

**REGENERACIÓN OLEOHIDRÁULICA APLICADA EN LA EMBUTICIÓN DE  
CHAPAS METÁLICAS EN FRÍO**

**ANDRÉS FERNANDO BARRERA DÍAZ  
GABRIEL FELIPE BURGOS RAMÍREZ**



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA  
2010**

**REGENERACIÓN OLEOHIDRÁULICA APLICADA EN LA EMBUTICIÓN DE  
CHAPAS METÁLICAS EN FRÍO**

**ANDRÉS FERNANDO BARRERA DÍAZ  
GABRIEL FELIPE BURGOS RAMÍREZ**

**Trabajo de Grado para optar al título de Ingeniero Mecánico**

**Director  
ABEL ANTONIO PARADA CORRALES  
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2010**

## **Dedicatoria**

“Nadie alcanza la meta con un solo intento, ni perfecciona la vida con una sola rectificación, ni alcanza altura con un solo vuelo. Nadie camina la vida sin haber pisado en falso muchas veces”

Anónimo

Son tantas las personas a las cuales debo parte de este triunfo, anhelo de todos los que así lo deseamos.

Primero y antes que nada, dar gracias a Dios, por estar conmigo en cada paso que doy, por fortalecer mi corazón e iluminar mi mente y por haber puesto en mi camino a aquellas personas que han sido mi soporte y compañía durante todo el periodo de estudio universitario.

A mis padres, porque sé, que procuran mi bienestar, son mí ejemplo de tenacidad, constancia, paciencia, y lucha, gracias a su gran esfuerzo y dedicación he podido culminar exitosamente la carrera, por su apoyo incondicional.

A mi hermana Shirley y a mi hermano Carlos, por su amor, comprensión y compañía.

A mi novia Eliana por su cariño, amor y ternura que siempre me brinda.

Finalmente a todas las personas que intervinieron directa o indirectamente en mi formación, que de alguna forma hicieron posible la ejecución de este trabajo de grado, mil gracias.

**Andrés Fernando Barrera Díaz.**

## *DEDICATORIA*

Primero que todo a Dios por haberme permitido la experiencia de compartir con excelentes seres humanos.

A mis padres por haberme mostrado el camino de la vida, por su fortaleza, su amor y comprensión.

A mis hermanos que siempre me han cobijado con su apoyo y su amistad.

A mis amigos y compañeros por ser tan especiales y haberse unido a esta misión.

A mis profesores seres humanos incomparables, por compartir sus conocimientos y experiencia.

A todas las personas que con sus conocimientos y trabajos han permitido llevar a feliz término este proyecto.

A Adriana, mi novia por su paciencia y apoyo incondicional

A todos,

... Gracias totales.

Gabriel Felipe Burgos Ramírez

## **AGRADECIMIENTOS**

El mérito que se halle en este proyecto se dedica a: nuestros padres, docentes, amigos, compañeros, a la Universidad Industrial de Santander y en suma, a cuantos con sus intenciones realizadas y con su trabajo dignificante han ayudado a llevar a feliz término este trabajo.

Al Ingeniero Abel Parada Corrales, nuestro director de grado, por su paciencia y colaboración.

“Por más difícil que se nos presente una situación, nunca dejemos de buscar la salida, ni de luchar hasta el último momento. En momentos de crisis, sólo la imaginación es más importante que el conocimiento”

Albert Einstein

## CONTENIDO

|   | Pág. |
|---|------|
| INTRODUCCIÓN  | 20   |
| 1. REGENERACIÓN HIDRÁULICA Y VÁLVULAS HIDRÁULICAS       | 22   |
| 1.1 REGENERACIÓN HIDRÁULICA                             | 22   |
| 1.1.1 ANÁLISIS DE FUERZA DE UN CILINDRO EN REGENERACIÓN | 24   |
| 1.1.2 ANÁLISIS DE VELOCIDAD EN REGENERACIÓN             | 26   |
| 1.2 VÁLVULAS HIDRÁULICAS                                | 28   |
| 1.2.1 VÁLVULAS DIRECCIONALES DE DOS ETAPAS              | 28   |
| 1.2.1.1 Tipos De Centros De Las Correderas              | 30   |
| 1.2.1.2 Válvulas Accionadas Por Solenoide Eléctrico     | 32   |
| 1.2.1.3 Válvulas Accionadas Por Presión Piloto          | 34   |
| 1.2.1.4 Válvulas Direccionales De Dos Etapas            | 35   |
| 1.2.2 VÁLVULAS ANTIRRETORNO (CHEQUES)                   | 37   |
| 1.2.3 VÁLVULAS DE CONTROL DE PRESION TIPO R             | 40   |
| 2. GENERALIDADES DE LA EMBUTICIÓN                       | 42   |
| 2.1 FENÓMENOS QUE SE DAN DURANTE LA EMBUTICIÓN          | 43   |
| 2.2 FUERZAS QUE INTERVIENEN DURANTE LA EMBUTICIÓN       | 44   |
| 2.3 PRINCIPIO DE LA EMBUTICIÓN CILÍNDRICA               | 45   |
| 2.4 MANERAS DE EFECTUAR LAS EMBUTICIONES                | 46   |
| 2.5 EMBUTICIÓN SIMPLE                                   | 46   |
| 2.6 DETERMINACION DEL TAMAÑO DEL CORTE                  | 50   |

|   |    |
|---|----|
| 2.6.1 EMBUTICIONES CILÍNDRICAS:             | 50 |
| 2.7 VELOCIDAD DE EMBUTICIÓN                 | 53 |
| 2.8 LUBRICACIÓN                             | 54 |
| 2.9 TIPOS DE LUBRICANTES                    | 56 |
| 2.9.1 ACEITES PUROS:                        | 56 |
| 2.9.2 ACEITES DE APLICACIÓN EN BASE ACUOSA: | 56 |
| 2.9.3 LUBRICANTES ARTESANALES               | 57 |
| 2.10 CÁLCULO DE LA FUERZA DE EMBUTICIÓN     | 58 |
| 2.11 PRESIÓN DEL PRENSA CHAPAS              | 69 |
| 3. DISEÑO BASICO DE LA PRENSA EMBUTIDORA    | 70 |
| 3.1 PARÁMETROS DE DISEÑO                    | 70 |
| 3.2 DISEÑO DE LA MATRIZ                     | 71 |
| 3.3 DISEÑO DEL PUNZÓN                       | 75 |
| 3.4 DISEÑO DEL PRENSA CHAPAS                | 78 |
| 3.5 DISEÑO DEL CILINDRO HIDRÁULICO          | 81 |
| 3.5.1 DISEÑO DEL CILINDRO                   | 81 |
| 3.5.2 DISEÑO DEL VÁSTAGO                    | 84 |
| 3.6 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA                 | 87 |
| 4. ADAPTACIÓN DEL BANCO DE BOMBAS DOBLES    | 92 |
| 4.1 ANÁLISIS DEL CIRCUITO HIDRAULICO        | 92 |
| 4.2 SELECCIÓN DE COMPONENTES HIDRAULICOS    | 96 |

|       |                                       |     |
|-------|---------------------------------------|-----|
| 4.2.1 | MANGUERAS                             | 96  |
| 4.2.2 | VÁLVULA DIRECCIONAL                   | 98  |
| 4.2.3 | SUBPLACA O PLACA DE PUERTOS           | 103 |
| 4.2.4 | VÁLVULAS CHEQUE                       | 104 |
| 4.2.5 | VÁLVULA DE DESCARGA                   | 105 |
| 5.    | CARACTERIZACIÓN DEL BANCO             | 107 |
| 5.1   | ANÁLISIS DE LA ETAPA DE TRABAJO       | 107 |
| 5.2   | ANÁLISIS DE LA ETAPA DE AVANCE RÁPIDO | 114 |
|       | CONCLUSIONES                          | 122 |
|       | BIBLIOGRAFÍA                          | 123 |
|       | ANEXOS                                | 125 |

## LISTA DE FIGURAS

|  | Pág. |
|--|------|
| Figura 1. Comparación Entre La Distribución Del Banco De Prueba      | 21   |
| Figura 2. Comparación Entre Circuitos No Regenerativo Y Regenerativo | 22   |
| Figura 3. Carrera De Avance Y De Retorno En Circuitos Regenerativos  | 23   |
| Figura 4. Descripción Del Pistón Y Puertos De La Válvula Direccional | 23   |
| Figura 5. Esquema De Un Circuito Hidráulico Regenerativo             | 25   |
| Figura 6. Balance De Fuerzas En Un Cilindro Regenerativo             | 26   |
| Figura 7. Clasificación General De Las Válvulas Direccionales        | 29   |
| Figura 8. Válvula Direccional Accionada Por Solenoide                | 33   |
| Figura 9. Válvula Direccional Accionada Por Presión Piloto           | 34   |
| Figura 10. Válvula Direccional De Dos Etapas                         | 36   |
| Figura 11. Funcionamiento De Una Válvula Antirretorno                | 38   |
| Figura 12. Válvula Antirretorno En Línea                             | 39   |
| Figura 13. Válvula Tipo R  | 41   |
| Figura 14. Deformación En La Chapa                                   | 43   |
| Figura 15. Distribución De Pliegues                                  | 43   |
| Figura 16. Fuerzas Que Intervienen Durante La Embutición             | 44   |
| Figura 17. Elementos Principales De La Embutición                    | 45   |
| Figura 18. Secuencia De La Embutición Simple                         | 46   |
| Figura 19. Perfil De Catenaria Y Perfil Cónico                       | 49   |
| Figura 20. Superficies De Contacto Chapa – Matriz Ó Chapa - Punzón   | 55   |
| Figura 21. Variación De La Embutición En Funcion De La Carrera       | 59   |
| Figura 22. Tensiones Presentes Durante La Embutición                 | 60   |
| Figura 23. Deformación En Una Chapa Metálica                         | 62   |
| Figura 24. Fuerzas Exteriores Producidas Durante El Embutido         | 64   |
| Figura 25. Solido Desarrollado Propuesto                             | 70   |
| Figura 26. Dimensiones Generales De La Matriz                        | 72   |
| Figura 27. Condiciones De Carga Y Soportes De La Matriz              | 72   |

|   |    |
|---|----|
| Figura 28. Deformación Total De La Matriz                       | 73 |
| Figura 29. Esfuerzos Equivalentes De La Matriz                  | 74 |
| Figura 30. Factor De Seguridad De La Matriz                     | 74 |
| Figura 31. Dimensiones Generales Del Punzón                     | 75 |
| Figura 32. Condiciones De Carga Y Soportes De La Matriz         | 76 |
| Figura 33. Deformación Total De La Matriz                       | 76 |
| Figura 34. Esfuerzos Equivalentes Del Punzón                    | 77 |
| Figura 35. Factor De Seguridad De La Matriz                     | 77 |
| Figura 36. Dimensiones Generales Del Prensa Chapas              | 78 |
| Figura 37. Condiciones De Carga Y Soportes Del Prensa Chapas    | 79 |
| Figura 38. Deformación Total Del Prensa Chapas                  | 79 |
| Figura 39. Esfuerzos Equivalentes Del Prensa Chapas             | 80 |
| Figura 40. Factor De Seguridad Del Prensa Chapas                | 80 |
| Figura 41. Dimensiones Generales Del Cilindro                   | 81 |
| Figura 42. Condiciones De Carga Y Soportes Del Cilindro         | 82 |
| Figura 43. Deformación Total Del Cilindro                       | 82 |
| Figura 44. Esfuerzos Equivalentes Del Cilindro                  | 83 |
| Figura 45. Factor De Seguridad Del Cilindro                     | 83 |
| Figura 46. Dimensiones Generales Del Vástago                    | 84 |
| Figura 47 . Condiciones De Carga Y Soportes Del Vástago         | 84 |
| Figura 48. Deformación Total Del Vástago                        | 85 |
| Figura 49. Esfuerzos Equivalentes Del Vástago                   | 86 |
| Figura 50. Factor De Seguridad Del Vástago                      | 86 |
| Figura 51. Dimensiones Generales De La Estructura               | 87 |
| Figura 52. Condiciones De Carga Y Soportes De La Estructura     | 89 |
| Figura 53. Deformación Total De La Estructura                   | 89 |
| Figura 54. Esfuerzos Equivalentes Del Vástago                   | 90 |
| Figura 55. Factor De Seguridad Del Vástago                      | 91 |
| Figura 56. Circuito Regenerativo Preliminar                     | 92 |
| Figura 57. Circuito Regenerativo Preliminar Avance Regenerativo | 93 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 58. Circuito Regenerativo Preliminar Avance De Prensado            | 94  |
| Figura 59. Circuito Regenerativo Preliminar Retorno Rápido                | 94  |
| Figura 60. Circuito Hidráulico Final                                      | 95  |
| Figura 61. Selección Del Diámetro Interior De La Manguera                 | 97  |
| Figura 62. Tipo De Centro Y Tamaño Válvulas Direccionales DSHG            | 99  |
| Figura 63. Caída De Presión En El Modelo DSHG-04                          | 100 |
| Figura 64. Caída De Presión En El Modelo DSHG-06                          | 101 |
| Figura 65. Caída De Presión En El Modelo DSHG-10                          | 101 |
| Figura 66. Válvula Direccional Y Subplaca De Puertos Seleccionadas        | 102 |
| Figura 67. Placa De Puertos Para el Modelo DSGH-06                        | 103 |
| Figura 68. Tipos de Válvulas Cheque Contarini                             | 104 |
| Figura 69. Válvula Cheque Seleccionada                                    | 104 |
| Figura 70. Tipos De Válvulas HC Hystar                                    | 105 |
| Figura 71. Válvula Descarga Seleccionada                                  | 106 |
| Figura 72. Notación Etapa De Trabajo                                      | 108 |
| Figura 73. Perdidas En La Válvula Direccional A 6.9 GPM                   | 109 |
| Figura 74. Presión De La Válvula De Descarga En La Etapa De Trabajo       | 111 |
| Figura 75. Presión De La Válvula De Seguridad En La Etapa De Trabajo      | 112 |
| Figura 76. Desarrollo Del Sólido A Partir De La Chapa                     | 113 |
| Figura 77. Notación Etapa De Avance Rápido                                | 114 |
| Figura 78. DCL Del Vástago En Regeneración                                | 115 |
| Figura 79. Presión De La Válvula De Descarga En La Etapa De Regeneración  | 118 |
| Figura 80. Presión De la Válvula de seguridad En La Etapa De Regeneración | 119 |

## LISTA DE TABLAS

|  | Pág. |
|--|------|
| Tabla 1. Centros Característicos de las Válvulas Direccionales         | 30   |
| Tabla 2. Formas Generales De Piezas A Embutir                          | 50   |
| Tabla 3. Velocidades De Embutición                                     | 54   |
| Tabla 4. Lubricantes Comerciales                                       | 56   |
| Tabla 5. Lubricantes Artesanales                                       | 57   |
| Tabla 6. Valores De m En Función De d/D                                | 68   |
| Tabla 7. Valores De k En Función Del Material                          | 69   |
| Tabla 8. Presión Unitaria Para Evitar La Formación De Pliegues         | 69   |
| Tabla 9. Propiedades Mecánicas Del Acero ASTM A-678                    | 88   |
| Tabla 10. Porcentaje De Error En La Etapa De Trabajo                   | 112  |
| Tabla 11. Relación Entre La Presión Del Sistema Y El Tiempo De Avance  | 117  |
| Tabla 12. Porcentaje De Error En La Etapa De Avance Rápido             | 121  |
| Tabla 13. Problemas En El Sistema Hidráulico Y Sus Posibles Soluciones | 141  |

## LISTA DE ANEXOS

|   | Pág. |
|---|------|
| Anexo A. Configuraciones de las Válvulas Tipo R y Tipo RC | 126  |
| Anexo B. Manual De Funcionamiento                         | 130  |
| Anexo C. Manual De Mantenimiento                          | 138  |

## RESUMEN

**TÍTULO:** REGENERACIÓN OLEOHIDRÁULICA APLICADA EN LA EMBUTICIÓN DE CHAPAS METÁLICAS EN FRÍO<sup>1</sup>.

**AUTORES:** ANDRES FERNANDO BARRERA DÍAZ  
GABRIEL FELIPE BURGOS RAMÍREZ<sup>2</sup>

**PALABRAS CLAVES:**

Circuitos Hidráulicos Regenerativos, Embutición, Matriz, Potencia Fluida, Prensa Hidráulica, Punzón.

Este proyecto de grado busca implementar, en el Laboratorio de Sistemas Oleo neumáticos (Potencia Fluida), de la escuela de Ingeniería Mecánica de la UIS, el concepto de Circuito Hidráulico Regenerativo aplicado a la embutición de chapas metálicas en frío.

El circuito hidráulico regenerativo aumenta la velocidad de salida del vástago de un cilindro hidráulico sin necesidad de aumentar el tamaño de la bomba, perdiendo capacidad de carga durante esta operación. Durante este estado se aprovecha el fluido de salida, realimentándolo en la línea de entrada logrando así un incremento en la velocidad avance del pistón. La regeneración nunca puede realizarse en la carrera de retorno.

La embutición es un proceso de conformado de los metales por el que se transforma una chapa metálica en piezas huecas e incluso partiendo de piezas previamente embutidas, estirándolas a una sección menor con mayor altura. Este proceso requiere precisión en la aplicación de cargas, recorridos y velocidades, por tal motivo se utiliza una prensa hidráulica, una matriz y un punzón.

Debido a que el proceso de conformado en frío evita problemas (respecto a la embutición en caliente) de soldadura entre superficies, no modifica las propiedades de los materiales y representa menos riesgos de seguridad, se escoge este sistema como la alternativa de solución más recomendable y viable para desarrollar el proyecto de grado.

---

<sup>1</sup> Proyecto de grado.

<sup>2</sup>Facultad de ciencias físico-mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, director: Ing. Abel Antonio Parada Corrales.

## ABSTRACT

**TITLE:** OIL-HYDRAULIC REGENERATION APPLIED IN THE COLD ENGRAVING OF METAL PLATES<sup>3</sup>.

**AUTHORS:** ANDRES FERNANDO BARRERA DÍAZ  
GABRIEL FELIPE BURGOS RAMÍREZ<sup>4</sup>

**KEYWORDS:**

Hydraulic Regenerative Circuits, stuffing, Matrix, Fluid Power, Hydraulic Press, Punch.

This Project's goal is to implement, in the UIS Mechanical Engineering's Oil-Pneumatic Systems Lab, the concept of Regenerative Hydraulic Circuit applied to the cold engraving of metallic plates.

The Regenerative Hydraulic Circuit increases the outlet velocity of the piston rod of a hydraulic cylinder without the need to increase the size of the pump, loosing discharge capacity during this operation. During this stage, the out coming fluid is taken advantage of by recirculating it into the inlet line achieving this way an increase in the advance velocity of the piston. Regeneration can never be in the return stroke.

The engraving is a process in which metals are shaped, where a metallic plate is transformed into hollow pieces even from previously engraved pieces, stretching them up to pieces with less section with more height. This process requires precision when applying the loads, the strokes and velocities, this is why a hydraulic press, a matrix and a needle are used.

Due to the cold forming process avoids problems between welding surfaces (compared to hot engraving), does not changes the properties of materials and it shows less security risk, this system is chosen as the recommended solution alternative and viable to develop the degrade project.

---

<sup>3</sup>Graduation project.

<sup>4</sup>Physical-mechanical Engineers Faculty, Mechanical Engineer Program, Eng. Abel Antonio Parada Corrales.

## INTRODUCCIÓN

Los estudiantes de ingeniería día a día se ven enfrentados a analizar modelos matemáticos teóricos que les permiten entender fenómenos físicos “en el papel” pero hay fenómenos en los que esto no es suficiente para que el estudiante entienda, por lo cual se hacen necesarios ejemplos de aplicación palpables, que ayuden a los estudiantes a concebir mejor los fenómenos físicos.

En este proyecto de grado se implementa una herramienta operativa (prensa hidráulica) que ilustra un proceso de regeneración hidráulica aplicado en el embutido de la chapa metálica en frío, y permite hacer comparaciones prácticas con respecto a la teoría, y así, contribuir a la misión de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander al promover el desarrollo de la formación de personas con alta calidad profesional.

Entre los bancos presentes en el Laboratorio de Potencia Fluida se encuentra el banco de bombas dobles (Ver **Figura 1**) en el cual se adaptó la prensa hidráulica, aprovechando tanto el espacio disponible como la fuente de potencia. Sin embargo, para poder apreciar la velocidad del vástago alcanzada gracias a la regeneración se hizo necesario añadir un marco vertical y apoyos suficientes para garantizar su rigidez estructural. En esta superficie se encuentra la matriz, el porta matriz y la chapa de aluminio necesario para el proceso de embutido.

Figura 1. Comparación Entre La Distribución Del Banco De Prueba



Fuente: Autores

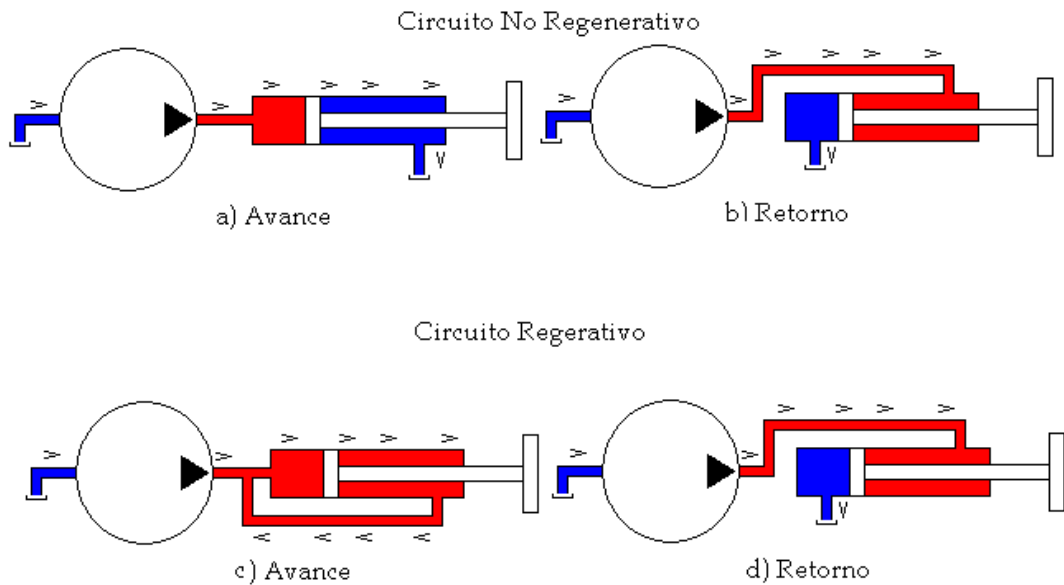
Este proyecto presenta un aporte a la práctica ingenieril, con el cual los estudiantes de la escuela de Ingeniería Mecánica pueden validar el conocimiento teórico relacionado con la hidráulica, especialmente con los sistemas hidráulicos regenerativos, además se continúa con la línea de investigaciones en el área de sistemas de potencia fluida.

