMETRÍA
- EJECUCIONES A MEDIDA.
- ASESORAMIENTO Y FORMACIÓN
- SERVICIOS DE CALIBRACIÓN : fuerza, presión
- EQUIPOS PARA ENSAYO DE MATERIALES



MICROTEST, S.A., C/ Valle de Tobalina, 10, 28021-MADRID. Teléf. (91) 796 33 32. TFax. (91) 796 32 36 E-mail: microtest@arrakis.es

TRANSDUCTORES DE FUERZA PB/ 20kN...1000 kN (tracc./compr.)



EJEMPLOS DE MONTAJE DE CELULAS PB



- TRANSDUCTORES EXTENSOMETRICOS PARA MAGNITUDES MECANICAS.
- SERVICIOS DE EXTENSOMETRÍA
- EJECUCIONES A MEDIDA.
- ASESORAMIENTO Y FORMACIÓN
- SERVICIOS DE CALIBRACIÓN : fuerza, presión
- EQUIPOS PARA ENSAYO DE MATERIALES



MICROTEST, S.A., C/ Valle de Tobalina, 10, 28021-MADRID. Teléf. (91) 796 33 32. TFax. (91) 796 32 36 E-mail: microtest@arrakis.es

TRANSDUCTORES DE FUERZA PB/ 20kN...1000 kN (tracc./compr.)

OPCIONES:

Referencia **PBF**: opción en acero niquelado

Referencia **PBI** : opción en acero inoxidable

Referencia **PBI/NN-P** : opción precisión (en acero inoxidable): clase 0,5 según ISO-376

ESPECIFICACIONES DE MONTAJE

Conexión para señal positiva a compresión

CONEXIONES		FUNCIÓN
A	1	SALIDA (+)
C	3	SALIDA (-)
B	2	EXCITACIÓN (-)
D	4	EXCITACIÓN (+)

Par de montaje de tornillos de fijación del transductor a la placa base		
MODELO	Tornillos de fijación	
	Rosca	Par (N.m)
PB/20 kN PB/50 kN	M6	14
PB/100 kN PB/200kN	M10	55

Instalación de adaptador roscado		
MODELO	Instalación de contratuerca o botón de carga	
	Rosca	Par (N.m)
PB/20 kN PB/50 kN	M18x1.5	135 (*)
PB/100 kN PB/200 kN	M30x2	(*)

- Si no se dispone de medios, puede aplicarse compresión hasta el 100% de la carga nominal y apretar los tornillos de fijación con firmeza.

- Montaje: sobre superficie plana (0.01 mm), perpendicular al eje de carga (1°).

(*) Contratuerca: traccionar al 120% de la carga nominal y apretar la contratuerca.

ANEXOS 6. SOLDADURAA

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS num.	Num. SAE y/o AISI	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (ksi)	Resistencia a la cedencia, MPa (ksi)	Elongación en 2 pulg. %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300(43)	170(24)	30	55	86
		CD	330(48)	280(41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320(47)	180(26)	28	50	95
		CD	370(53)	300(44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340(50)	190(27.5)	28	50	101
		CD	390(56)	320(47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400(58)	220(32)	25	50	116
		CD	440(64)	370(54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380(55)	210(30)	25	50	111
		CD	470(68)	390(57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470(68)	260(37.5)	20	42	137
		CD	520(76)	440(64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500(72)	270(39.5)	18	40	143
		CD	550(80)	460(67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520(76)	290(42)	18	40	149
		CD	590(85)	490(71)	12	35	170
G10430	1045	HR	570(82)	310(45)	16	40	163
		CD	630(91)	530(77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620(90)	340(49.5)	15	35	179
		CD	690(100)	580(84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680(98)	370(54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770(112)	420(61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830(120)	460(66)	10	25	248