## 1. REGENERACIÓN HIDRÁULICA Y VÁLVULAS HIDRÁULICAS

### 1.1 REGENERACIÓN HIDRÁULICA

El objetivo de un circuito regenerativo es hacer más alta la velocidad de avance del pistón, siendo una disminución en la fuerza de empuje el costo a pagar, comparado con un circuito no regenerativo, en la **Figura 2** se representan los dos tipos de circuitos hidráulicos.

Figura 2. Comparación Entre Circuitos No Regenerativo Y Regenerativo

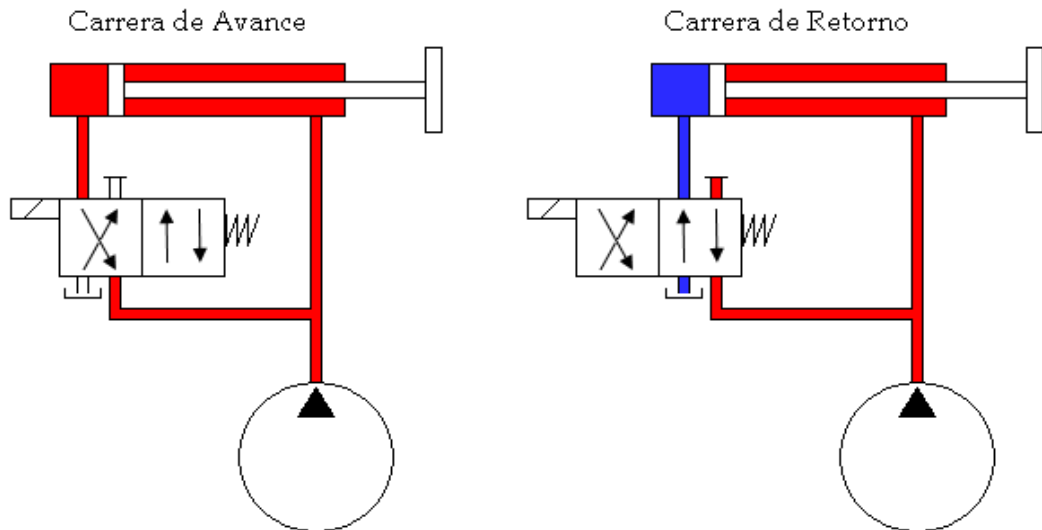


Fuente: Autores

*La regeneración nunca puede ser lograda en la carrera de retorno<sup>5</sup>(Figura 3)*

<sup>5</sup>RICO MARTÍNEZ, Saulo Arturo, HADECHINI MESA, Álvaro, Sistema hidráulico de tipo modular aplicado a un circuito regenerativo. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN, Bucaramanga, Colombia, 2008. Trabajo de Grado (al Título profesional de Ingeniería Mecánica). Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Físico- Mecánicas

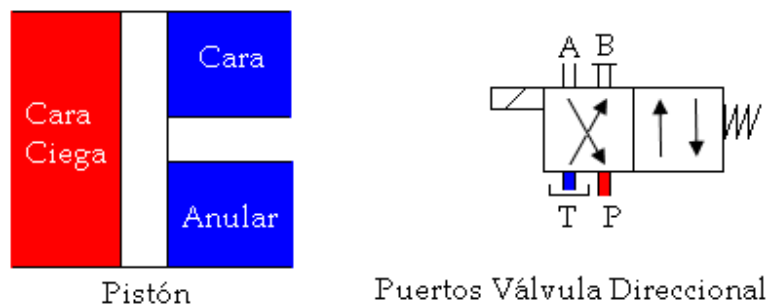
Figura 3. Carrera De Avance Y De Retorno En Circuitos Regenerativos



Fuente: Autores

Este fenómeno se presenta cuando un cilindro de doble efecto está conectado de tal manera que la cara ciega del pistón está conectada a la presión de bomba a través de algún tipo de válvula de control direccional, mientras que la contracara anular está conectada directamente al circuito, de manera que cuando el cilindro está avanzando, esta al mismo tiempo venciendo una contrapresión que está actuando sobre la cara anular (**Figura 4**).

Figura 4. Descripción Del Pistón Y Puertos De La Válvula Direccional



Fuente: Autores

Se dice que el cilindro está conectado a contrapresión si el volumen desalojado va directamente a tanque, pero si este volumen desalojado se une nuevamente al caudal de la bomba que entra al puerto de presión P de la válvula de mando, entonces a la cara ciega del pistón está llegando en ese momento el caudal de la bomba más el caudal adicional proveniente del volumen **DESALOJADO** por el cilindro en su movimiento de avance, que dará como consecuencia un volumen mayor.

Esto ocasiona que el cilindro desarrolle su carrera de avance a una mayor velocidad. El volumen desalojado por el cilindro en su movimiento de avance se ha regenerado como un volumen de fluido capaz de suministrar un trabajo mecánico.

### **1.1.1 ANÁLISIS DE FUERZA DE UN CILINDRO EN REGENERACIÓN**

Debido a que en las caras del pistón, es decir, sobre la cara ciega y sobre la cara anular, se ejerce la misma presión es obvio que las fuerzas resultantes en cada cara son de sentidos opuestos, y la diferencia entre ellas es el empuje total resultante bajo el cual actúa el cilindro en su carrera de avance rápido (carrera en regeneración).

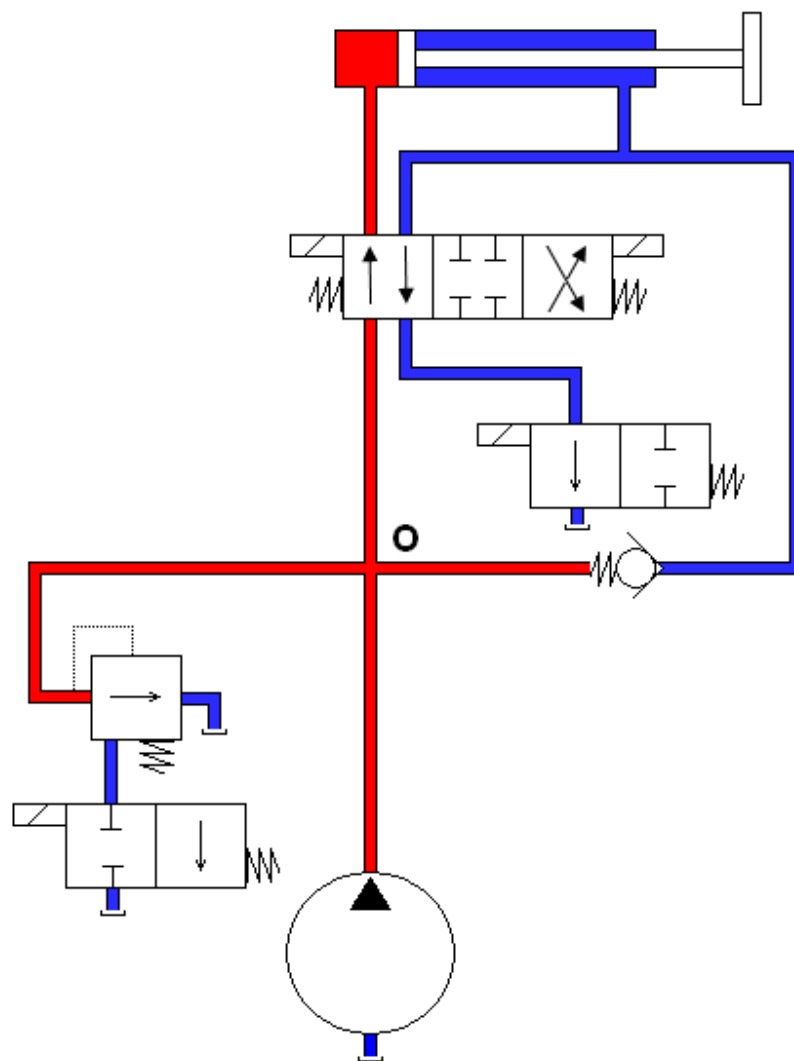
En otras palabras el empuje total resultante es igual a la presión multiplicada por el área transversal del vástago.

En la **Figura 5** se muestra un esquema de un circuito hidráulico regenerativo donde se tiene que el cociente entre el área del pistón y el área anular del cilindro hidráulico se representa con el símbolo  $\beta$ , y se define como:

### Ecuación 1-1

$$\beta = \frac{A_{Pistón}}{A_{Anular}} \Rightarrow \beta = \frac{\frac{\pi}{4} \phi^2_{Pistón}}{\frac{\pi}{4} (\phi^2_{Pistón} - \phi^2_{Vastago})} \Rightarrow \beta = \frac{\phi^2_{Pistón}}{(\phi^2_{Pistón} - \phi^2_{Vastago})}$$

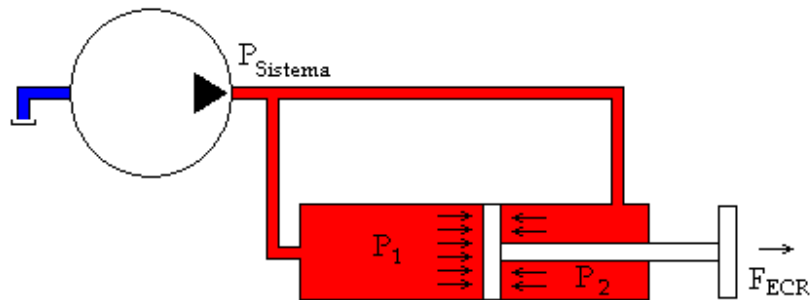
Figura 5. Esquema De Un Circuito Hidráulico Regenerativo



Fuente: Autores

Utilizando las leyes de Newton al cilindro presente en el circuito hidráulico (**Figura 6**), tenemos como resultado que la fuerza de empuje del cilindro en regeneración ( $F_{ECR}$ ) es:

Figura 6. Balance De Fuerzas En Un Cilindro Regenerativo



Fuente: Autores

### Ecuación 1-2

$$F_{ECR} = (P_1 * A_{Pistón}) - (P_2 * A_{Anular})$$

### Ecuación 1-3

$$F_{ECR} = (P_1 * A_{Pistón}) - P_2 * (A_{Pistón} - A_{Vástago})$$

Y dado que la presión que actúa en ambas caras del cilindro es la misma; es decir que  $P_1 = P_2 = P_{Sistema}$ , tenemos:

$$F_{ECR} = P_{Sistema} * A_{Vástago}$$

### 1.1.2 ANÁLISIS DE VELOCIDAD EN REGENERACIÓN

Para el análisis de la velocidad de avance del cilindro cuando este se encuentra en regeneración, sencillamente se divide el caudal de la bomba en litros/minuto o en litros/segundo entre la sección transversal del vástago en decímetros

cuadrados. El resultado será la velocidad de avance del cilindro en decímetros/minutos o decímetros/segundo.

En la mayoría de los casos, los pistones utilizados en circuitos regenerativos tienen una relación de áreas “ $\beta$ ” alrededor de 2:1; lo que implica que el área del pistón es dos veces el área anular. Por lo tanto, y bajo acción regenerativa, cuando el pistón avanza lo hace con un empuje igual a la mitad del empuje completo, y avanza con el doble de la velocidad que obtiene, cuando **no existe** estado regenerativo.

Para el desarrollo del modelo matemático, hacemos referencia una vez más a la **Figura 4**; realizando una sumatoria de caudales en el nodo O, se tiene:

#### **Ecuación 1-4**

$$Q_1 = Q_2 + Q_{Bomba}$$

Debido a la relación entre el caudal que entra al cilindro y el que sale de este ( $\beta$ ), se obtiene:

#### **Ecuación 1-5**

$$\frac{Q_1}{A_{Pistón}} = \frac{Q_2}{A_{Anular}} \Rightarrow Q_2 = \frac{A_{Anular}}{A_{Pistón}} Q_1$$

#### **Ecuación 1-6**

$$Q_1 = \beta Q_2$$

Resolviendo las ecuaciones (**Ecuación 1-4** y **Ecuación 1-6**), se concluye que el caudal que entra al cilindro de un circuito hidráulico regenerativo es función del caudal enviado por la bomba, y de la relación de áreas  $\beta$ :

### Ecuación 1-7

$$Q_1 = \frac{\beta * Q_{Bomba}}{\beta - 1}$$

## 1.2 VÁLVULAS HIDRÁULICAS

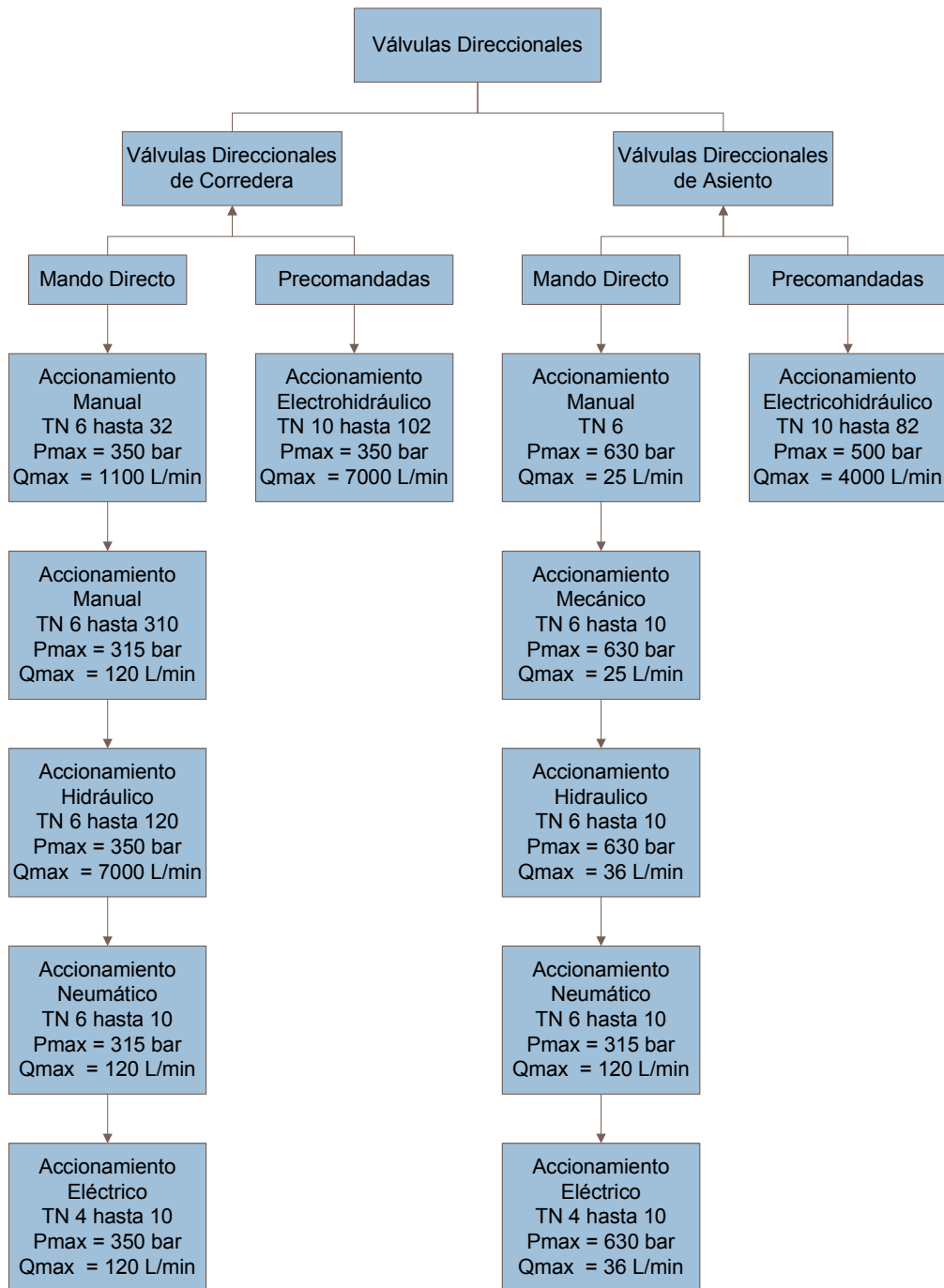
Una válvula hidráulica es un dispositivo mecánico que consiste en un cuerpo y una parte móvil interna la cual conecta y desconecta pasajes dentro del cuerpo. Los pasajes en las válvulas hidráulicas conducen líquidos. La acción de la parte móvil regula la presión máxima del sistema, la dirección y el caudal.

### 1.2.1 VÁLVULAS DIRECCIONALES DE DOS ETAPAS

Bajo el término “válvulas direccionales” se resumen todas las válvulas con las cuales se puede comandar el arranque, la parada y el cambio de sentido del caudal de un fluido hidráulico. Aunque todas realizan esta función, las válvulas direccionales varían considerablemente en construcción y funcionamiento. Se clasifican, según sus características principales, en:

- *Tipo de elemento interno.* Obturador (pistón o esfera), corredera rotativa o deslizante.
- *Métodos de actuación.* Levas, émbolos, palancas manuales, mecánicos, solenoides eléctricos, presión hidráulica y otros, incluyendo combinaciones de éstos.
- *Número de vías.* Dos vías, tres vías, cuatro vías, etc...
- *Tamaño.* Tamaño nominal de las tuberías conectadas a la válvula o a su placa base, o caudal nominal.
- *Conexiones.* Roscas cónicas, roscas cilíndricas, bridas y placas bases.

Figura 7. Clasificación General De Las Válvulas Direccionales


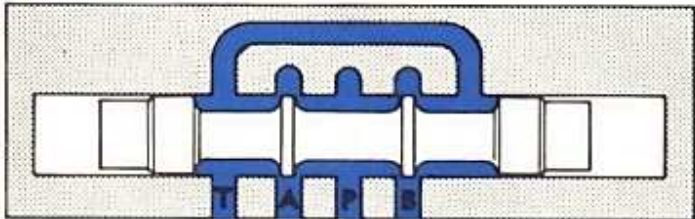

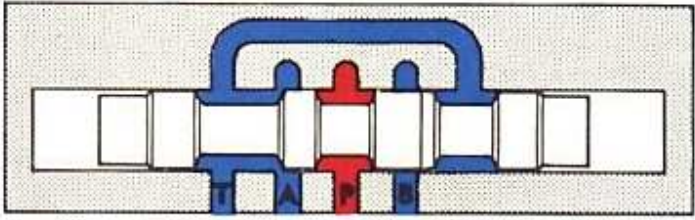
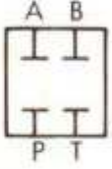
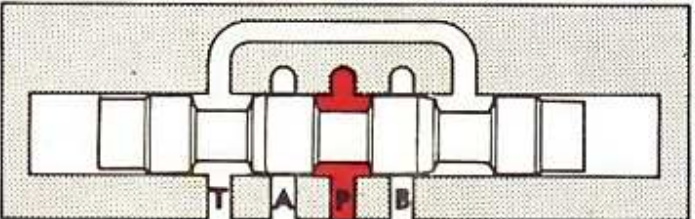


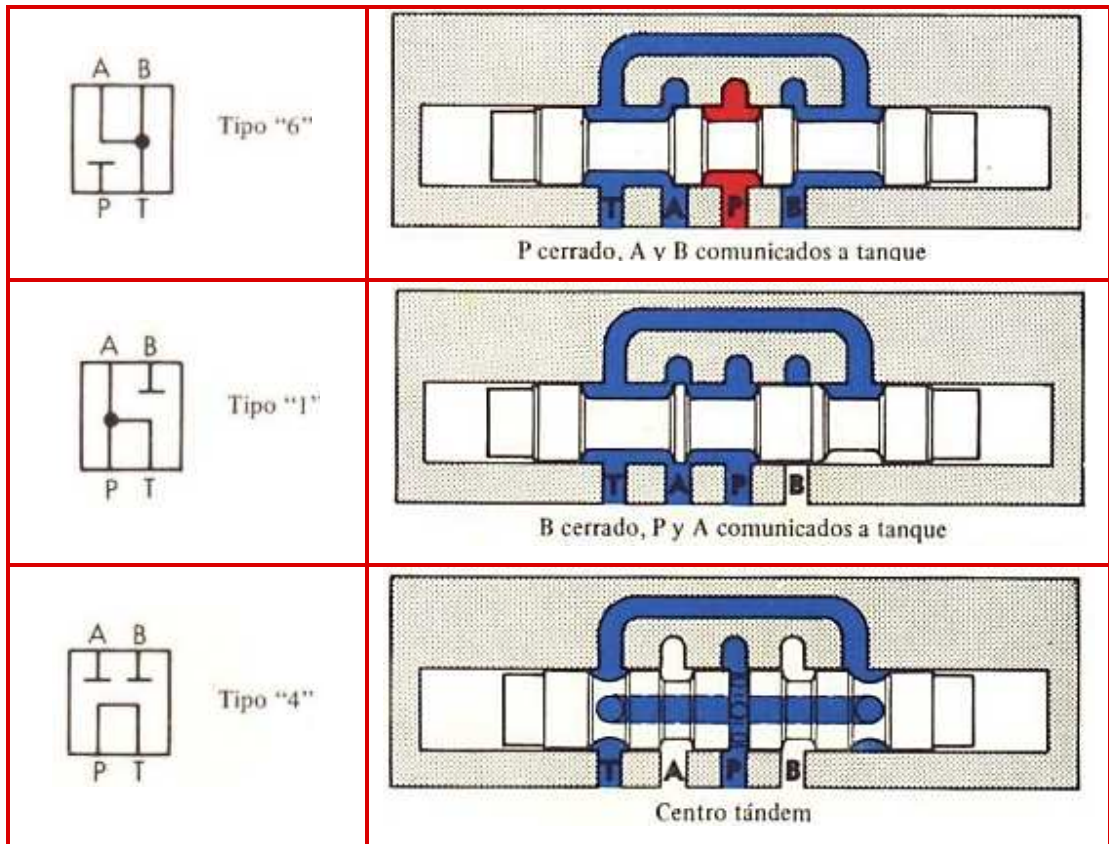
Fuente: *Rexroth*, Fundamentos y componentes de la Oleohidráulica

### 1.2.1.1 Tipos De Centros De Las Correderas

La mayoría de las válvulas de tres posiciones disponen de una variedad de correderas intercambiables. Todas las correderas de 4 vías poseen pasos idénticos para el caudal, en sus posiciones extremas, con diferentes condiciones centrales, como puede verse en la **Tabla 1**. Centros Característicos de las Válvulas Direccionales. El tipo de centro abierto pone en comunicación todos los orificios y el caudal de salida de la bomba pasa al tanque a baja presión.

Tabla 1. Centros Característicos de las Válvulas Direccionales

| Símbolo   | Tipo de centro   |
|---|--|
|  <p>Tipo "0"</p>  |  <p>Centro abierto</p>                          |
|  <p>Tipo "3"</p> |  <p>P y B cerrados y A comunicado a tanque</p> |
|  <p>Tipo "2"</p> |  <p>Centro cerrado</p>                         |



Fuente: VICKERS (1995) *Manual de Oleohidráulica Industrial*

El centro cerrado tiene todos los orificios bloqueados, de forma que el caudal de salida de la bomba puede utilizarse para otras operaciones del circuito o pasar al tanque, a través de la válvula de seguridad, a la presión de trabajo. Otros tipos de centro bloquean unos orificios y unen al tanque los restantes.

El centro tándem tiene los orificios "A" y "B" bloqueados y el "P" unido al tanque, lo que permite montar en serie o "tándem" dos o más válvulas.

### **1.2.1.2 Válvulas Accionadas Por Solenoide Eléctrico**

Este tipo de accionamiento es el que se emplea más a menudo debido a la gran cantidad de ciclos automáticos. Normalmente se utilizan electro imanes de carrera en cuatro versiones básicas:

- Electroimán de corriente continua de conmutación en aire. También se denomina electroimán “seco”.
- Electroimán de corriente continua de conmutación en aceite. También se denomina electroimán “húmedo” o “aprueba de presión”. La armadura del solenoide funciona en aceite.
- Electroimán de corriente alterna de conmutación en aire.
- Electroimán de corriente alterna de conmutación en aceite.

El electroimán de corriente continua ofrece una gran seguridad de servicio y permite una conmutación suave. No se funde cuando, por ejemplo, durante la carrera es detenido por atascamiento del pistón. Es adecuado para gran frecuencia de conmutaciones.

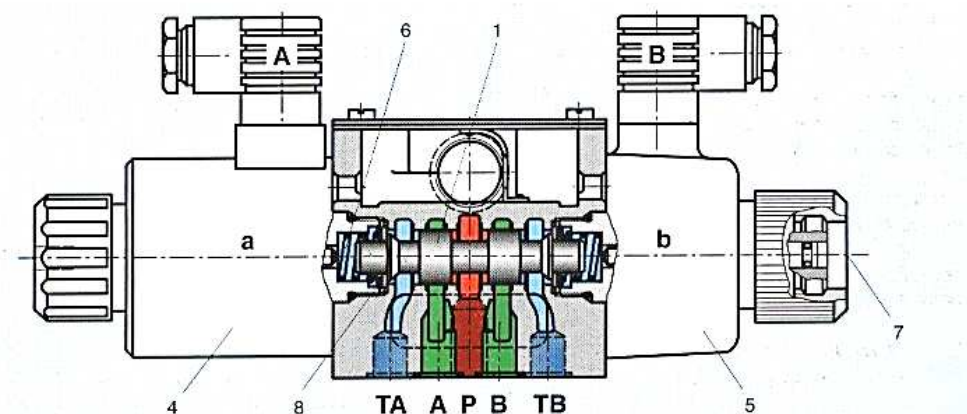
El electroimán de corriente alterna se caracteriza por breves tiempos de comunicación. Si la armadura del electroimán no pudiera transconectar hasta el fin de curso, el electroimán de corriente alterna de conmutación en aceite se fundiría después de aproximadamente 1 a 1.5 horas.

Una de las ventajas de los electroimanes de conmutación en aceite es que para instalaciones al aire libre o en climas húmedos no hay corrosión en piezas internas. Dado que la armadura funciona en aceite se produce menor desgaste, una llegada amortiguada al tope y buena transmisión de calor.

En la **Figura 8** se representa una válvula direccional de corredera con tres posiciones, a la izquierda presenta un electroimán de corriente continua de conmutación en aceite (4) y a la derecha un electroimán de corriente alterna de conmutación en aceite (5). La cámara de la armadura del electroimán está unida al tanque de la carcasa de la válvula. Los resortes (6) se apoyan en la carcasa del electroimán, manteniendo centrado el pistón mediante una placa (8). Los electroimanes representados disponen de un accionamiento manual de emergencia (7), que permite accionar el pistón de mando desde fuera. De este modo se facilita el control del funcionamiento de la conmutación.

Los puertos P, A y B están separados de la carcasa por tabiques. El puerto T no posee dicha separación, está unido mediante un canal de paso dentro de la válvula con ambas cámaras del tanque, que hacia afuera se estancan mediante montaje de un elemento de accionamiento o de una tapa.

Figura 8. Válvula Direccional Accionada Por Solenoide



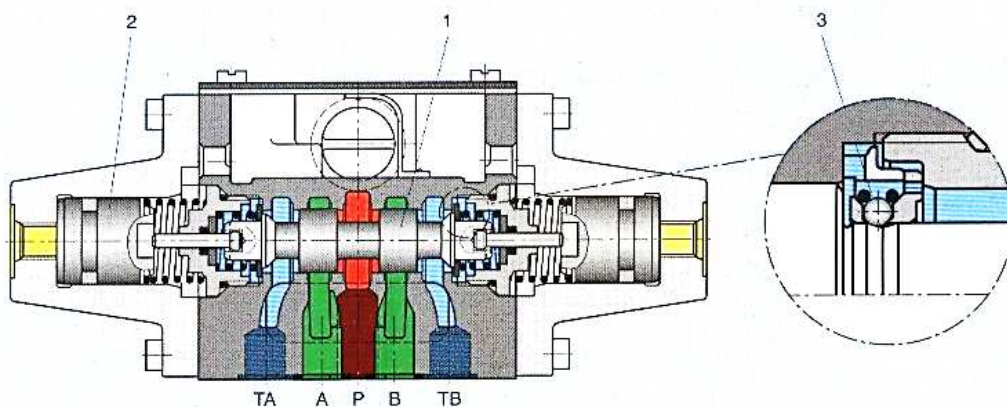
Fuente: *Rexroth*, Fundamentos y componentes de la Oleohidráulica

### 1.2.1.3 Válvulas Accionadas Por Presión Piloto

Los conmutadores de las válvulas direccionales también pueden ser desplazados de una posición a otra por la acción de la presión de un fluido, que puede ser aire o el mismo líquido hidráulico, a la que se le conoce con el nombre de presión piloto.

En la **Figura 9** el pistón (1) se encuentra en la posición de conmutación derecha. Esto se alcanzó mediante actuación de presión sobre el cilindro de accionamiento (2) del lado opuesto. La posición de conmutación se fija con el fiador (3). El pistón de mando no está unido al cilindro de accionamiento.

Figura 9. Válvula Direccional Accionada Por Presión Piloto



Fuente: *Rexroth*, Fundamentos y componentes de la Oleohidráulica

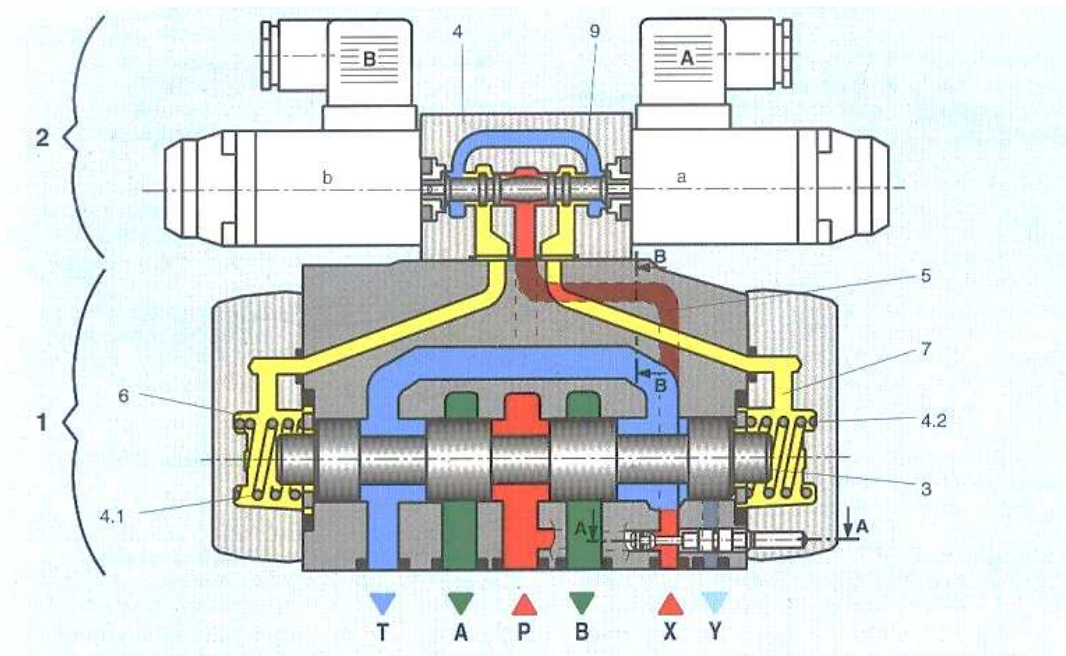
#### **1.2.1.4 Válvulas Direccionales De Dos Etapas**

Uno de los medios más comunes para cambiar de posición al conmutador de una válvula direccional es el solenoide. Sin embargo, el uso de éste es práctico solo para caudales bajos. Para aplicaciones que requieren caudales superiores a 20 GPM, es impráctico utilizar un solenoide que directamente haga que el conmutador cambie de posición. En las válvulas grandes, la fuerza requerida para mover al conmutador es sustancial. Un solenoide capaz de generar esta fuerza será demasiado grande, por tanto, lo que se acostumbra a hacer es colocar una válvula direccional operada por solenoide en la parte superior del cuerpo de la válvula principal.

Según la Figura 10, el flujo de líquido presurizado proveniente de la válvula pequeña (2) es dirigido hacia cualquiera de los lados de la válvula grande (1) cada vez que se requiera que esta cambie de posición. En vez de regular el movimiento de un cilindro o de un motor hidráulico, la válvula piloto (2) controla el movimiento del conmutador de la válvula principal (1).

En conjunto, resulta una válvula direccional que es conocida con el nombre de válvula direccional de dos etapas.

Figura 10. Válvula Direccional De Dos Etapas



Fuente: *Rexroth*, Fundamentos y componentes de la Oleohidráulica

La Figura 10 muestra una válvula direccional de dos etapas centrada por resorte, en la cual el pistón principal de mando (3) es mantenido en posición central por los resortes (4.1 y 4.2). En la posición inicial ambas cámaras de resortes (amarilla) están unidas sin presión con el tanque (celeste) a través de la válvula piloto. La válvula piloto se alimenta con fluido hidráulico a través de la tubería de mando (5). La alimentación puede ser interna o externa.

Si en la válvula piloto se acciona el solenoide "a" el pistón piloto se desplaza hacia la izquierda. De este modo la cámara izquierda del resorte (6) se carga con la presión piloto, la cámara derecha del resorte (7) permanece con presión. La presión piloto actúa sobre la superficie izquierda del pistón principal desplazándolo contra el resorte (4.2) hacia la derecha hasta que se apoye sobre la tapa. Con ello, en la válvula principal se unen las conexiones P con B y A con T. al desconectar el solenoide el pistón piloto vuelve a la posición central, la cámara del resorte (6) se

descarga. El resorte (4.2) puede desplazar ahora al pistón principal hacia la izquierda hasta que se apoye sobre el plato del resorte (4.1) el pistón se encuentra en la posición central.

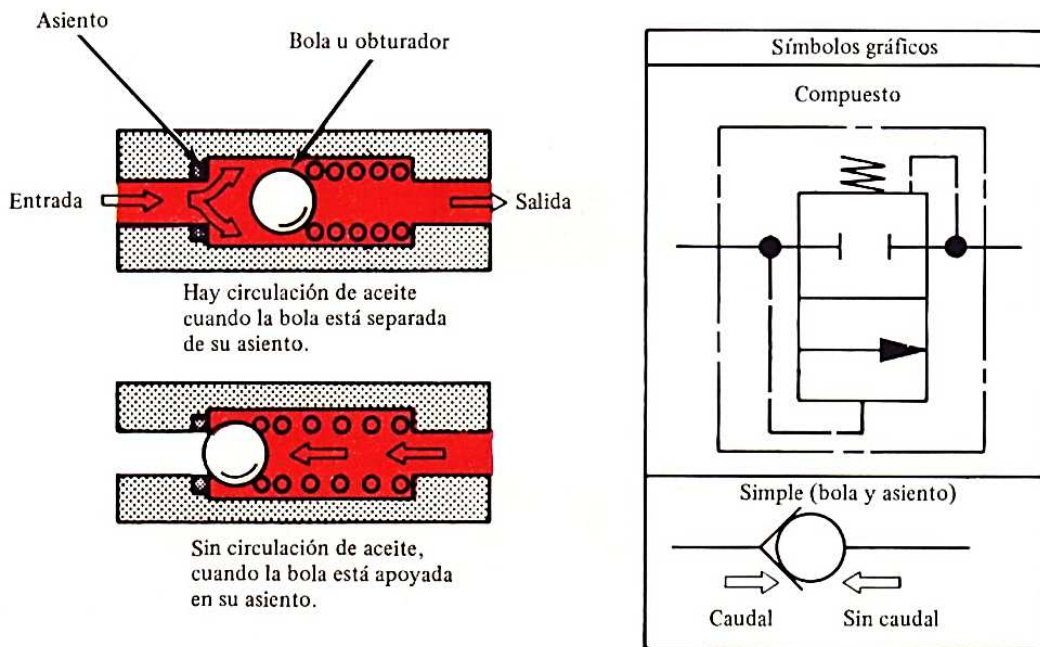
El fluido piloto de la cámara de resorte (6) se desplaza a través de la válvula piloto hacia el canal Y. el proceso de conmutación para el solenoide b es similar.

### **1.2.2 VÁLVULAS ANTIRRETORNO (CHEQUES)**

Una válvula antirretorno se compone esencialmente de un cuerpo de entrada, uno de salida y una parte móvil sobre la que actúa la fuerza de un resorte. La parte móvil puede ser un disco, un embolo o, con mayor frecuencia en sistemas hidráulicos, una bola o un tapón.

Una válvula antirretorno puede funcionar como control direccional y en ciertas aplicaciones como control de presión. En su forma más simple, sin embargo, una válvula antirretorno no es más que una válvula direccional de una sola vía (**Figura 11**). Permite el paso libre del aceite en una dirección y lo bloquea en la otra.

Figura 11. Funcionamiento De Una Válvula Antirretorno

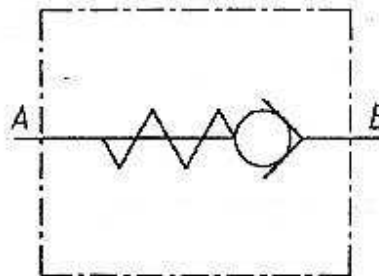


Fuente: VICKERS (1995) *Manual de Oleohidráulica Industrial*

Obsérvese que el símbolo gráfico compuesto para una válvula antirretorno indica dos posiciones de la válvula: abierta y cerrada. Es un diagrama bastante complicado para una válvula tan simple y se utiliza raramente. Se emplea generalmente el símbolo de bola y asiento.

Las válvulas antirretorno en línea (**Figura 12**) se llaman así porque el aceite fluye a través de las mismas en línea recta. El cuerpo de esta válvula se rosca directamente a la tubería y está mecanizado interiormente para formar un asiento para un pistón cónico o una bola (Figura 11).

Figura 12. Válvula Antirretorno En Línea



Fuente: <http://www.contarini.net/catalogo/disegni/00301580.jpg>

Un muelle ligero mantiene el pistón en su asiento permitiendo el montaje de la válvula en cualquier posición. En la dirección de paso libre, el muelle cede y la válvula se abre a una presión de aproximadamente 5PSI. El muelle no es ajustable, pero hay disponible un conjunto de muelles, de tarajes distintos, para casos específicos, tales como crear una presión piloto, montarlos en derivación con los refrigeradores o filtros, en el caso de obstrucción de éstos o como protección contra las puntas de presión. En estos casos, estas válvulas no se utilizan como válvulas antirretorno, sino más bien como válvulas de secuencia o seguridad. Aunque admiten presiones de hasta 3000PSI, las válvulas antirretorno en línea no son recomendables para aplicaciones en las que puedan verse sometidas a caudales de retorno a gran velocidad.

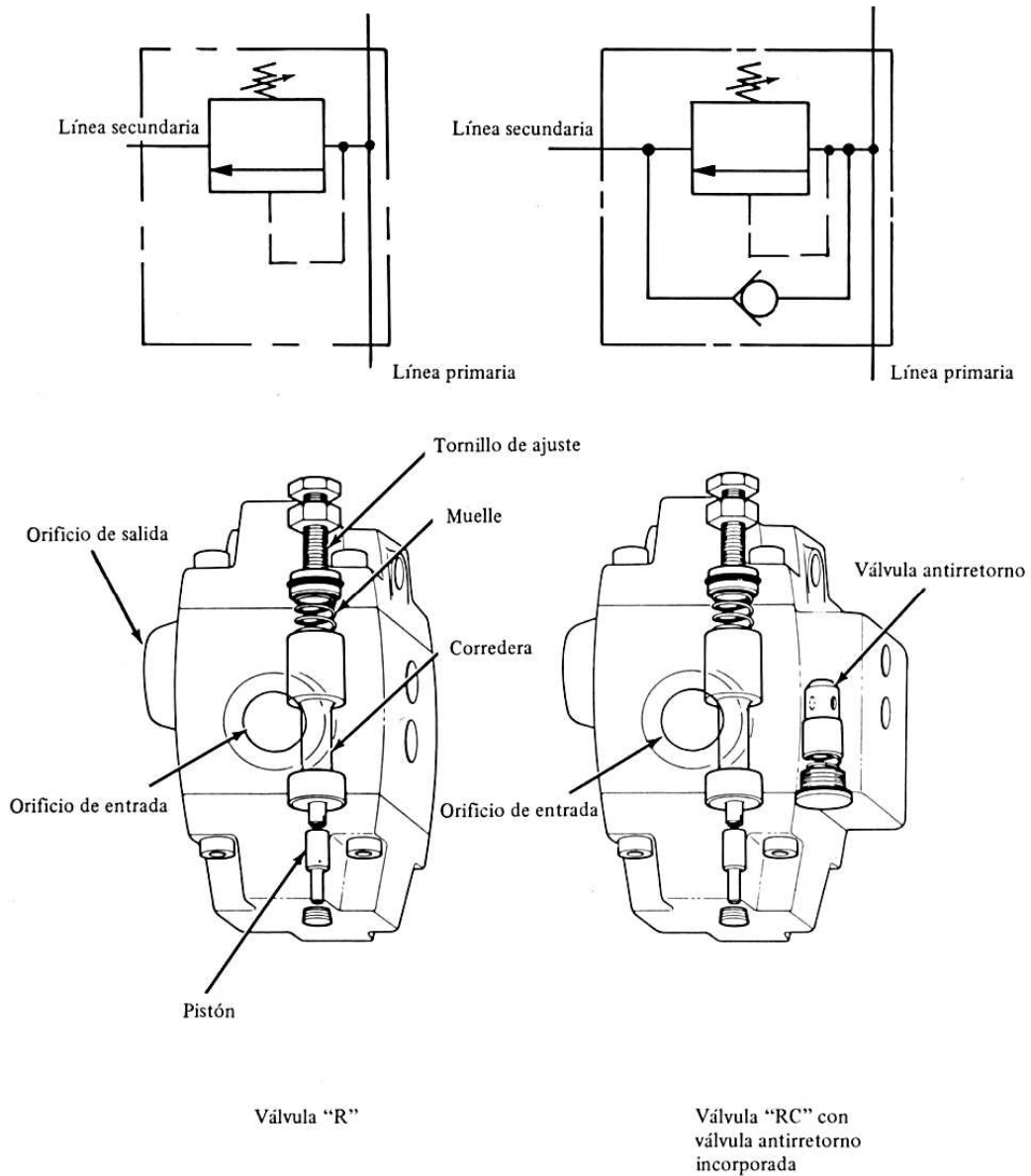
### 1.2.3 VÁLVULAS DE CONTROL DE PRESION TIPO R

La válvula tipo R (Figura 13) es una válvula de control de presión, de corredera deslizante y de acción directa. La corredera se puede deslizar dentro del cuerpo y se mantiene en la posición cerrada mediante un muelle ajustable. La presión de trabajo, aplicada a través de un orificio situado en la tapa inferior, se opone a la fuerza del muelle. La superficie de la corredera es tal que, con el muelle más fuerte normalmente usado, la válvula se abrirá aproximadamente a 125 PSI. Para aumentar el intervalo de presiones, la mayoría de los modelos incluyen un pequeño pistón en la tapa inferior para reducir la superficie de pilotaje a 1:8 o 1:16 de la superficie de la corredera. Cuando la presión de trabajo excede del ajuste de la válvula, la corredera se levanta y el aceite puede pasar del orificio primario al secundario.