PROPIEDADES DE UNA SOLDADURA CONSIDERADA COMO LINEA

Propiedades de una soldadura considerada como una línea		
Bosquejo de la junta soldada b = anchura d = altura	Flexión alrededor del eje X-X	Torsión
	$Z_w = \frac{d^2}{6}$	$I_w = \frac{d^3}{12}$
	$Z_w = \frac{d^2}{3}$	$I_w = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$Z_w = bd$	$I_w = \frac{b^3 + 3bd^2}{6}$
	$Z_w = \frac{4bd + d^2}{6} = \frac{d^2(4bd + d)}{6(2b + d)}$ Parte superior: $\frac{4bd}{6}$ Parte inferior: $\frac{d^2}{6}$	$I_w = \frac{(b+d)^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$
	$Z_w = bd + \frac{d^2}{6}$	$I_w = \frac{(2b+d)^3}{12} - \frac{b^2(b+d)^2}{(2b+d)}$
	$Z_w = \frac{2bd + d^2}{3} = \frac{d^2(2b + d)}{3(b + d)}$ Parte superior: $\frac{2bd}{3}$ Parte inferior: $\frac{d^2}{3}$	$I_w = \frac{(b+2d)^3}{12} - \frac{d^2(b+d)^2}{(b+2d)}$
	$Z_w = bd + \frac{d^2}{3}$	$I_w = \frac{(b+d)^3}{6}$

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento polar de inercia del área unitaria
	$A = 0.707al$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = a/2$	$J_u = a^3/12$
	$A = 1.414bl$	$\bar{x} = a/2$ $\bar{y} = a/2$	$J_u = \frac{a(3b^2 + a^2)}{6}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b+d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b+d)}$	$J_u = \frac{(b+d)^3 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b+d)}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b+d}$
	$A = 1.414b(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b+d)^3}{6}$
	$A = 1.414\pi hr$		$J_u = 2\pi r^3$

Si es el promedio del grupo de soldaduras, si es el promedio de la soldadura, el plano del par de fuerzas está en el plano de la página, todos los soldaduras son de sección unitaria.

TABLA.FACTORES DE CONCENTRACION DE ESFUERZO ,Kb

Tipo de soldadura	K_b
A tope reforzada	1.2
De filete transversal, en la punta	1.5
De filetes paralelos, en el extremo	2.7
A tope en T, con esquinas agudas	2.0

Tabla cargas constantes permisibles y tamaños minimos de soldadura de filete

Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca de penetración parcial							
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0
Fuerzo unitario permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal							
$^1F =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h
Tamaño del cateto h , pulg	Fuerzo unitario permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal						
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73
7/16	5.77	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59

Espeor del material de la parte unida más grueso, pulg	Tamaño de la soldadura, pulg
*Hasta 1/4 inclusive	1/8
Mayor que 1/4	A 1/2
Mayor que 1/2	A 3/4
Mayor que 3/4	A 1 1/2
Mayor que 1 1/2	A 2 1/4
Mayor que 2 1/4	A 6
Mayor que 6	5/8

No se debe exceder el espesor de la parte más delgada.
¹ Para tamaño mínimo del filete de soldadura, el programa no va más allá de soldadura de filete de 5/16 pulg por cada 3/4 pulg de material.
* El tamaño mínimo para aplicaciones en puentes no va más allá de 3/16 pulg.

* Las soldaduras de filete en realidad se ensayan por el AISC-BWS Task Committee.
¹ $F = 0.707 \tau_{\text{perm}}$

Fuente: Adaptado de Omar W. Blodgett (ed.), Stress Allowables Weldment Design, D412, The James F. Lincoln Arc Welding Foundation, Cleveland, mayo, 1991, p. 3.

ANEXO 7.TORNILLOS

TABLA 5-2 LISTA SELECCIONADA DE ROSCAS DE TORNILLOS ISO.