En la tapa superior hay un orificio de drenaje para drenar la cámara del muelle. Este drenaje también elimina las fugas del aceite entre la corredera y el pistón a través de un conducto taladrado a todo lo largo del interior de la corredera.

Según la posición de las tapas superior e inferior, esta válvula puede usarse como válvula de seguridad, válvula de secuencia o válvula de descarga. Puede llevar también incorporada una válvula antirretorno (tipo RC) que permite la circulación libre del aceite en sentido contrario, en aplicaciones tales como válvula de secuencia, equilibraje o frenado.

Figura 13. Válvula Tipo R



Fuente: *VICKERS (1995) Manual de Oleohidráulica Industrial*

Algunas de las configuraciones que se pueden obtener a partir de las válvulas tipo R y tipo RC se presentan en el **Anexo A**.

## 2. GENERALIDADES DE LA EMBUTICIÓN

Mediante la embutición, el material, que originariamente tiene una forma plana, se transforma en un cuerpo hueco por medio de alargamiento y, en parte, también por medio de recalado. En la simple operación de embutir no se debe modificar el espesor de la chapa; se deduce que la superficie de la pieza producida ha de ser teóricamente, equivalente, a la de la chapa plana empleada.

La embutición es un procedimiento para el conformado de piezas no desarrollables, que requiere generalmente el empleo de máquinas (prensas) y de matrices; por ello está reservada:

1. A la fabricación en serie, en la cual permite rebajar considerablemente el precio de los costos. Se emplea mucho en construcción de automóviles y para la fabricación de objetos de uso corriente (utensilios, envases, etc.).
2. Se distinguen: *la embutición en frío*, practicada a la temperatura ambiente y *la embutición en caliente*, para la cual la chapa se calienta a temperaturas de forja (800 a 850° C) para el acero suave.

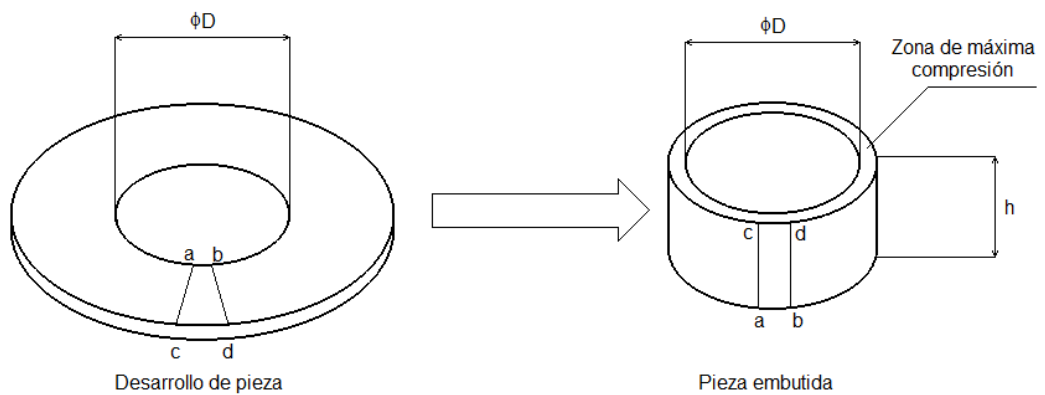
Los gastos de amortización que conlleva la compra de las prensas y la fabricación de las matrices para el trabajo en caliente, son generalmente mayores que para el trabajo en frío. Por el contrario, los ritmos de producción son considerablemente más bajos.

Por otra parte, en caliente no es posible lograr unas tolerancias de cotas tan precisas como en frío, ya que, aunque la matriz se fabrica teniendo en cuenta la contracción, ésta puede variar de una pieza a otra según la temperatura del material y de las matrices.

## 2.1 FENÓMENOS QUE SE DAN DURANTE LA EMBUTICIÓN

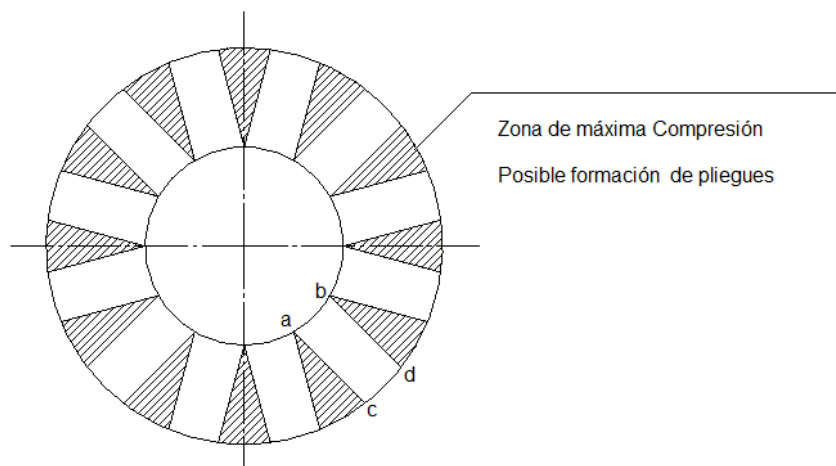
La deformación de la chapa se realiza por una compleja combinación de fuerzas de tracción y compresión que se traducen en un flujo de material. Las superficies elementales (**Figura 14** como la “a, b, c, d,” se transforman en otras equivalentes (como, a',b',c',d'); siendo constante el volumen, el espesor se mantiene igualmente constante.

Figura 14. Deformación En La Chapa



Fuente: Autores

Figura 15. Distribución De Pliegues



Fuente: Autores

Por otro lado, se producen pliegues en la chapa, por efecto de la compresión, tanto más intensos cuanto menor sea la distancia a los bordes exteriores. Esto se comprende fácilmente examinando la **Figura 15**; los sectores triangulares representan material sobrante (que no tiene cabida), por decirlo así, que es comprimido por las superficies adyacentes  $\overline{a'c'}$ ,  $\overline{b'd'}$ ... al deformarse para formar un cilindro hueco.

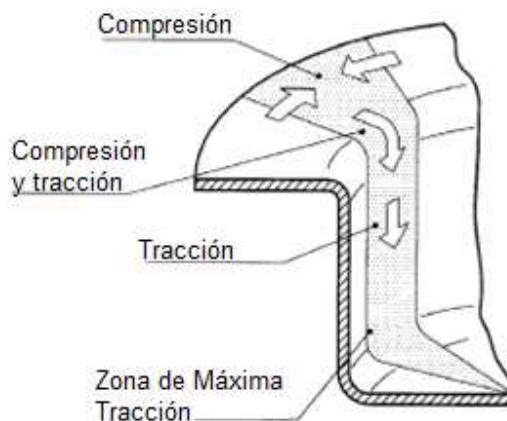
Para impedir la formación de arrugas se aplica una fuerza de compresión normal a la chapa por medio de un pisón o sujetador, sin que ésta sea excesiva, puesto que el material debe fluir sin impedimentos; de lo contrario se produciría un estiramiento del mismo.

## 2.2 FUERZAS QUE INTERVIENEN DURANTE LA EMBUTICIÓN

La chapa se ve sometida a esfuerzos de compresión, tangenciales y de tracción en sentido radial (

**Figura 16**). La máxima fuerza de compresión se ubica cerca del borde. La máxima fuerza de tracción está localizada en una zona próxima a la curvatura del canto.

Figura 16. Fuerzas Que Intervienen Durante La Embutición



Fuente: ROSSI, Mario (1966) Estampado En Frío De La Chapa

Para que haya embutición sin desgarrar es preciso que el fondo resista la presión del punzón; por lo tanto, esta presión debe ser inferior a la resistencia del fondo, de la lámina, durante el proceso.

Siendo  $F$ , la fuerza necesaria para cortar el fondo, se puede admitir que la fuerza de embutición no debe sobrepasar la mitad del valor de esta fuerza  $F$ , para una embutición de doble efecto.

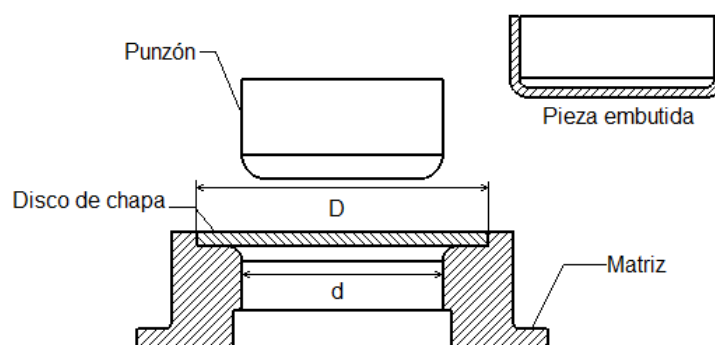
La fuerza ejercida sobre el pisa chapas, por su parte, no debe ser superior al 40% de la fuerza  $F$ .

La fuerza de presión debe ser, por lo menos, igual a la suma de las fuerzas de embutición, de presión sobre el pisa chapas y también de las fuerzas correspondientes al rozamiento entre la chapa, la matriz y el pisador.

### 2.3 PRINCIPIO DE LA EMBUTICIÓN CILÍNDRICA

La chapa, previamente cortada en forma de disco, es conformada por la acción de un punzón, que la obliga a penetrar en una matriz, de diámetro mayor que el punzón en dos espesores de chapa más un huelgo muy pequeño (**Figura 17** Puesto que el espacio entre las paredes de la matriz y las del punzón es igual al espesor de la chapa, la pieza “embutida” conserva el espesor inicial de la chapa).

Figura 17. Elementos Principales De La Embutición



Fuente: ROSSI, Mario (1966) Estampado En Frío De La Chapa

## 2.4 MANERAS DE EFECTUAR LAS EMBUTICIONES

### 2.5 EMBUTICIÓN SIMPLE

El trabajo de recalado se realiza fácilmente si el cilindro es poco profundo, es decir, si la relación entre el diámetro  $d$  del cilindro y el  $D$  de la chapa es pequeña;

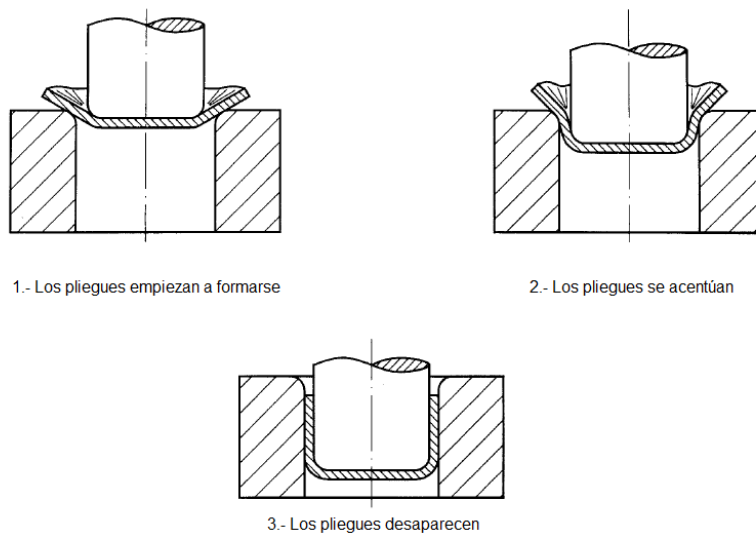
#### Ecuación 2-1

$$\frac{d}{D} \geq 0.55$$

En este caso, se comprueba que cuando el punzón entra en contacto con la chapa, ésta fluye a través del doblé, siempre redondeado, y se inicia el recalado. La chapa, comprimida en sentido circular, se engruesa ligeramente, el desarrollo adquiere una forma cónica, formándose pliegues (**Figura 18-1 y Figura 18-2**).

Continuando su acción, el punzón obliga a la chapa a deslizarse entre él y la matriz; se produce entonces una laminación, llamada “estirado” de la chapa, que devuelve a ésta su espesor inicial y suprime los pliegues (**Figura 18-3**).

Figura 18. Secuencia De La Embutición Simple



Fuente: ROSSI, Mario (1966) Estampado En Frío De La Chapa

La formación y el tamaño de los pliegues están igualmente en relación con el espesor del metal, ya que una chapa delgada se pliega más fácilmente que una gruesa.

También pueden absorberse los pliegues si la diferencia entre el diámetro D de la lámina y el diámetro d de la pieza es inferior a 20 veces el espesor del material:

### **Ecuación 2-2**

$$D - d \leq 20t$$

La altura de pared lateral h que puede conseguirse sin prensa chapas está en función del espesor de la chapa t y del diámetro de embutición d, y cumple con la siguiente igualdad empírica:

### **Ecuación 2-3**

$$h \leq 0.3\sqrt[3]{d^2 \cdot t}$$

Existe otro procedimiento de embutición bastante distinto el cual permite una relación más favorable. Consiste en embutir el disco de chapa a través de una abertura de embutición ensanchada y sin fondo, que puede presentar la forma que se indica en la **Figura 19a/c**, correspondiente a una catenaria, o bien, como en la **Figura 19b/d**, adoptar la forma cónica.

Siempre que sea posible, el diámetro inicial de  $d_a$  debe ser tan grande como el diámetro D del disco de recorte de chapa. Según investigaciones realizadas, en los casos en que D es mayor (**Figura 19a**), durante la operación de embutición, realizada por medio del punzón, el borde de la pieza a embutir se deforma en sentido contrario, con lo que en parte se eliminarán las ventajas de este procedimiento. Por otra parte, cuando el diámetro D es menor (**Figura 19 c**), las

investigaciones realizadas indican que la relación de embutición con este perfil en forma de catenaria es menor que cuando se aprovecha toda la abertura.

Al embutir en abertura cónica, tal como se indica en la **Figura 19d**, el hecho de que el diámetro de recorte  $D$  sea menor que el diámetro  $d_a$  no supone ninguna desventaja en tanto que no represente ningún obstáculo para su colocación. Según investigaciones, el ángulo  $\alpha$  del cono más favorable para los aros de embutición cónicos, es de aproximadamente  $36^\circ$ .

Se ha comparado la embutición con aros cónicos y con aros de perfil de catenaria; según esta comparación, el trabajo dado por el área del diagrama fuerza-desplazamiento, es el mismo en ambos casos, pero, en cambio, la fuerza es 1,4 veces mayor con el aro de embutición cónico que con el aro de perfil de catenaria. En las pruebas se utilizaron casi siempre una abertura de embutición cónica con un ángulo  $\alpha = 30^\circ$ . Por lo que respecta a la formación de pliegues, el perfil en forma de catenaria según la **Figura 19a** siempre resulta más favorable.

Las **Figura 19a, b, c y d**, se han designado las posiciones del punzón de embutir: con I antes de la operación de embutición; con II, durante la operación, y con III, durante la carrera de retroceso.

Debe constatar que la relación de embutición límite que puede conseguirse con estos dos procedimientos es notablemente mayor que la que se consigue al embutir con pisón sujetador de la chapa y herramientas normales.

Figura 19. Perfil De Catenaria Y Perfil Cónico

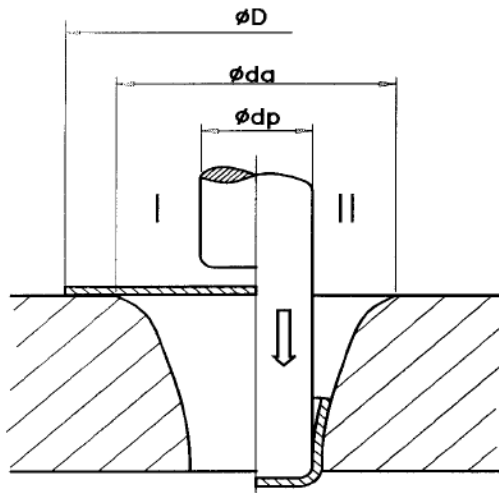


Figura a

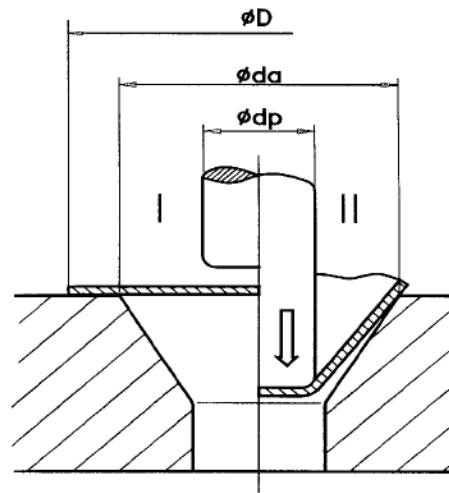


Figura b

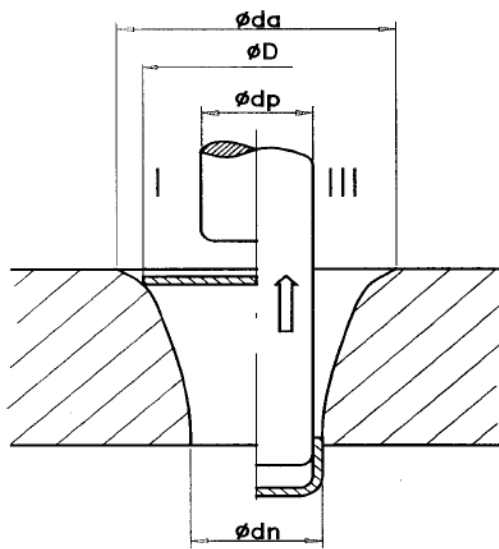


Figura c

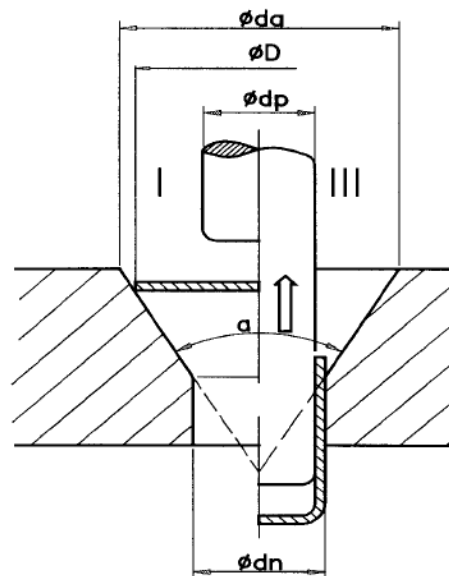


Figura d

Embutición con el aro de embutición presentando un perfil de catenaria (a, c) o un perfil cónico (b, d)

Fuente: ROSSI, Mario (1966) Estampado En Frío De La Chapa

## 2.6 DETERMINACION DEL TAMAÑO DEL CORTE

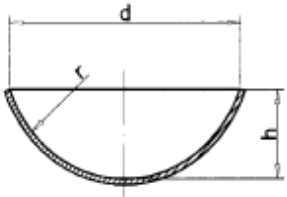
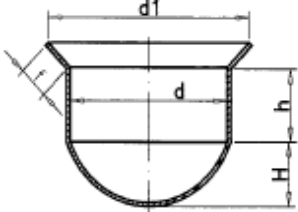
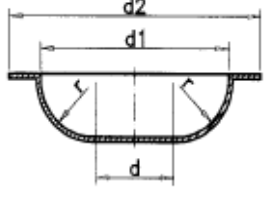
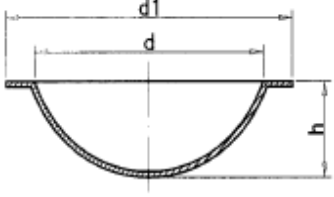
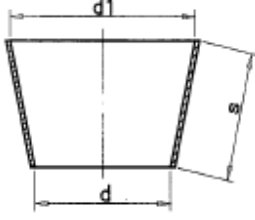
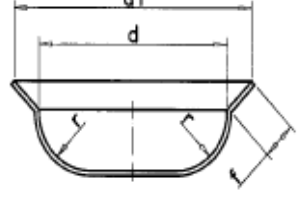
Calcular las medidas del recorte necesario para embutir una pieza, significa, en otras palabras, determinar las dimensiones de la chapa plana que tenga el mismo volumen que el de la embutición considerada. Pero como en este cálculo se parte de la hipótesis de que el espesor no varía durante la embutición, será suficiente buscar la igualdad entre la superficie de la embutición y la del recorte.

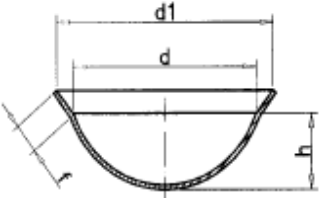
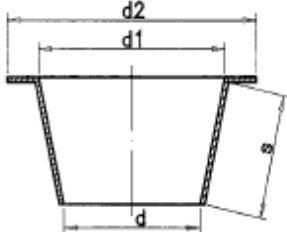
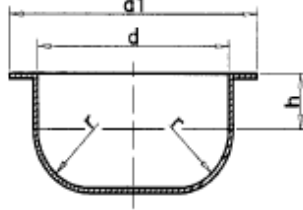
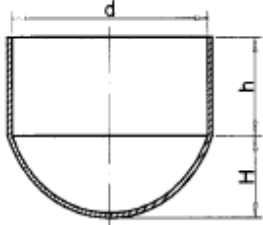
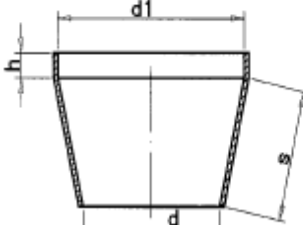
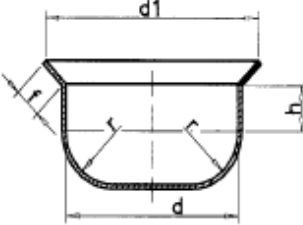
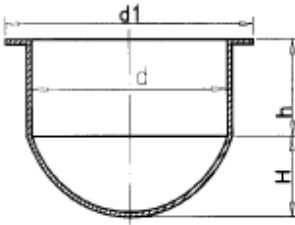
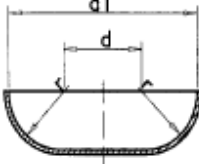
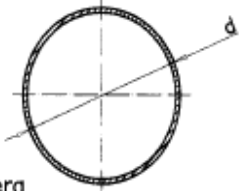
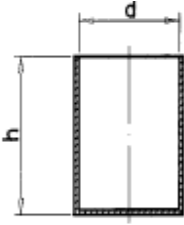
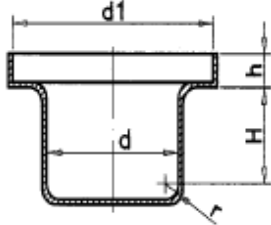
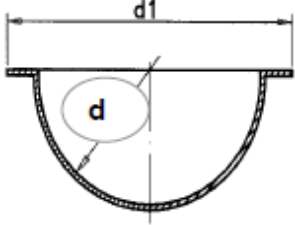
### 2.6.1 EMBUTICIONES CILÍNDRICAS:

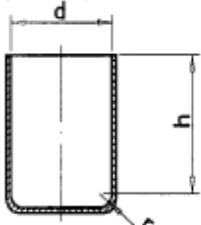
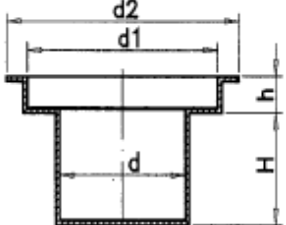
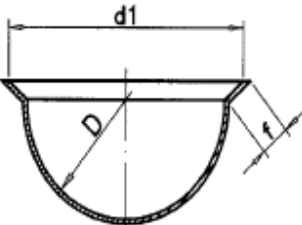
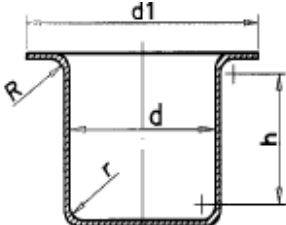
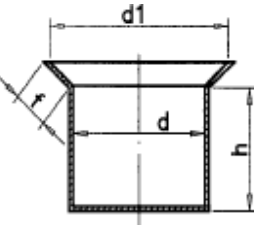
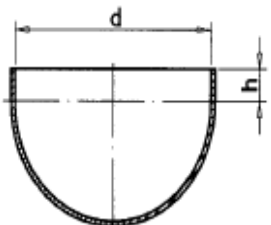
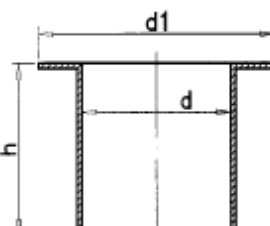
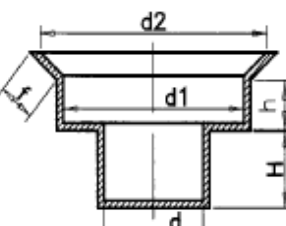
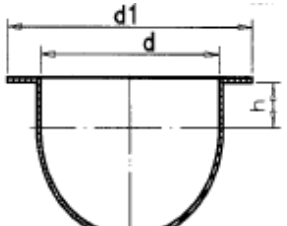
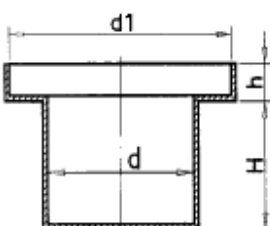
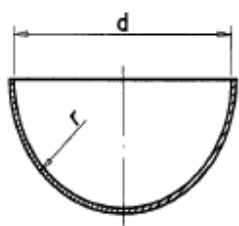
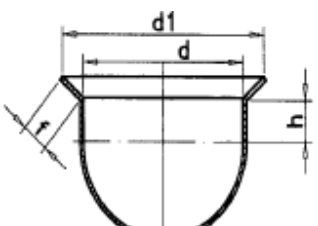
El recorte será un círculo (disco) cuyo diámetro se determinará de la siguiente forma:

1. Matemáticamente, calculando la superficie de embutición y buscando el diámetro de un círculo de la misma superficie.
2. Aplicando las fórmulas simplificadas (**Tabla 2**).

Tabla 2. Formas Generales De Piezas A Embutir

|  |   |  |
|--|---|--|
|  $D = \sqrt{8rh} = \sqrt{d^2 + 4h^2}$ |  $D = \sqrt{d^2 + 4[H^2 + dh + 0,5(d_1 + d)]}$ |  $D = \sqrt{6,28rd + 8r^2 + d^2 + (d_2^2 - d_1^2)}$ |
|  $D = \sqrt{d_1^2 + 4h^2}$            |  $D = \sqrt{d^2 + 2s(d + d_1)}$                |  $D = \sqrt{d^2 + 2,28rd + 2f(d + d_1) - 0,57r^2}$  |

|   |  |  |
|---|--|--|
|  $D = \sqrt{d^2 + 4h^2 + 2f(d + d_1)}$ |  $D = \sqrt{d^2 + 2s(d + d_1) + d_1^2 - d_1^2}$ |  $D = \sqrt{d_1^2 + 4d(0,57r + h) - 0,57r^2}$             |
|  $D = \sqrt{d^2 + 4(H^2 + dh)}$        |  $D = \sqrt{d^2 + 2[s(d + d_1) + 2d_1h]}$       |  $D = \sqrt{d^2 + 4d(0,57r + h + 0,5) + 2d_1f - 0,57r^2}$ |
|  $D = \sqrt{d_1^2 + 4(H^2 + dh)}$    |  $D = \sqrt{d^2 + 6,28rd + 8r^2}$             |  <p>Esfera</p>  |
|  $D = \sqrt{d^2 + 4dh}$              |  $D = \sqrt{d_1^2 + 4d(H + 0,57r) + 4d_1h}$   |  $D = \sqrt{d^2 + d_1^2}$                               |

|  |   |  |
|--|---|--|
|  $D = \sqrt{d^2 + 4d(h + 0,57r)}$         |  $D = \sqrt{d_2^2 + 4(dH + d_1 h)}$                |  $D = 1,414\sqrt{d^2 + f(d + d_1)}$         |
|  $D = \sqrt{d_1^2 + 4d[h + 0,57(R + r)]}$ |  $D = \sqrt{d^2 + 4dh + 2f(d + d_1)}$              |  $D = 1,414\sqrt{d^2 + 2dh}$                |
|  $D = \sqrt{d_1^2 + 4dh}$               |  $D = \sqrt{d_1^2 + 4(dH + d_1 h)2f(d_1 + d_2)}$ |  $D = \sqrt{d^2 + d_1^2 + 4dh}$           |
|  $D = \sqrt{d_1^2 + 4(dH + d_1 h)}$     |  $D = \sqrt{8r^2} = 2,828r = 1,414d$             |  $D = 1,414\sqrt{d^2 + 2dh + f(d + d_1)}$ |

Fuente: ROSSI, Mario (1966) Estampado En Frío De La Chapa

## 2.7 VELOCIDAD DE EMBUTICIÓN

Por velocidad de embutición (mm/s) se entiende la velocidad que tiene el carro de la prensa en el momento de entrar el punzón en contacto con el material, es decir, cuando empieza la operación de embutición.

Según algunos estudios, el valor de la resistencia del material al cambio de forma viene influenciado por la recuperación y la recristalización y, en determinados materiales, también por su envejecimiento. Los procesos que tienen lugar, como por ejemplo, el desplazamiento o la nueva reagrupación de los granos de material son debido a la transposición y es por ello que estos procesos, que tienen lugar en el interior de la estructura, se hacen patentes exteriormente al afectar a la curva de fluencia a través de la velocidad de deformación.

Las experiencias y pruebas realizadas con velocidades de embutición bajas, medias y altas, demuestran que la influencia de la velocidad de embutición de cuerpos cilíndricos es pequeña. Sólo es importante realizar la embutición muy lentamente cuando se trata de chapas de cinc o de aleaciones con un notable contenido de cinc.

También las chapas de acero austeníticas han de deformarse lentamente. En formas difíciles, especialmente no cilíndricas, una disminución notable de la velocidad puede evitar la debilidad del material en los puntos críticos y eliminar el peligro de formación de resquebrajaduras.

Como ya hemos indicado anteriormente, la velocidad de embutición es la que posee el punzón en el momento en que ataca la chapa. Así pues, existe una velocidad óptima para cada metal, a fin de permitirle el tiempo necesario para pasar al estado plástico sin que se produzcan roturas o adelgazamientos superlativos en su espesor.

Estas son algunas de las velocidades de embutición más recomendables, fruto de diferentes pruebas y experiencias realizadas con PIEZAS CILÍNDRICAS,

Tabla 3. Velocidades De Embutición

|                         |          |                  |
|-------------------------|----------|------------------|
| Zinc y acero inoxidable | 200 mm/s | 12 metros/minuto |
| Acero dulce             | 280 mm/s | 18 metros/minuto |
| Aluminio                | 500 mm/s | 30 metros/minuto |
| Latón                   | 750 mm/s | 45metros/minuto  |

Para embutir piezas de zinc es aconsejable calentarlas a unos 20° C.

Fuente: ROSSI, Mario (1966) Estampado En Frío De La Chapa

Para la embutición de piezas NO CILÍNDRICAS, son preferibles las pequeñas velocidades, pues con ellas se aminora el riesgo de adelgazamiento del material. En cualquier caso, siempre es más aconsejable la utilización de prensas con variador de velocidad o bien prensas hidráulicas que son las más adecuadas para trabajos de embutición con un alto grado de dificultad.

Para este caso, se puede determinar la velocidad con la fórmula:

#### **Ecuación 2-4**

$$V = 33,3 \left( 1 + \frac{d}{D} \sqrt{D - d} \right) (\text{mm/s})$$

Donde:

D: Es el diámetro (en mm) del disco de material

d: Es el diámetro (en mm) de la primera embutición o embuticiones siguientes.

## **2.8 LUBRICACIÓN**

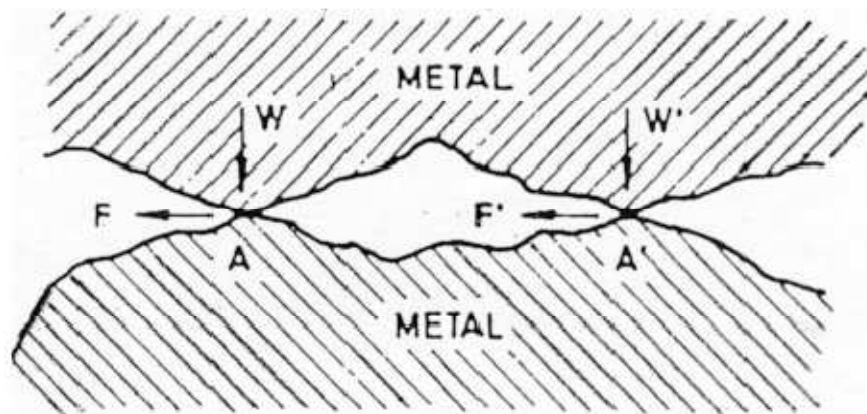
La lubricación es esencial en esta operación y el orden de eficacia de mejor a peor, de las diferentes formas de lubricar es el siguiente:

- a. Lubricación de la plancha sólo por el lado de la matriz.
- b. Lubricación de los dos lados de la plancha procurando no lubricar la parte correspondiente a la base del punzón.
- c. Ninguna lubricación.
- d. Lubricación de la plancha en toda la superficie sólo por el lado del punzón.

Los sistemas de aplicación pueden ser por rodillo, pulverizador, pincel, etc.

Como podemos ver en el dibujo inferior (**Figura 20**), las zonas de contacto de las asperezas **A** y **A'** son zonas de generación de altas temperaturas y por lo tanto expuestas a rayaduras y desprendimientos.

Figura 20. Superficies De Contacto Chapa – Matriz Ó Chapa - Punzón



Fuente: ROSSI, Mario (1966) Estampado En Frío De La Chapa

## 2.9 TIPOS DE LUBRICANTES

### 2.9.1 ACEITES PUROS:

Se utilizan en estado de suministro. Se componen de: Aceite mineral + aditivos.

### 2.9.2 ACEITES DE APLICACIÓN EN BASE ACUOSA:

Emulsionables (>50% de Aceite mineral)

Semisintéticos (5-50% de Aceite mineral)

Solubles sintéticos (Exentos de Aceite mineral)

Jabones (con cargas metálicas)

*Se utilizan diluidos en agua formando:*

Emulsiones

Microemulsiones

Soluciones

Pasta fluida

Tabla 4. Lubricantes Comerciales

| Tipo       |             | VISCOSIDAD | PODER<br>ANTIOXID | LAVABILIDAD |
|------------|-------------|------------|-------------------|-------------|
| DRAWELL 25 | Aceite puro | 24/26      | Excelente         | Buena       |
| DRAWELL 12 | Aceite puro | 11/13      | Excelente         | Buena       |
| DRAWELL 7  | Aceite puro | 6/8        | Excelente         | Buena       |

Fuente: ROSSI, Mario (1966) Estampado En Frío De La Chapa

Siempre es aconsejable consultar con los proveedores habituales de lubricantes, para dejarnos aconsejar sobre el producto más idóneo en cada caso.

### 2.9.3 LUBRICANTES ARTESANALES

La experiencia ha demostrado que la utilización de soluciones jabonosas con agua son siempre peores que la utilización del aceite a la hora de retener la chapa en la matriz. Así pues, para grandes valores de la relación  $D/d$ , son preferibles los aceites, mientras que para pequeños valores se podrán utilizar soluciones jabonosas. No obstante, nuevas experiencias han demostrado que el engrase de la parte central del disco de chapa tiene una influencia desfavorable sobre el coeficiente de reducción.

Puede explicarse este fenómeno por el hecho de que el engrase disminuye considerablemente la adherencia entre el punzón y las paredes de la pieza embutida, por lo cual el fondo soporta entonces todo el esfuerzo del punzón, pudiéndole producir, por consiguiente, una rotura en la proximidad del mismo.

Siempre es necesario que el lubricante sea adecuado a la naturaleza de la chapa (Ver **Tabla 5**), por ejemplo, el aluminio tiende a adherirse al acero de los útiles o el inoxidable produce cierto desprendimiento de partículas que requiere una lubricación más fluida que facilite su eliminación.

Tabla 5. Lubricantes Artesanales

| MATERIAL         | MEZCLA  |
|------------------|---|
| Acero            | 25% de láminas de grafito<br>25% de grasa animal<br>50% de aceite     |
| Latón y el Cobre | Solución de jabón resinoso o potásico, o bien<br>petróleo con grafito |
| Aluminio         | Vaselina muy líquida o petróleo con grafito                           |
| Acero inoxidable | Agua con grafito  |
| Zinc             | Sebo o grasa animal   |
| Chapa Estañada   | En seco o petróleo con grafito  |

Fuente: ROSSI, Mario (1966) Estampado En Frío De La Chapa

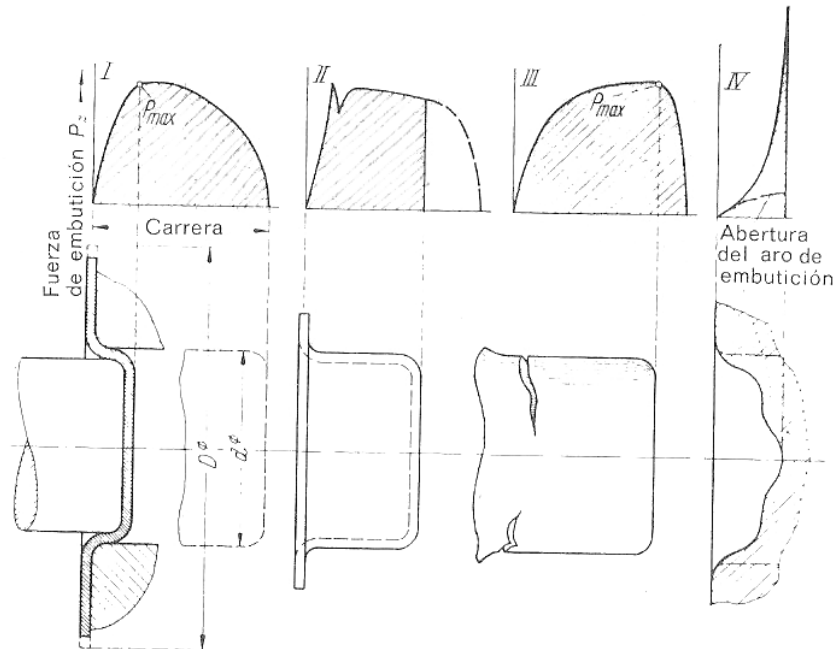
A pesar de que las mezclas artesanales puedan ser perfectamente válidas y fiables, nuestra recomendación en todos los casos, es que se consulte con las empresas especializadas en lubricantes y que ellas nos aconsejen la mejor opción en cada caso.

## **2.10 CÁLCULO DE LA FUERZA DE EMBUTICIÓN**

La fuerza ejercida por un punzón en una embutición es función principalmente de la resistencia media a los cambios de forma, del diámetro de embutición, del diámetro del recorte y del espesor del material. Otros factores que intervienen al realizar trabajos de embutido son: la forma que se desea embutir, la presión del prensa chapas, la velocidad de la operación de embutición, el huelgo, el tipo de embutición, aunque estos factores son importantes al realizar el proceso, no son significantes para realizar el cálculo de la fuerza de embutición.

La fuerza de embutición crece con bastante rapidez al iniciar la carrera del punzón y alcanza su valor máximo cuando éste queda introducido hasta una profundidad determinada en el aro de embutición, profundidad que corresponde a la suma del radio de la arista de dicho aro con el radio del canto inferior del punzón.

Figura 21. Variación De La Embutición En Funcion De La Carrera

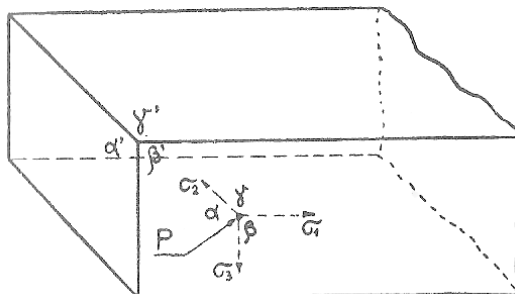


Fuente: ROSSI, Mario (1966) Estampado En Frío De La Chapa

Esto es debido a que, al inicio de la operación de embutición, la relación  $D/d$  y, por lo tanto también la resistencia al cambio de forma, tienen su valor máximo, decreciendo a medida que avanza la operación de embutición. De acuerdo con el **diagrama II** de la Figura 21, cuando se inicia el embutido, muy a menudo, aparecen esfuerzos pico que, a veces, sobre pasan la altura del diagrama de trabajo de embutición. Estos casos se presentan exclusivamente en el caso de usar chapas de acero, y, aun en este caso solo en aquellas chapas que se presentan síntomas de envejecimiento.

Sabemos de la teoría de la elasticidad de los metales que un cuerpo metálico sometido progresivamente a fuerzas exteriores se deforma elásticamente al principio y, después, permanentemente ha producido la fluidez del material.

Figura 22. Tensiones Presentes Durante La Embutición



Fuente: ROSSI, Mario (1966) Estampado En Frío De La Chapa

Un punto cualquiera P (Figura 22), en el interior de un cuerpo metálico, podemos considerarlo en un equilibrio bajo la acción de un sistema de fuerzas exteriores. Por este punto P podemos imaginar que pasan tres planos  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  normales entre si y sobre los cuales actúan tres fuerzas unitarias (tensiones) normales, expresadas respectivamente por  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$ , o sea, tres tensiones generales, ya sean de compresión o de tracción, referidas a la unidad de superficie. Estas tensiones las consideramos opuestas a las fuerzas exteriores. Tengamos presente que, en el caso de embutir chapas, la tensión reactiva  $\sigma_3$  no existe porque no viene ejercida del exterior ninguna fuerza transversal que modifique el espesor; más bien pretendemos que la deformación ocurra a espesor constante. Las tensiones, corrientemente, podemos ponerlas en relación entre si aun cuando sean diferentes, teniendo presente que pueden variar de  $+\infty$  a  $-\infty$ :

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$$

Es útil recordar ahora que los cuerpos metálicos tienen una estructura cristalina, es decir están constituidos por muchos granos iguales entre si, dispuestos uno al lado del otro y ordenados sin ningún orden establecido de ante mano. Si estos granos cristalinos son muy finos constituyen una masa metálica homogénea dotada también de las mismas propiedades en todas las direcciones.

En cada punto del sólido metálico existen tensiones máximas orientadas según direcciones definidas. Entrevemos que, si las acciones externas toman un conveniente valor, las referidas tensiones producen el desplazamiento de los cristales de la masa cuyos planos de desplazamiento son orientados según la dirección de las tensiones máximas.

Si expresamos con  $r_d$  la resistencia ideal a la deformación, o sea aquella fuerza interior que resiste a los referidos desplazamientos y que es vencida en un cierto instante por la acción de la fuerza exterior, podremos escribir:

**Ecuación 2-5**

$$r_d = \sigma_1 - \sigma_2$$

Con el aumento de las fuerzas exteriores, se origina el desplazamiento de todos los cristales de la masa según la dirección longitudinal de la plancha, en cuyo caso se verifica una deformación superficial a espesor constante. El volumen, por lo tanto, se mantiene constante. Anotemos además que el valor  $r_d$  de la resistencia a la deformación no es un valor único y determinado para cada metal, sin tener otros factores como la temperatura adquirida durante la deformación, la importancia de las deformaciones y la velocidad de la deformación.