Diámetro exterior, mm	Paso, mm	Diámetro de paso, mm	Área de esfuerzo, mm ²	Diámetro exterior, mm	Paso, mm	Diámetro de paso, mm	Área de esfuerzo, mm ²
1.6	0.35	1.373	1.27	20	2.5	18.376	248
2	0.4	1.740	2.07	24	3	22.051	353
2.8	0.45	2.208	3.39	30	3.5	27.727	561
3	0.5	2.675	5.03	36	4	33.402	817
3.5	0.6	3.110	6.78	42	4.5	39.077	1,120
4	0.7	3.545	8.78	48	5	44.752	1,470
5	0.8	4.480	14.2	56	5.5	52.428	2,030
6	1	5.350	20.2	64	6	60.103	2,680
8	1.25	7.188	36.6	72	6	68.103	3,460
10	1.5	9.026	58.0	80	6	76.103	4,340
12	1.75	10.863	84.1	90	6	86.103	5,390
14	2	12.701	115	100	6	96.103	6,990
16	2	14.701	157				

Tabla 18-5 (b) Dimensiones American Standard de cuerdas, tamaños fraccionarios

Tamaño	Cuerdas gruesas; UNC			Cuerdas finas; UNF		
	Diámetro mayor básico (pulg.)	Hilos de cuerda por pulgada	Área de esfuerzo de tracción (pulg. ²)	Hilos de cuerda por pulgada	Área de esfuerzo de tracción (pulg. ²)	
1/4	0.250 0	20	0.031 8	28	0.036 4	
3/16	0.312 5	18	0.052 4	24	0.058 0	
3/8	0.375 0	16	0.077 5	24	0.087 8	
7/16	0.437 5	14	0.106 3	20	0.118 7	
1/2	0.500 0	13	0.141 9	20	0.159 9	
9/16	0.562 5	12	0.182	18	0.203	
5/8	0.625 0	11	0.226	18	0.256	
3/4	0.750 0	10	0.334	16	0.373	
7/8	0.875 0	9	0.462	14	0.509	
1	1.000	8	0.606	12	0.663	
1 1/8	1.125	7	0.763	12	0.856	
1 1/4	1.250	7	0.969	12	1.073	
1 3/8	1.375	6	1.155	12	1.315	
1 1/2	1.500	6	1.405	12	1.581	
1 3/4	1.750	5	1.90	—	—	
2	2.000	4 1/2	2.50	—	—	

Tabla 18-5(c) Dimensiones métricas de cuerdas

Diámetro mayor básica (mm)	Cuerdas gruesas		Cuerdas finas	
	Pasa (mm)	Área de esfuerzo de tracción (mm²)	Pasa (mm)	Área de esfuerzo de tracción (mm²)
1	0.25	0.460	—	—
1.6	0.35	1.27	0.20	1.57
2	0.4	2.07	0.25	2.45
2.5	0.45	3.39	0.35	3.70
3	0.5	5.03	0.35	5.61
4	0.7	8.78	0.5	9.79
5	0.8	14.2	0.5	16.1
6	1	20.1	0.75	22.0
8	1.25	36.6	1	39.2
10	1.5	58.0	1.25	61.2
12	1.75	84.3	1.25	92.1
16	2	157	1.5	167
20	2.5	245	1.5	272
24	3	353	2	384
30	3.5	561	2	621
36	4	817	3	865
42	4.5	1 121	—	—
48	5	1 473	—	—

Tabla 18-4 Grados métricos de aceros para fabricar pernos

Grado	Tamaño de perno	Resistencia al esfuerzo de tracción (MPa)	Resistencia a punto cedente (MPa)	Resistencia de prueba o probada (MPa)
4.6	M5-M36	400	240	225
4.8	M1.6-M16	420	340 ^a	310
5.8	M5-M24	520	415 ^a	380
8.8	M17-M36	830	660	600
9.8	M1.6-M16	900	720 ^a	650
10.9	M6-M36	1 040	940	830
12.9	M1.6-M36	1 220	1 100	970

^aResistencias a punto cedente aproximadas y no se incluyen en el estándar.