Examinemos ahora un trozo de chapa metálica cuyas dimensiones iniciales sean  $a_0$ ,  $b_0$  (Figura 23). En la hipótesis de que la deformación superficial tenga lugar en sentido normal a las aristas, tendremos las nuevas dimensiones  $a_1$ ,  $b_1$ . Si consideramos el espesor  $s=1$  y el volumen  $V_c$  constante podremos, escribir:

**Ecuación 2-6**

$$a_0 b_0 = a_1 b_1 = V_c$$

Dividiendo los dos primeros miembros por  $a_0 \cdot b_0$ , se tendrá:

$$\frac{a_1 b_1}{a_0 b_0} = 1$$

Y resolviendo con logaritmos:

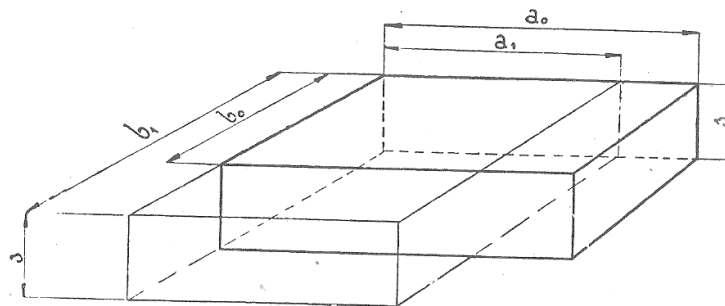
### Ecuación 2-7

$$\ln \left| \frac{a_1}{a_0} \right| + \ln \left| \frac{b_1}{b_0} \right| = 0$$

De las integrales inmediatas sabemos que:

$$\int \frac{dx}{x} = \ln|x|$$

Figura 23. Deformación En Una Chapa Metálica



Fuente: ROSSI, Mario (1966) Estampado En Frío De La Chapa

Y en nuestro caso es:

$$\int_{a_0}^{a_1} \frac{da}{a} = \left[ \ln|a| \right]_{a_0}^{a_1} = \ln|a_1| - \ln|a_0| = \ln \left| \frac{a_1}{a_0} \right|$$

De aquí:

$$\ln \left| \frac{a_1}{a_0} \right| = \int_{a_0}^{a_1} \frac{da}{a}$$

Análogamente:

$$\ln \left| \frac{b_1}{b_0} \right| = \int_{b_0}^{b_1} \frac{db}{b}$$

Para las cuales se puede también escribir:

$$\int_{a_0}^{a_1} \frac{da}{a} + \int_{b_0}^{b_1} \frac{db}{b} = 0$$

Si llamamos  $\varphi$  a la deformación experimentada por la chapa, tendremos:

**Ecuación 2-8**

$$\varphi_a = \ln \left| \frac{a_1}{a_0} \right| = \int_{a_0}^{a_1} \frac{da}{a}$$

$\varphi_a$  = Deformación de “restringimiento” o “estricción”

**Ecuación 2-9**

$$\varphi_b = \ln \left| \frac{b_1}{b_0} \right| = \int_{b_0}^{b_1} \frac{db}{b}$$

$\varphi_b$  = Deformación de “alargamiento”

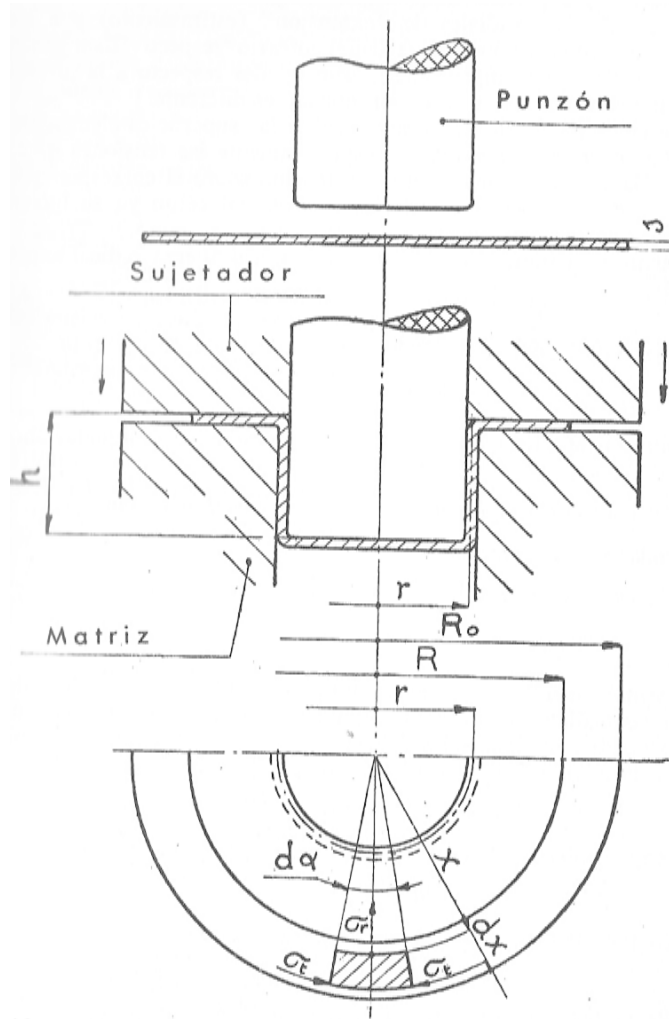
Consecuentemente hallamos que:

**Ecuación 2-10**

$$\varphi_a + \varphi_b = 0$$

Estas deformaciones, como ya hemos dicho antes, se verifican durante la operación de embutir la chapa. Debemos encontrar una fórmula que exprese la fuerza de deformación  $P_d$  en función de la relación  $D/d$ , o sea entre el radio del disco (en el momento en que queremos computar esta fuerza) y el radio real  $r$  del punzón (radio del punzón +  $\frac{\text{espesor chapa}}{2}$ ); en otras palabras: nos proponemos calcular  $P_d$  en función de la carrera  $h$  del punzón. Con esta fórmula, en la cual figurara también el espesor del disco de chapa, podremos calcular la fuerza de deformación máxima  $P_{dMax}$ , así como la relativa tensión unitaria  $\sigma_r$  del material castigado sobre la corona de área  $S$  del recipiente. En este análisis no tendremos en cuenta la acción del rozamiento.

Figura 24. Fuerzas Exteriores Producidas Durante El Embutido



Fuente: ROSSI, Mario (1966) Estampado En Frío De La Chapa

El elemento de superficie indicado en la **Figura 24**, zona rayada, está sometida a las acciones radiales de “extensión” (estiramiento) y a las acciones tangenciales de “compresión”, de signo contrario respectivamente. Observemos que, mientras las fuerzas tangenciales  $\sigma_t$  son iguales respecto a la dirección radial la fuerza radial considerada en dirección radial es diferente.

Consideremos las tensiones obrantes sobre las superficies elementales  $x da$  y  $(x + dx)da$  sobre las cuales obran respectivamente las tensiones  $\sigma_r$  y  $\sigma_r + d\sigma_r$ , donde  $d\sigma_r$  es la variación elemental de la tensión sobre el correspondiente espacio elemental  $dx$ . Recordemos también que  $\sigma_r > \sigma_t$ .

El elemento está sometido, por este motivo, a la fuerza radial expresada por:

**Ecuación 2-11**

$$(x + dx). da. (\sigma_r + d\sigma_r) - x. da. \sigma_r$$

Y la fuerza tangencial expresada por:

**Ecuación 2-12**

$$2. dx . \sin \frac{da}{2} . \sigma_t$$

El equilibrio elemental deberá ser expresado por la igualación de las formulas:

**Ecuación 2-13**

$$(x + dx). da. (\sigma_r + d\sigma_r) - x. da. \sigma_r = 2. dx . \sin \frac{da}{2} . \sigma_t$$

Desarrollando tendremos:

**Ecuación 2-14**

$$x. da. \sigma_r + x. da. d\sigma_r + dx. da. \sigma_r + dx. da. d\sigma_r - x. da. \sigma_r = 2. dx. \sin \frac{da}{2} . \sigma_t$$

En el primer miembro se pueden eliminar los infinitesimales de orden superior porque son pequeñísimos; y en el segundo miembro, dada la pequeñez del ángulo  $da$ , se puede simplificar el 2 del numerador y del denominador, mientras que  $\sin da$  (en el limite  $da = 0$ ) se confunde con  $da^*$ ; por este motivo:

**Ecuación 2-15**

$$x. da. \sigma_r + x. da. d\sigma_r = dx. da. \sigma_t$$

Dividiendo ambos términos por  $da$ , se tiene:

**Ecuación 2-16**

$$x. d\sigma_r + \sigma_r. dx = \sigma_t. dx$$

Que también podemos escribir:

### Ecuación 2-17

$$\frac{d\sigma_r}{(\sigma_t - \sigma_r)} = \frac{dx}{x}$$

Ahora podemos definir:

$$\sigma_r - \sigma_t = r_d \text{ (Resistencia ideal a la deformación)}$$

O bien:

$$\sigma_t - \sigma_r = -r_d$$

Si queremos designar con  $R_d$  la *resistencia real de la deformación* (que tiene en cuenta los factores de carácter práctico) y con  $\eta$  un coeficiente de rendimiento, tenemos la siguiente relación:

$$R_d = \frac{r_d}{\eta}$$

Se podrá escribir en este caso:

$$\sigma_t - \sigma_r = -R_d$$

Los valores  $R_d$  se pueden establecer en seguida con resultados teórico-prácticos para los cuales es posible computar también las pérdidas interiores.

Retornando a la fórmula desarrollada y sustituyendo los valores atribuidos a  $\sigma_r - \sigma_t$ , tendremos:

$$d\sigma_r = -R_d \frac{dx}{x}$$

Nos interesa conocer la tensión radial correspondiente al borde de la matriz de radio ideal  $r$  (radio del punzón + semiespesor de la chapa); integrando, tendremos:

$$\int_R^r d\sigma_r = - \int_R^r R_d \frac{dx}{x}$$

Y resolviendo:

### Ecuación 2-18

$$\sigma_r = R_d \cdot \int_R^r - \frac{dx}{x} = -R_d \cdot \left[ \ln|x| \right]_R^r = -R_d (\ln(r) - \ln(R)) = R_d (\ln(R) - \ln(r))$$

### **Ecuación 2-19**

$$\sigma_r = R_d \left( \frac{\ln(R)}{\ln(r)} \right)$$

Esta fórmula, que ha sido lograda con aquellos criterios de aproximación que la práctica indica, se presenta sencilla siempre que se considere un valor medio de  $R_d$  que designaremos  $R_{dm}$ ; se supone, en efecto, que la *resistencia a la deformación*  $R_d$  es continuamente variable para cada sección elemental según hayamos imaginado dividida la chapa.

La tensión radial  $\sigma_r$  se ha considerado en un punto sobre el borde de la matriz de radio ideal  $r$ ; está claro para la circunferencia entera  $2\pi r$  y para el espesor  $s$  de la chapa ha de verificarse la fuerza entera de deformación teórica  $P_d$ , por lo que tenemos:

### **Ecuación 2-20**

$$P_d = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot s \cdot \sigma_r$$

Si sustituimos a  $\sigma_r$  de esta fórmula por el valor que anteriormente habíamos calculado, tendremos:

### **Ecuación 2-21**

$$P_d = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot s \cdot R_{dm} \cdot \ln \left( \frac{R}{r} \right)$$

El valor de  $R_d$  puede determinarse a través de la experiencia, puesto que esta es en función de la importancia de la misma deformación; en otros términos: la resistencia  $R_d$  a la deformación se incrementa con el aumento de la deformación. He aquí porque teóricamente debemos considerar el valor  $R_{dm}$  como media de los valores de la resistencia a las deformaciones radiales en relación a las zonas elementales extremas de la chapa, o sea: al borde exterior del disco de embutir (de radio  $R_0$ ) y al borde interior del disco embutido (de radio  $r$ ). Para los efectos del cálculo, podremos considerar las peores condiciones y también la de embutir sobre una matriz con cantos vivos.

Es bastante difícil tener en cuenta todos estos factores, y por este motivo, para el cálculo del esfuerzo de embutición, se emplea la formula simplificada siguiente:

**Ecuación 2-22**

$$P_p = \pi \cdot d \cdot e \cdot m \cdot k$$

Donde,

$P_p$  = Fuerza de embutición, en Kilogramos.

$d$  = Diámetro del punzón en milímetros

$e$  = Espesor de la chapa en milímetros

$m$  = Coeficiente que depende de la relación entre el diámetro del punzón y el diámetro de la chapa:  $d/D$

$k$  = Resistencia a la tracción de la chapa, en Kilogramos por  $\text{mm}^2$ .

La Tabla 6 y Tabla 7 dan algunos valores de  $m$  y  $k$ .

Tabla 6. Valores De  $m$  En Función De  $d/D$

| $d/D$ | $m$  | $x$  |
|-------|------|------|
| 0.55  | 1.00 | 0.8  |
| 0.575 | 0.93 |      |
| 0.6   | 0.86 | 0.77 |
| 0.625 | 0.79 |      |
| 0.65  | 0.72 | 0.74 |
| 0.675 | 0.66 |      |
| 0.7   | 0.6  | 0.7  |
| 0.725 | 0.55 |      |
| 0.75  | 0.5  | 0.67 |
| 0.775 | 0.45 |      |
| 0.8   | 0.4  | 0.64 |

Fuente: B. Wassilieff, Embutición

Tabla 7. Valores De k En Función Del Material

| Material            | K <sub>recocido</sub> | K <sub>duro</sub> |
|---------------------|-----------------------|-------------------|
| Plata               | 45                    |                   |
| Níquel              | 40-45                 | 70-80             |
| Cobre               | 21-25                 |                   |
| Latón               | 32                    | 45                |
| Bronce              | 40-50                 | 75-90             |
| Aluminio            | 7-11                  | 18-28             |
| Duraluminio         | 22-27                 |                   |
| Chapa de embutición | 22-31                 | 31-35             |
| Chapade carrocería  | 30-35                 | 35-40             |
| Acero inoxidable    | 60-70                 |                   |
| Zinc                | 16                    | 22                |

Fuente: B. Wassilieff, Embutición

## 2.11 PRESIÓN DEL PRENSA CHAPAS

La misión del prensa chapas consiste en impedir la formación de pliegues hacia el borde de la chapa, mediante la acción de una presión adecuada. Si esta presión es demasiado grande, la chapa queda frenada en exceso y puede producirse la rotura de la pieza embutida a la altura del radio de embutición de la matriz. La consecuencia de una presión insuficiente del prensa chapas sería la formación de pliegues en la pared de la pieza las cifras dadas en la **Tabla 8** indican la presión unitaria estrictamente necesaria, para evitar la formación de pliegues. El sobre pasar esta presión es más bien perjudicial que útil.

Tabla 8. Presión Unitaria Para Evitar La Formación De Pliegues

| Material         | p(Kg/mm <sup>2</sup> ) |
|------------------|------------------------|
| Aluminio         | 0.12                   |
| Zinc             | 0.15                   |
| Duraluminio      | 0.16                   |
| Latón            | 0.20                   |
| Acero Inoxidable | 0.20                   |
| Acero            | 0.25                   |
| Chapa Estañada   | 0.30                   |

Fuente: B. Wassilieff, Embutición

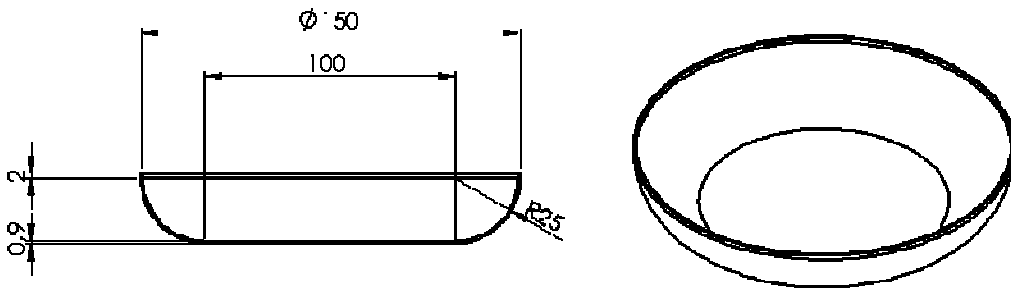
### 3. DISEÑO BASICO DE LA PRENSA EMBUTIDORA

Para llevar a cabo el diseño de la prensa embutidora, se partió de los requisitos exigidos por parte del sólido a desarrollar y la disponibilidad de la fuente de potencia presente en el banco de bombas dobles.

#### 3.1 PARÁMETROS DE DISEÑO

Las características geométricas del sólido a desarrollar se presentan en la **Figura 25** (cotas en milímetros).

Figura 25. Sólido Desarrollado Propuesto



Fuente: Autores

Según la **Tabla 2.**, y de acuerdo a la geometría descrita tenemos que el diámetro de la chapa es:

$$D = \sqrt{d^2 + 6.28rd + 8r^2} = \sqrt{100^2 + 6.28(25)(100) + 8(25)^2} = 175.21 \text{ mm}$$

La fuerza necesaria para deformar la chapa se obtiene por medio de la Ecuación 2-22:

$$P_p = \pi \cdot d \cdot e \cdot m \cdot k = \pi (100) \cdot (0.9) \cdot (1) \cdot (23) = 6503.96 \text{ Lb}$$

Las características del banco de bombas dobles son: presión máxima 2200 Psi y caudal de 7.5 GPM.

Para efectos de diseño se uso un factor de carga aproximadamente de 1.5, es decir, un valor de carga de 10 Ton.

El análisis estructural de cada uno de los elementos que conforman la prensa embutidora se realizo en el software AnsysWorkbench v11.0.

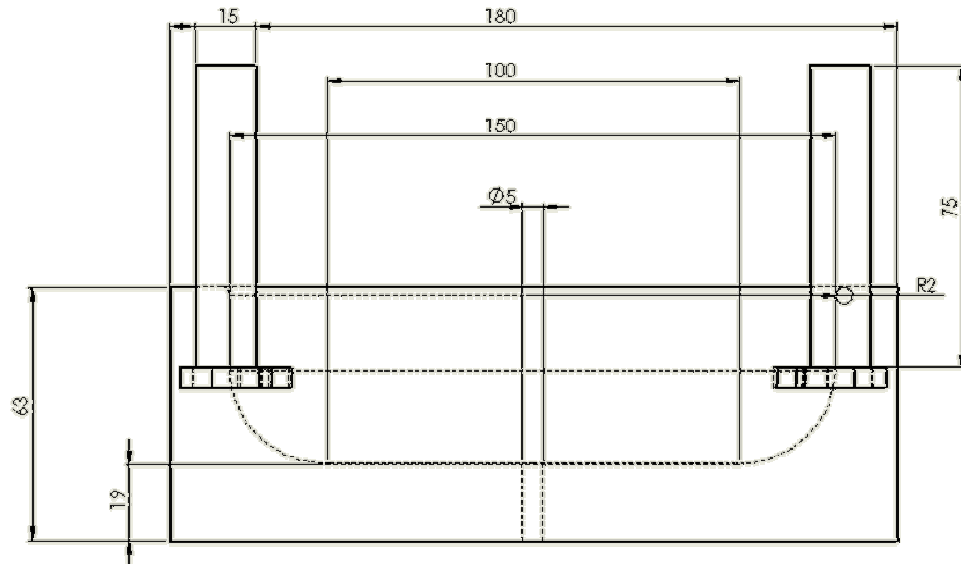
### **3.2 DISEÑO DE LA MATRIZ**

Las dimensiones de la matriz son las siguientes:

- Diámetro Interno: determinado por los requisitos de diseño.
- Diámetro Externo: determinado por la relación de embutición.
- Altura: determinado por los requisitos de diseño.
- Redondeo de aristas en el cambio de sección.
- Redondeo del sólido.

El material recomendado para realizar debe tener una dureza superficial por encima del material a embutir, por esta razón se utilizo acero SAE 1020. En la **Figura 26** se presentan las dimensiones finales de la matriz (cotas en milímetros).

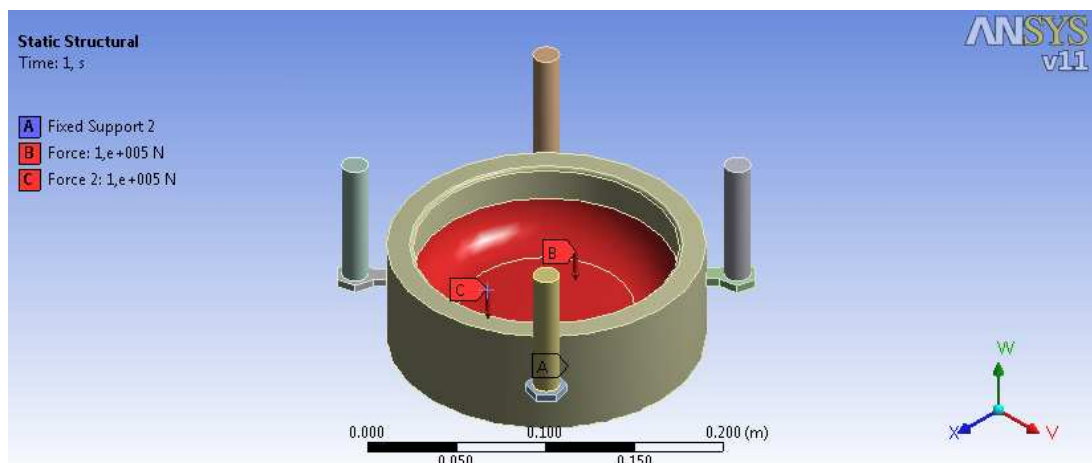
Figura 26. Dimensiones Generales De La Matriz



Fuente: Autores

Las condiciones para el desarrollo del análisis estructural de la matriz se muestran en la **Figura 27**.

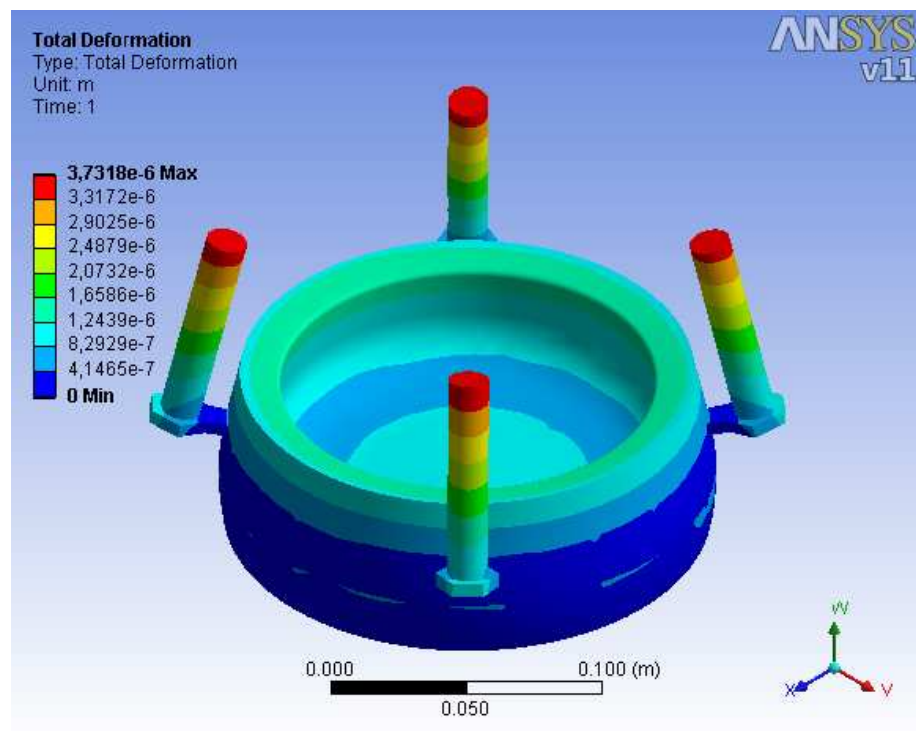
Figura 27. Condiciones De Carga Y Soportes De La Matriz



Fuente: Autores

La **Figura 28** muestra la deformación presente en la matriz durante el proceso de embutición. La zona marcada en rojo representa su máximo valor (0.0037318mm).

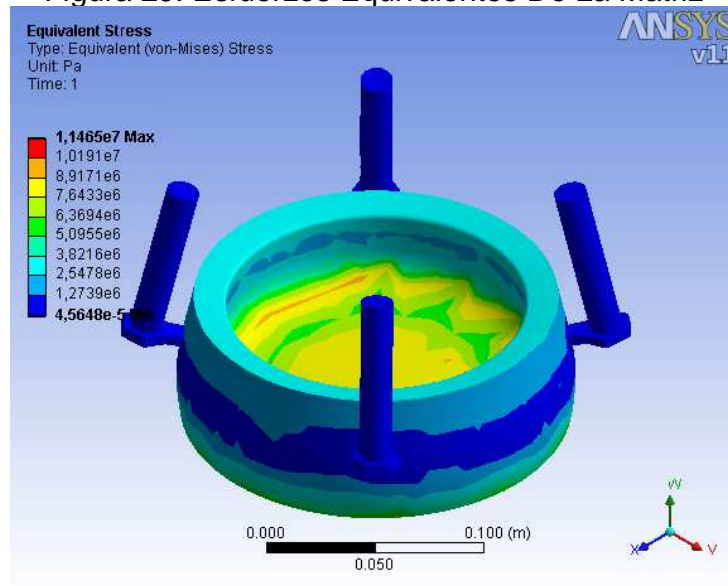
Figura 28. Deformación Total De La Matriz



Fuente: Autores

La **Figura 29** muestra un esfuerzo máximo equivalente de 11.465 MPa, y un mínimo de 0.456 MPa.

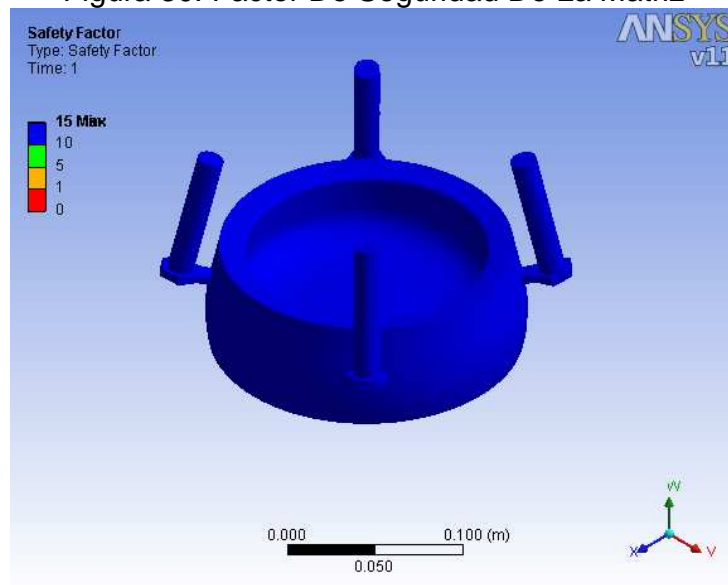
Figura 29. Esfuerzos Equivalentes De La Matriz



Fuente: Autores

La **Figura 30** presenta el factor de seguridad en la matriz. Se aprecia claramente que toda la matriz tiene un factor de seguridad superior a 10.

Figura 30. Factor De Seguridad De La Matriz



Fuente: Autores

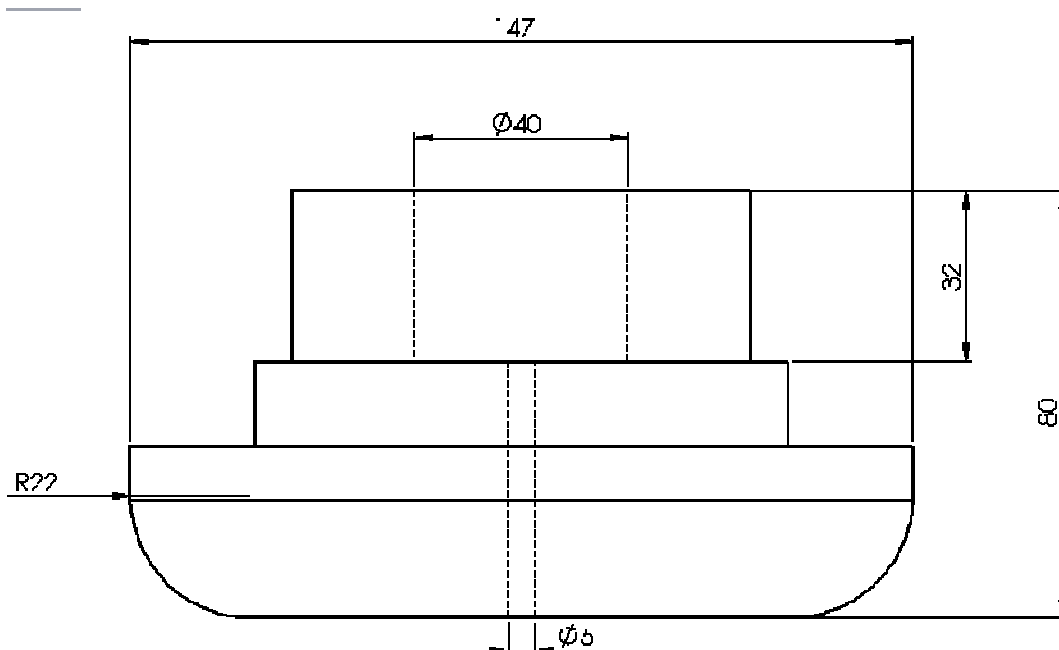
### 3.3 DISEÑO DEL PUNZÓN

Las dimensiones del punzón son las siguientes:

- Diámetro: determinado por los requisitos de diseño y el juego necesario para la embutición.
- Altura: determinado por la profundidad de embutición.
- Acoplamiento al vástago: para facilidad de montaje y disposición de la prensa para otras aplicaciones se selecciono el acople roscado.

El material recomendado para realizar debe tener una dureza superficial por encima del material a embutir, por esta razón se utilizo acero SAE 1020. En la **Figura 31** se presentan las dimensiones finales del punzón (cotas en milímetros).

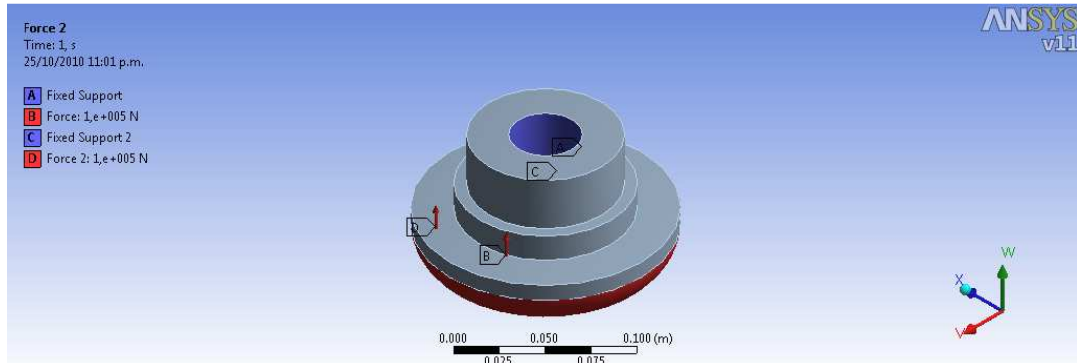
Figura 31. Dimensiones Generales Del Punzón



Fuente: Autores

Las condiciones de carga en el punzón se presentan en la **Figura 32**.

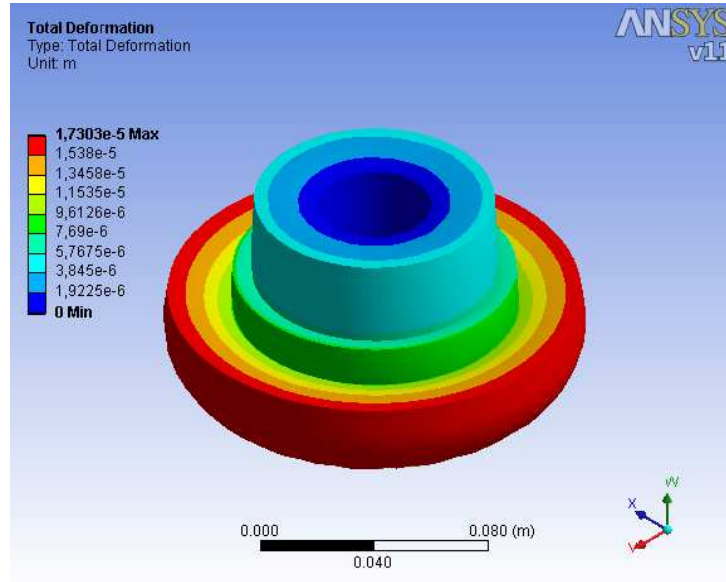
Figura 32. Condiciones De Carga Y Soportes De La Matriz



Fuente: Autores

La **Figura 33** muestra la deformación presente en el punzón durante el proceso de embutición. La zona marcada en rojo representa su máximo valor (0.017303mm).

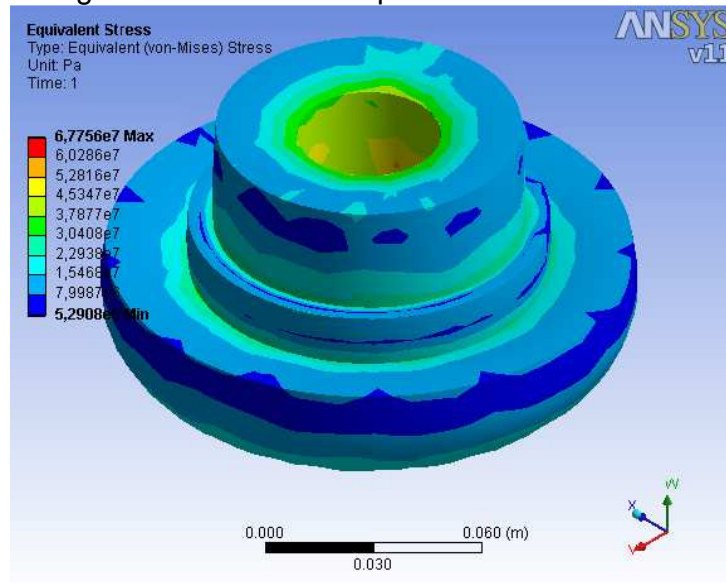
Figura 33. Deformación Total De La Matriz



Fuente: Autores

El esfuerzo máximo equivalente presente en el punzón es de 67.76 MPa y el mínimo de 0.53 MPa, la presenta los esfuerzos equivalentes en el punzón.

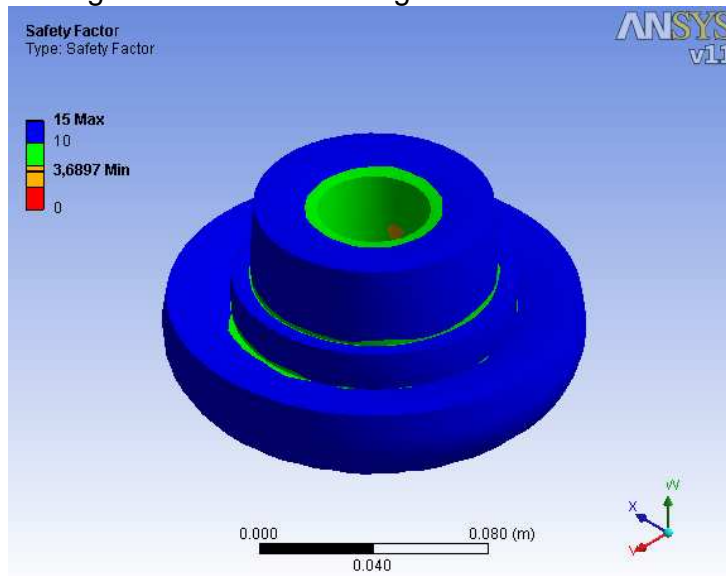
Figura 34. Esfuerzos Equivalentes Del Punzón



Fuente: Autores

La **Figura 35** presenta el factor de seguridad en la matriz. Se aprecia claramente que tienen zonas verdes y amarillas, siendo estas últimas las más críticas con un valor de factor de seguridad de 3.6897.

Figura 35. Factor De Seguridad De La Matriz

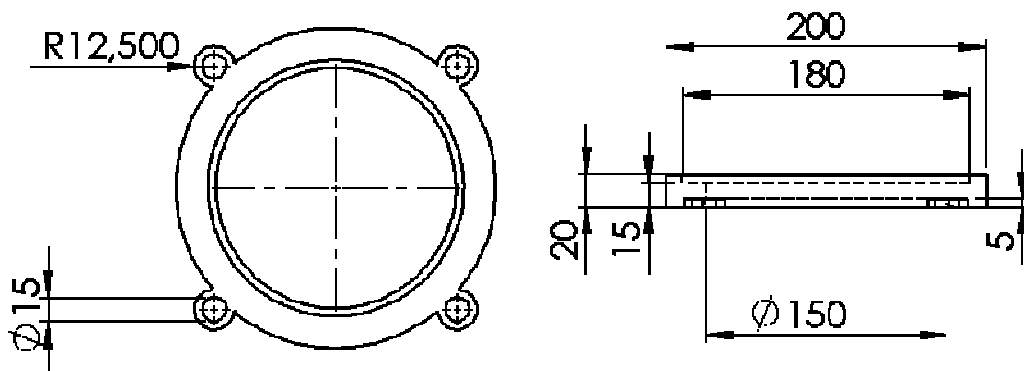


Fuente: Autores

### 3.4 DISEÑO DEL PRENSA CHAPAS

La **Figura 36** visualiza las dimensiones principales del prensa chapas (cotas en milímetros).

Figura 36. Dimensiones Generales Del Prensa Chapas

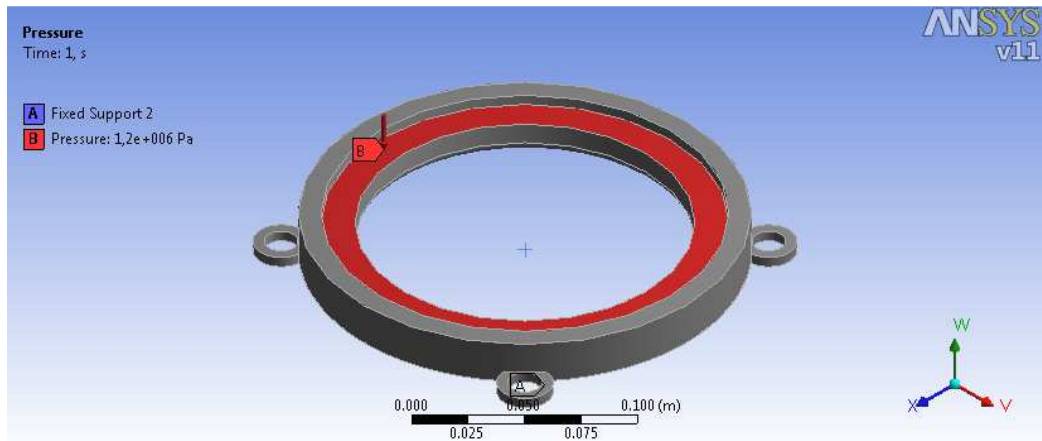


Fuente: Autores

Como vimos al finalizar el capítulo anterior la máxima presión necesaria para evitar la formación de pliegues en la embutición tienen un valor de  $0.12\text{Kg/mm}^2$  en el caso del aluminio que es equivalente a una presión de 1.2 GPa.

La **Figura 37** representa la condición de carga que tiene el prensa chapas de la prensa embutidora.

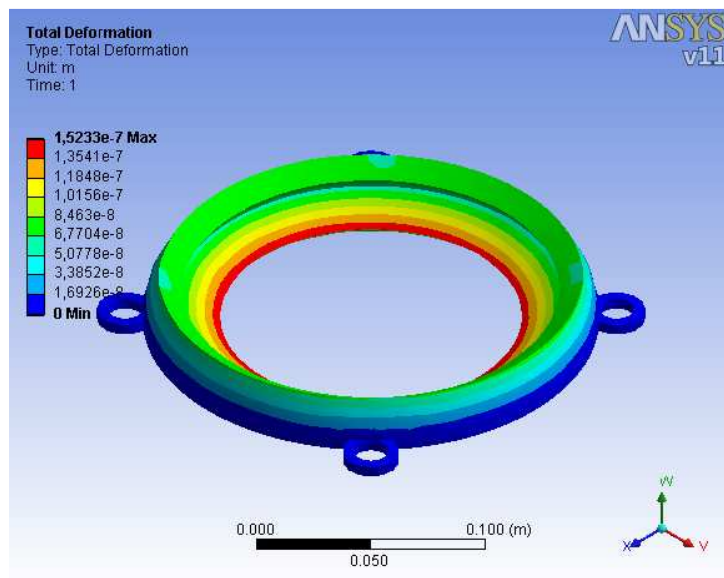
Figura 37. Condiciones De Carga Y Soportes Del Prensa Chapas



Fuente: Autores

La deformación presente en el prensa chapas es de 0.000152 mm, en la zona más crítica, la **Figura 38** muestra la deformación presente en el prensa chapas.

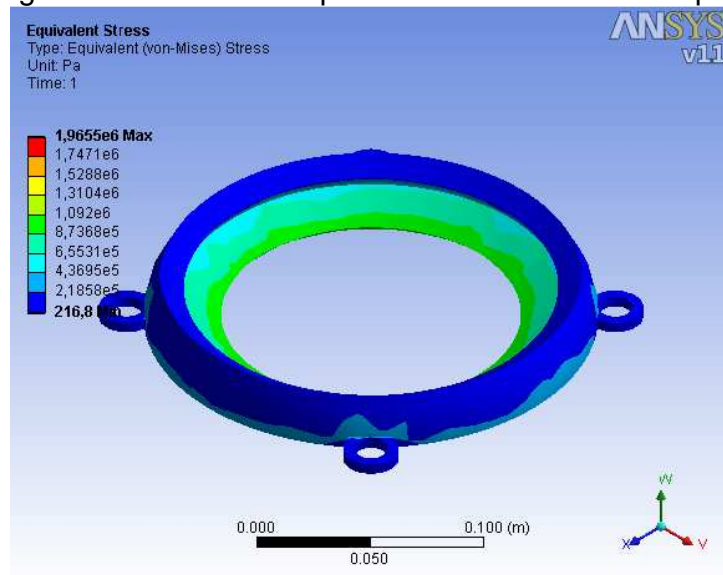
Figura 38. Deformación Total Del Prensa Chapas



Fuente: Autores

Los esfuerzos equivalentes presentes en el prensa chapas varían en el intervalo de 0.217 KPa a 1.97 MPa como se ve reflejado en la **Figura 39**.

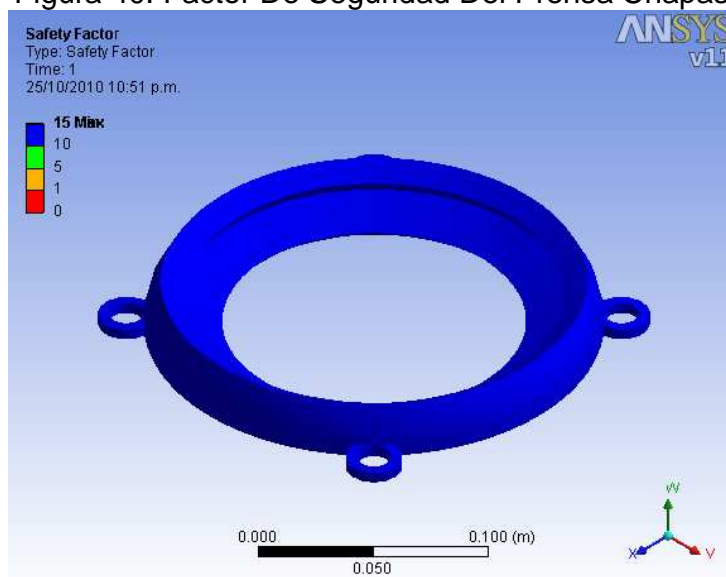
Figura 39. Esfuerzos Equivalentes Del Prensa Chapas



Fuente: Autores

La **Figura 40** representa el factor de seguridad presente en el prensa chapas con un valor mínimo de 10 en su zona más crítica.