Grado o clase	Intervalo de tamaños	Resistencia a la fatiga
SAE 5	1-1 pulg	18.6 kpsi
	1½-1½ pulg	16.3 kpsi
SAE 7	1-1½ pulg	20.6 kpsi
SAE 8	1-1½ pulg	23.2 kpsi
ISO 8.8	M1.6-M36	129 MPa
ISO 9.8	M1.6-M16	140 MPa
ISO 10.9	M5-M36	162 MPa
ISO 12.9	M1.6-M36	190 MPa

^a Carga axial, repetidamente aplicada, completamente cargada.

ANEXO 18.PROVEEDORES MATERIAL



HIERROS EL DORADO LTDA.
 Llaneros C.R. - H.R. - Guaymas
 Anguila - Paltón - Varillas
 Niquel - H. - Soldadura - Canales

WILLIAM ELDER ROJAS
 ASesoría TECNOLÓGICA
 C.R. 313 262 77 38

Cbo 28 No. 5-84 - P.O. 201 07 18 - Tels. 262 33 66 - 262 28 42
 262 34 75 - 262 07 40 - Fax 262 33 18 - Bogotá, D. C.
 e-mail: hierroseldorado@eludor.co



Industrias Tecnológicas S.A.
 DISTRIBUIDOR AUTORIZADO
 "ALUMINA"

SUCURSAL: Cavena 25 No. 13-23
 Tels. 362 08 27 - 362 31 31 - 277 28 15
 Bogotá, D.C. - Colombia



DITAN
INDUSTRIAL CORTES Y PERFILES

EDWIN CHAPARRO

CALL: 7746 15-13
FAX: 247 29 99 - 247 54 06
BOGOTÁ - COLOMBIA
www.industrialditan.com

SERVICIO DE ENROLADO
CORTES - ENROLLADO
PROFUNDIZADO - DOBLADO
VENTA DE LÁMINAS Y PERFILES
CURVADO DE PERFILES

SUPLENAL PALCOURTES



Carretera 22 No. 12-08
B-1 370 1177
Teléfono: 270 2304
paleo.arnold@suplenal.com.co
Bogotá

Ferro Aluminicio www.ferroaluminicio.com.co



**RUÍZ AREVALO
E HIJOS S. EN C.**

José Ruiz
Cel: 315 247 6337

Gr. 14 No. 8 A - 05 • Tels: 371 07 84 - 360 15 61 - 551 35 65 • Bogotá D.C.
www.ruizarevalo.com

LÁMINAS CR - HR
Inaudibles - Galvanizadas
HIERROS
Soldadura - Tubos
OXICORTES CON
TORNILLO Y MANTENIMIENTO



OXICORTES & SERVICIOS

Jaime S. Carrasquilla
Cel. 315 886 64 16

LÁMINAS HR CR ALUJOL y PERFILES EN GENERAL - BISELADURAS
CORTES SOBRE MEDIDAS - DISCOS - PLATINAS - SERVICIO PANTOGRAFIA

Cra. 28 No. 5-97 • Telfax: 360 7968 • Bogotá D.C. • Colombia



ALUMARKET
COMERCIALIZADOR DE ALUMINIO

OSTRUMCO
ALUMINIO

CRA. 25 No. 13-18 • FAX: 275 1250 • FAX: 261 8712 • No. 1 No. de Man. No. 358-97
Tel: 360 2892 • FAX: 238 2904 • CALLS 80 No. 27-08 • Tel.: 306 1781
221 6526 • FAX: 221 3227 • www.alumarket.com.co • BOGOTÁ, D.C.



DISELCO LTDA.
Hidráulica y Neumática

Alvaro Sanabria
Departamento de Ventas
Cel. 315-4554944

Carretera 72A No. 63F-20 - Bogotá, D.C., Colombia
Teléfono 224 5038 - 430 4351 - 263 9513 - 548 4235
www.diselco.com.co • ventas@dieselco.com.co



**MUNDIAL
DE ALUMINIOS**

CENTROS DE ATENCION

PALESTRA: Carrera 25 No. 11 - 98
Tel: 360 2892 • FAX: 238 2904 • CALLS 80 No. 27-08 • Tel.: 306 1781
221 6526 • FAX: 221 3227 • www.alumarket.com.co • BOGOTÁ, D.C.

SECT. DE ALUMINIO: Carrera 64 No. 27 - 27
Tel: 371 07 84 • Tel: 360 15 61 • 551 35 65 • Bogotá D.C.

ALUMINIO: Carrera 64 No. 27 - 27
Tel: 371 07 84 • Tel: 360 15 61 • 551 35 65 • Bogotá D.C.

ALUMINIO: Carrera 64 No. 27 - 27
Tel: 371 07 84 • Tel: 360 15 61 • 551 35 65 • Bogotá D.C.



FESTO

Alvaro Sanabria
Cel. 315-4554944

Carretera 72A No. 63F-20 - Bogotá, D.C., Colombia
Teléfono 224 5038 - 430 4351 - 263 9513 - 548 4235
www.dieselco.com.co • ventas@dieselco.com.co

leandro.robles@
eas.festo.com
ext 267



P & R Neumática
Automatización Industrial

Alvaro Sanabria
Departamento de Ventas
Cel. 315-4554944

Carretera 72A No. 63F-20 - Bogotá, D.C., Colombia
Teléfono 224 5038 - 430 4351 - 263 9513 - 548 4235
www.dieselco.com.co • ventas@dieselco.com.co



P & R Neumática
Automatización Industrial

Alvaro Sanabria
Departamento de Ventas
Cel. 315-4554944

Carretera 72A No. 63F-20 - Bogotá, D.C., Colombia
Teléfono 224 5038 - 430 4351 - 263 9513 - 548 4235
www.dieselco.com.co • ventas@dieselco.com.co

Anexo 9. Programa del microcontrolador

```
#include <hides.h> /* for EnableInterrupts macro */
#include <MC68HC908GP32.h> /* include peripheral declarations */

/***** definicion de os puertos *****/
#define salida PTA
#define E1 PTE_PTE0
#define E2 PTE_PTE1
#define E3 PTD_PTD0
#define E4 PTD_PTD1
#define S1 PTD_PTD2
#define S2 PTD_PTD3
#define S3 PTD_PTD4
#define S4 PTD_PTD5
#define entactu PTB_PTB1
#define salactu PTB_PTB2
#define sen2 PTB_PTB3
#define sen1 PTB_PTB4
#define E PTB_PTB5
#define RS PTB_PTB6
#define RW PTB_PTB7

/**** arreglos para los mensajes pantalla l.c.d. en hexadecimal *****/

char lcd1[15]={0x53, 0x45, 0x4C, 0x45, 0x43, 0x43, 0x49, 0x4F, 0x4E, 0x45, 0x00, 0x4D, 0x4F, 0x44,
0x4F};
char lcd2[9]={0x41, 0x29, 0x00, 0x4D, 0x41, 0x4F, 0x55, 0x41, 0x4C};
char lcd3[13]={0x42, 0x29, 0x00, 0x41, 0x55, 0x54, 0x4F, 0x4D, 0x41, 0x54, 0x49, 0x43, 0x4F};
char lcd4[16]={0x49, 0x4E, 0x47, 0x52, 0x45, 0x53, 0x45, 0x00, 0x43, 0x41, 0x4E, 0x54, 0x49, 0x44,
0x41,0x44};
char lcd5[11]={0x4D, 0x4F, 0x44, 0x4F, 0x00, 0x4D, 0x41, 0x4F, 0x55, 0x41, 0x4C};
char lcd6[15]={0x4D, 0x4F, 0x44, 0x4F, 0x00, 0x41, 0x55, 0x54, 0x4F, 0x4D, 0x41, 0x54, 0x49, 0x43,
0x4F};

/***** declaracion variables *****/

int piezas=0;
int a=0;
int c=0;
int b=0;
int contador=0;
int p=0;
int q=0;
int r=0;
int o=0;
int cantidad=0;
int n=0;
int m=0;
int l=0;
int f=0;
int v=0;
int z=0;
int tecla=17;
int x=0;
int s=0;
```

```

/***** subrutina de retardo *****/

/*****
void retardo(void){

    z=0;
    for(z=0;z<80;z++);
}
*****/
/***** subrutina de reconocimiento de teclado *****/
void teclado(void){

    E1=1;
    E2=0;
    E3=0;
    E4=0;

    if(S1==1){
        while(S1==1);

        tecla=1;

    }

    if(S2==1){
        while(S2==1);

        tecla=4;

    }

    if(S3==1){
        while(S3==1);

        tecla=7;

    }

    if(S4==1){
        while(S4==1);

        tecla=10; /* */

    }

    E1=0;
    E2=1;

    if(S1==1){
        while(S1==1);

        tecla=2;

    }

```

```

if(S2==1){
while(S2==1);

    tecla=5;

}

if(S3==1){
while(S3==1);

    tecla=8;

}

if(S4==1){
while(S4==1);

    tecla=0;

}

E2=0;
E3=1;

if(S1==1){
while(S1==1);

    tecla=3;

}

if(S2==1){
while(S2==1);

    tecla=16;

}

if(S3==1){
while(S3==1);

    tecla=9;

}

if(S4==1){
while(S4==1);

    tecla=11; /* # */
}

E3=0;
E4=1;

if(S1==1){

```

```

while(S1==1);

    tecla=12; /* A */

}

if(S2==1){
while(S2==1);

    tecla=13; /* B */

}

if(S3==1){
while(S3==1);

    tecla=14; /* C */

}

if(S4==1){
while(S4==1);

    tecla=16; /* D */
}
}
/***** subrutina l.c.d *****/
void inicia_lcd1(void){

    int i;
    RS=0;
    RW=0;
    for(i=0; i<3; i++){

        salida=0x30;
        retardo();
        E=1;
        E=0;

    }
}
/***** subrutina l.c.d. primer mensaje *****/
void LCD1(void){

    RW=0;
    RS=0;

    salida=0x30;
    retardo();
    E=1;
    E=0;
    salida=0x0E;
    retardo();
    E=1;
    E=0;

```

```

salida=0x06;
retardo();
E=1;
E=0;


RW=0;
RS=1;
retardo();

for (x=0;x<15;x++){

    salida=lcd1[x];
    retardo();
    E=1;
    E=0;

}
retardo();
RS=0;
retardo();
RW=0;
salida=0x02;
retardo();
E=1;
E=0;
}
/***** subrutina l.c.d. segundo mensaje *****/

void LCD2(void){

    RW=0;
    RS=0;

    salida=0x30;
    retardo();
    E=1;
    E=0;
    salida=0x0E;
    retardo();
    E=1;
    E=0;
    salida=0x06;
    retardo();
    E=1;
    E=0;
    RW=0;
    RS=1;
    retardo();

    for (x=0;x<9;x++){

        salida=lcd2[x];

```

```

    retardo();
    E=1;
    E=0;

}
retardo();
RS=0;
retardo();
RW=0;
salida=0xC0;
retardo();
E=1;
E=0;
RW=0;
RS=1;
retardo();

for (x=0;x<13;x++){

    salida=lcd3[x];
    retardo();
    E=1;
    E=0;

}
retardo();
RS=0;
retardo();
RW=0;
salida=0x02;
retardo();
E=1;
E=0;
}
/***** subrutina l.c.d. tercer mensaje *****/
void LCD3(void){

    RW=0;
    RS=0;

    salida=0x30;
    retardo();
    E=1;
    E=0;
    salida=0x0E;
    retardo();
    E=1;
    E=0;
    salida=0x06;
    retardo();
    E=1;
    E=0;

```

```

RW=0;
RS=1;
retardo();

for (x=0;x<16;x++){

    salida=lcd4[x];
    retardo();
    E=1;
    E=0;

}
retardo();
RS=0;
retardo();
RW=0;
salida=0x02;
retardo();
E=1;
E=0;
}
/***** subrutina l.c.d. cuarto mensaje *****/

void LCD4(void){

    RW=0;
    RS=0;

    salida=0x30;
    retardo();
    E=1;
    E=0;
    salida=0x0E;
    retardo();
    E=1;
    E=0;
    salida=0x06;
    retardo();
    E=1;
    E=0;

    RW=0;
    RS=1;
    retardo();

    for (x=0;x<11;x++){

        salida=lcd5[x];
        retardo();
        E=1;
        E=0;
    }
}

```

```

    }
    retardo();
    RS=0;
    retardo();
    RW=0;
    salida=0x02;
    retardo();
    E=1;
    E=0;
}
/***** subrutina l.c.d. quinto mensaje *****/

void LCD5(void){

    RW=0;
    RS=0;

    salida=0x30;
    retardo();
    E=1;
    E=0;
    salida=0x0E;
    retardo();
    E=1;
    E=0;
    salida=0x06;
    retardo();
    E=1;
    E=0;

    RW=0;
    RS=1;
    retardo();

    for (x=0;x<15;x++){

        salida=lcd6[x];
        retardo();
        E=1;
        E=0;

    }
    retardo();
    RS=0;
    retardo();
    RW=0;
    salida=0x02;
    retardo();
    E=1;
    E=0;
}

```

```

/***** programa principal *****/

void main(void) {

    DDRA=0xFF; /**** definición de puertos como entradas o salidas ****/
    DDRE=0xFC;
    DDRD=0xFC;
    DDRD=0xFF;
    CONFIG1_COPD=1;
    EnableInterrupts;

    for(;;){

        inicia_lcd1(); /**** llama subrutina para iniciar l.c.d. ****/
        a=1;

        while(a==1){

            LCD1(); /**** llama subrutina primer mensaje l.c.d. ****/
            for(v=0;v>300;v++){

                retardo(); /**** cilo de retardp ****/
            }

            LCD2(); /**** llama subrutina segundo mensaje l.c.d. ****/
            for(v=0;v>300;v++){

                retardo(); /**** cilo de retardp ****/
            }

            teclado(); /**** llama subrutina para el activar el teclado ****/

            if(tecla==12){

                LCD4(); /**** llama subrutina cuarto mensaje l.c.d. ****/
                salactu=1;
                b=1;

                while(b==1){

                    if(sen2==1){

                        salactu=0;
                        entactu=1; /**** activa salidas que controlan la electrovalvula ****/
                        b=0;
                        c=1;
                    }
                }

                while(c==1){

                    if(sen1==1){

```

```

    entactu=0;
    c=0;
    a=0;
  }
}
}

if(tecla==13){

LCD3();  /**** llama subrutina tercer mensaje l.c.d. ****/
f=1;
l=1; m=1; n=1; o=1;
while(f==1){

    teclado();

    while(tecla!=13){

        while(l==1){

            teclado();  /**** llama subrutina para el activar el teclado ****/
            if(tecla<10){

                p=tecla;
                cantidad=0;
                l=0;
            }
        }
    }

    while(tecla!=13){

        while(m==1){

            teclado();  /**** llama subrutina para el activar el teclado ****/
            if(tecla<10){

                q=tecla;
                cantidad=1;
                m=0;
            }
        }
    }

    while(tecla!=13){

        while(n==1){

            teclado();  /**** llama subrutina para el activar el teclado ****/
            if(tecla<10){

                r=tecla;
                cantidad=2;
                n=0;
            }
        }
    }
}
}
}

```

223

```

        c=1;
    }
}

while(c==1){

    if(sen1==1){

        entactu=0;
        c=0;
        a=0;
        piezas++;
    }
}

    }

}
f=0;
}
}
}
}

```