Figura 40. Factor De Seguridad Del Prensa Chapas



Fuente: Autores

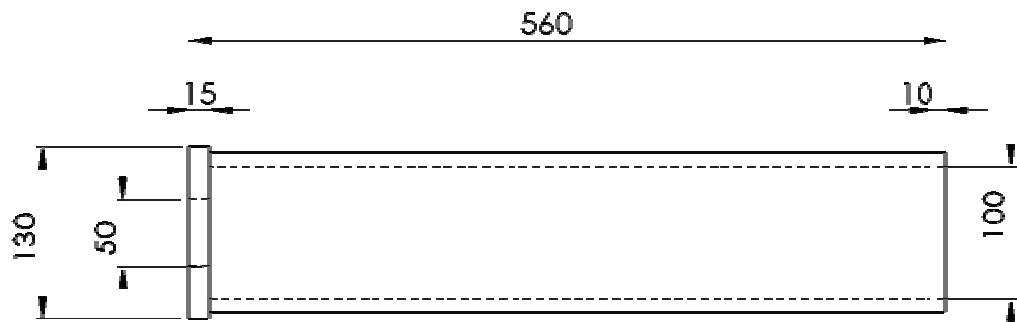
### 3.5 DISEÑO DEL CILINDRO HIDRÁULICO

El cilindro hidráulico se compone de dos partes, una camisa o cilindro y un pistón o vástago.

#### 3.5.1 DISEÑO DEL CILINDRO

La **Figura 41** representa las dimensiones básicas del cilindro o camisa (cotas en milímetros).

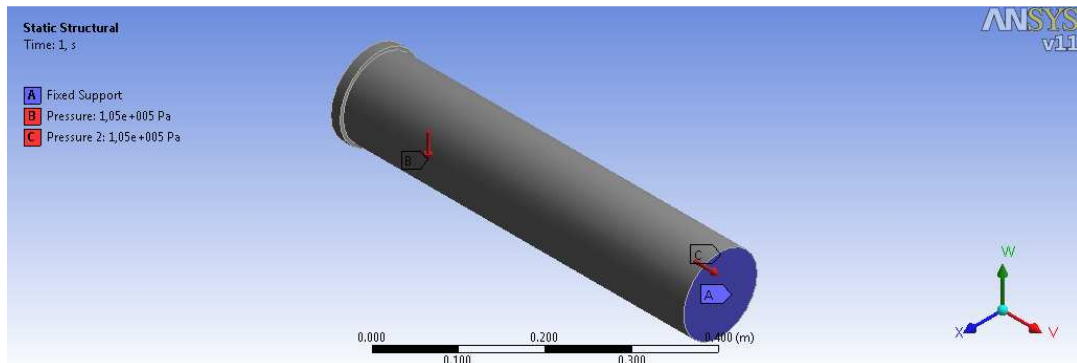
Figura 41. Dimensiones Generales Del Cilindro



Fuente: Autores

Para el análisis del cilindro consideraremos su condición mas critica, es decir que en su interior se concentre la máxima presión de bomba, es decir 2200 PSI, La **Figura42** representa esta condición.

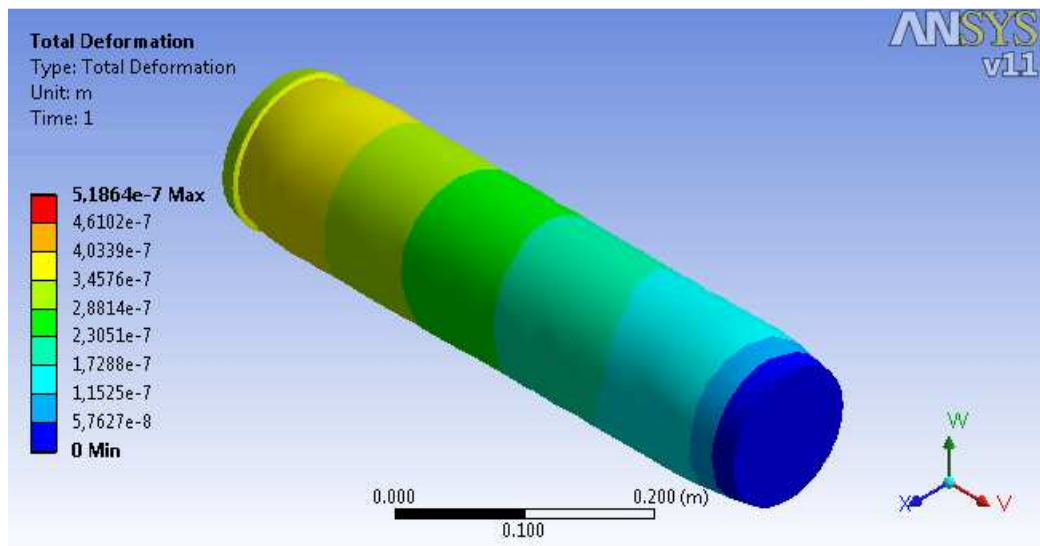
Figura 42. Condiciones De Carga Y Soportes Del Cilindro



Fuente: Autores

Estas cargas y esta condición de apoyo hacen que en el cilindro se presenten las siguientes deformaciones (Ver **Figura 43**). La mayor deformación es de 0.000519 mm.

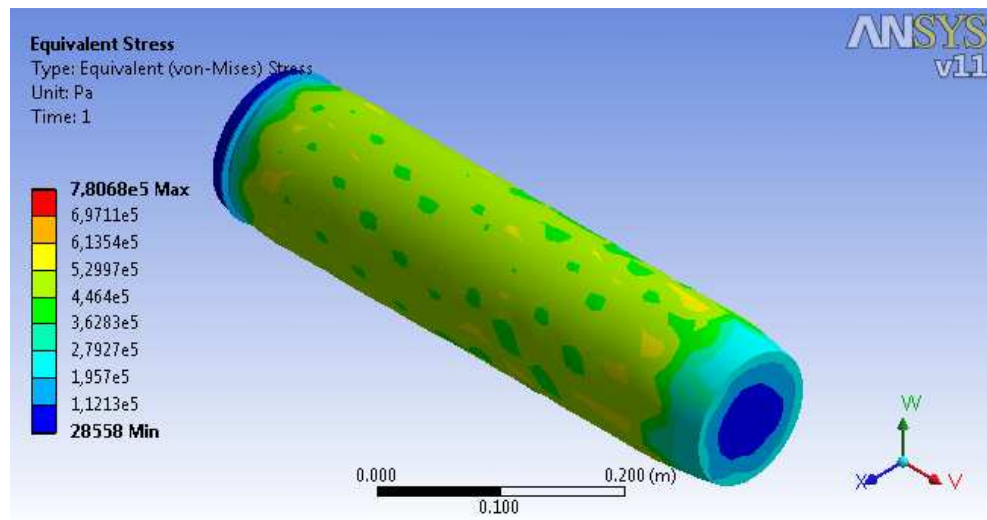
Figura 43. Deformación Total Del Cilindro



Fuente: Autores

Los esfuerzos que se presentan en el cilindro varían de un máximo de 0.78 MPa a un mínimo de 0.286 KPa la **Figura 44** presenta los esfuerzos equivalentes del cilindro.

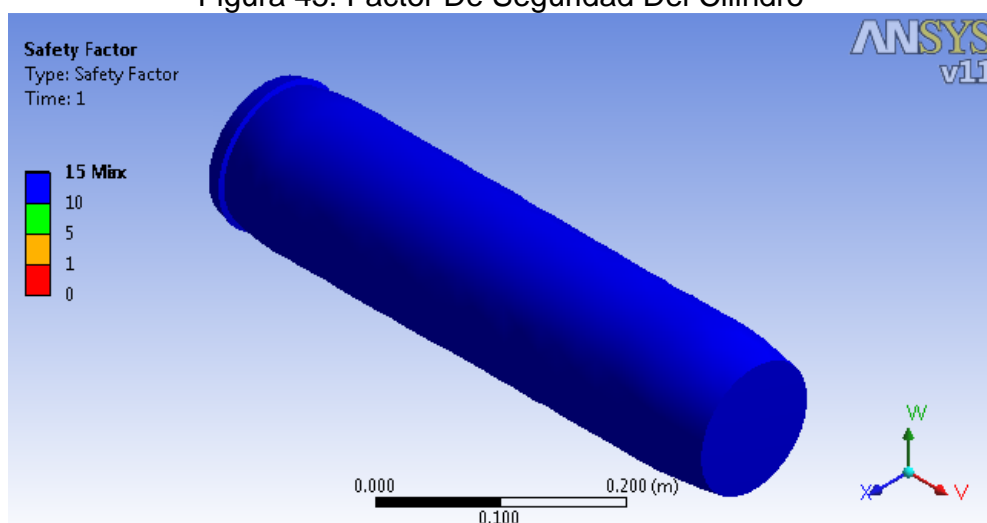
Figura 44. Esfuerzos Equivalentes Del Cilindro



Fuente: Autores

El factor de seguridad del cilindro es superior a 10 en la totalidad del mismo, esto se ve plasmado en la **Figura 45**.

Figura 45. Factor De Seguridad Del Cilindro

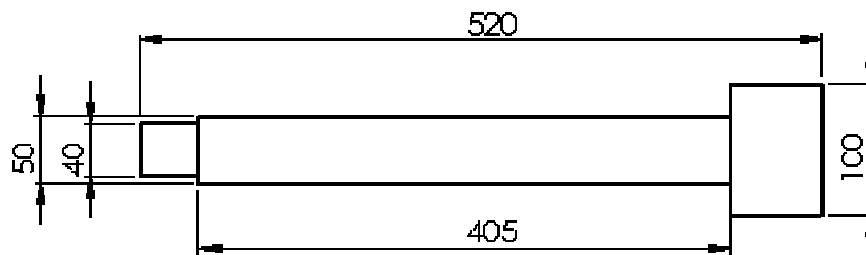


Fuente: Autores

### 3.5.2 DISEÑO DEL VÁSTAGO

Para poder apreciar la regeneración usamos un factor de relación entre las áreas anular y de pistón  $\beta=1.33$ , la **Figura 46** representa las dimensiones generales del vástago (cotas en milímetros).

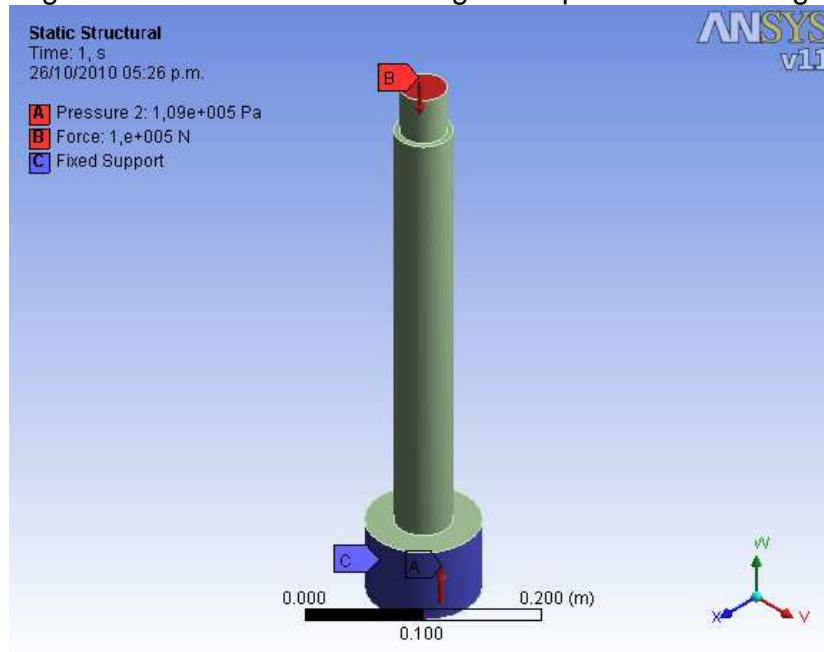
Figura 46. Dimensiones Generales Del Vástago



Fuente: Autores

La **Figura 47** muestra las condiciones de carga y soportes para el análisis del vástago.

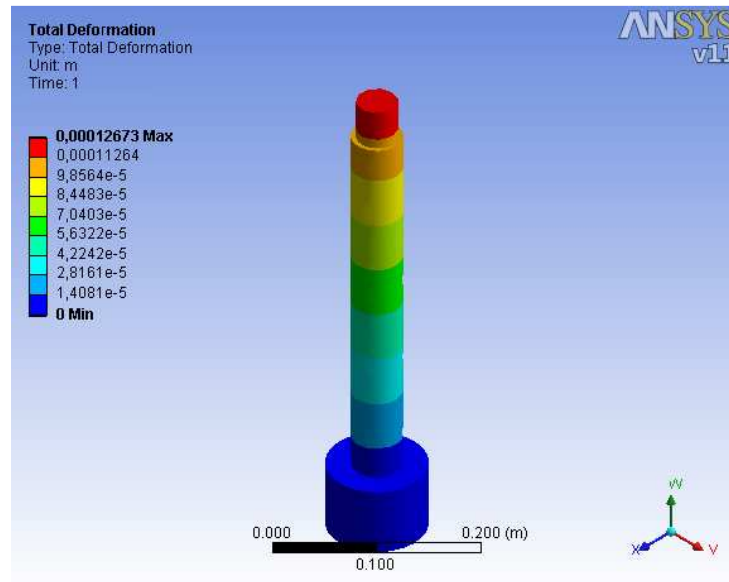
Figura 47 . Condiciones De Carga Y Soportes Del Vástago



Fuente: Autores

En la **Figura 48** se ve que la mayor deformación se presenta en la punta del pistón y tiene un valor de 0.13 mm.

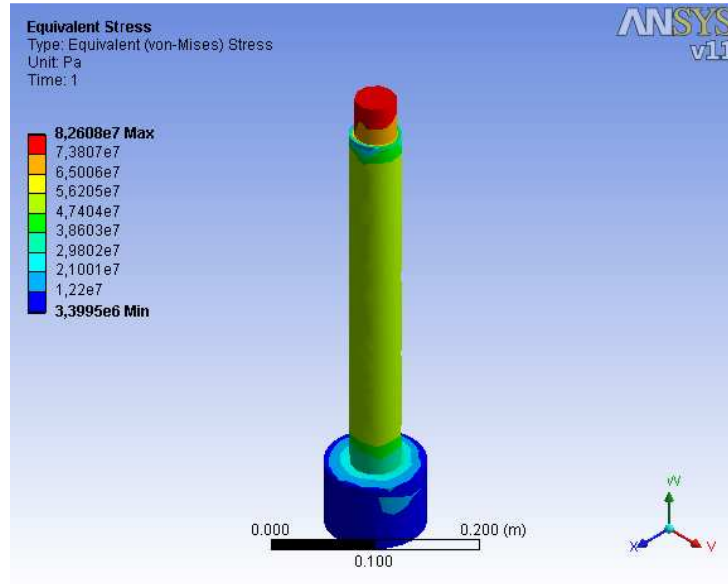
Figura 48. Deformación Total Del Vástago



Fuente: Autores

La **Figura 49** presenta los esfuerzos en el vástago, teniendo como valor máximo 82.6 MPa y como valor mínimo 3.40 MPa.

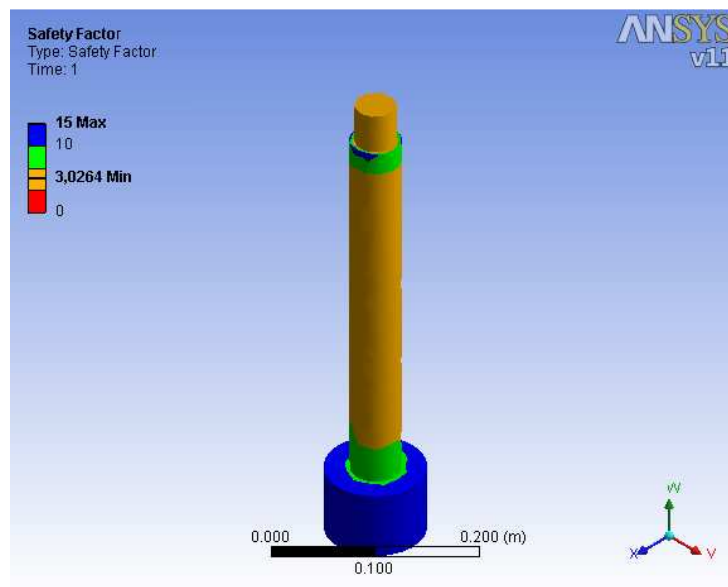
Figura 49. Esfuerzos Equivalentes Del Vástago



Fuente: Autores

El factor de seguridad del vástago es de 3.02 en su zona más crítica.

Figura 50. Factor De Seguridad Del Vástago



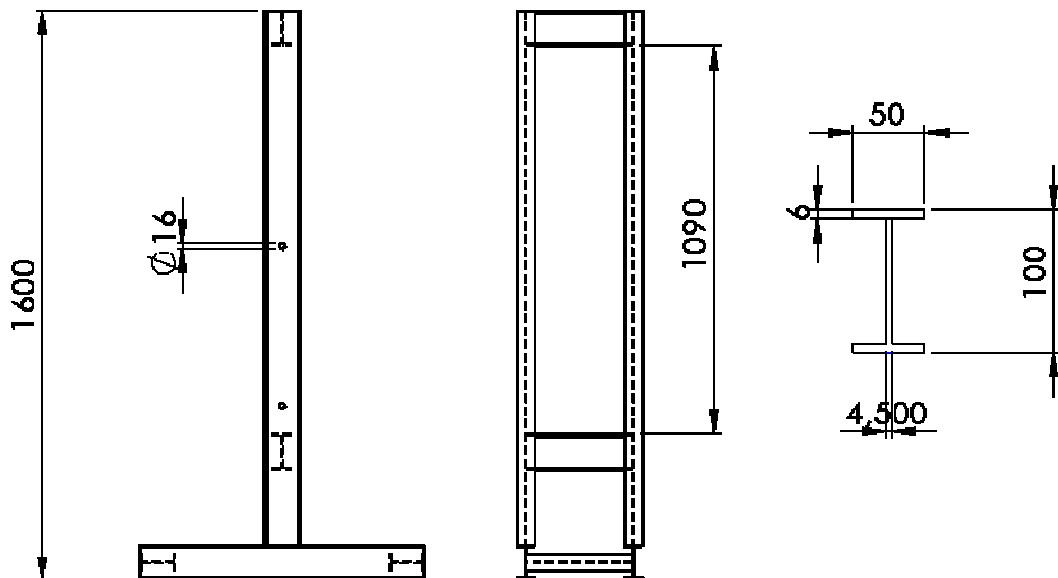
Fuente: Autores

### 3.6 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

Debido a la fuerza desarrollada por el cilindro hidráulico hacia la matriz se hizo necesario desarrollar un marco que fuera capaz de soportar, las altas cargas, por eso se decidió hacer una armazón en perfil en I, perfil adecuado para soportar las cargas axiales que se presentan en la estructura. El material del perfil es acero MAXDUR A-690, en la **Figura 51** se presentan las dimensiones de la estructura (cotas en milímetros).

Las propiedades del material son muy similares a las del acero ASTM A 678, sus propiedades mecánicas están descritas en la **Tabla 9**.

Figura 51. Dimensiones Generales De La Estructura



Fuente: Autores

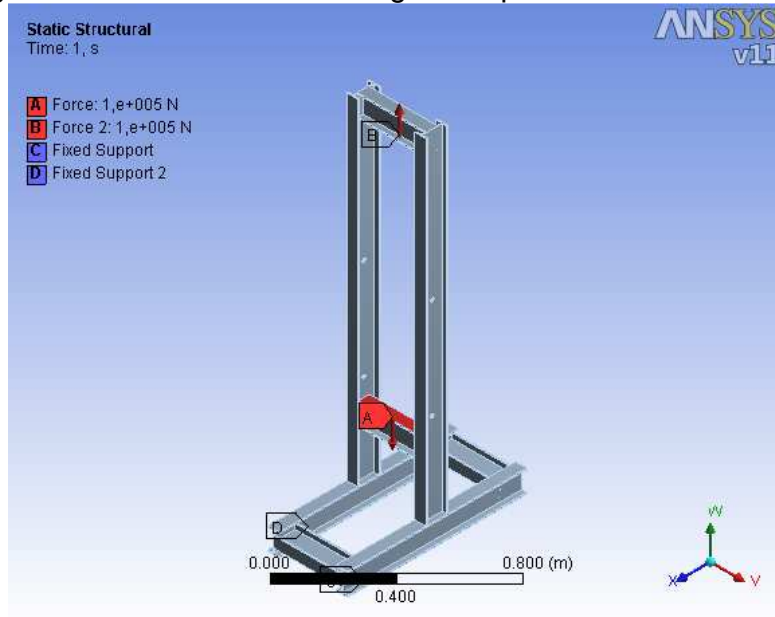
Tabla 9. Propiedades Mecánicas Del Acero ASTM A-678

| Physical Properties           | Metric        | English                  | Comments  |
|-------------------------------|---------------|--------------------------|---|
| Density                       | 7.85 g/cc     | 0.284 lb/in <sup>3</sup> | Typical of ASTM Steel                                 |
| Mechanical Properties         | Metric        | English                  | Comments  |
| Tensile Strength, Ultimate    | 655 - 795 MPa | 95000 - 115000 psi       |   |
| Tensile Strength, Yield       | 515 MPa       | 74700 psi                | Measured at 0.2% offset or 0.5% extension under load. |
| Elongation at Break           | 19.0 %        | 19.0 %                   | in 50 mm  |
| Bulk Modulus                  | 140 GPa       | 20300 ksi                | Typical for steel                                     |
| Shear Modulus                 | 80.0 GPa      | 11600 ksi                | Typical for steel                                     |
| Component Elements Properties | Metric        | English                  | Comments  |
| Carbon, C                     | <= 0.220 %    | <= 0.220 %               |   |
| Copper, Cu                    | >= 0.20 %     | >= 0.20 %                |   |
| Iron, Fe                      | 98.0 %        | 98.0 %                   |   |
| Manganese, Mn                 | 1.30 %        | 1.30 %                   |   |
| Phosphorous, P                | <= 0.040 %    | <= 0.040 %               |   |
| Silicon, Si                   | 0.35 %        | 0.35 %                   |   |
| Sulfur, S                     | <= 0.050 %    | <= 0.050 %               |   |

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

Para el análisis estructural se modelo la estructura bajo las siguientes condiciones de soporte y carga (ver **Figura 52**).

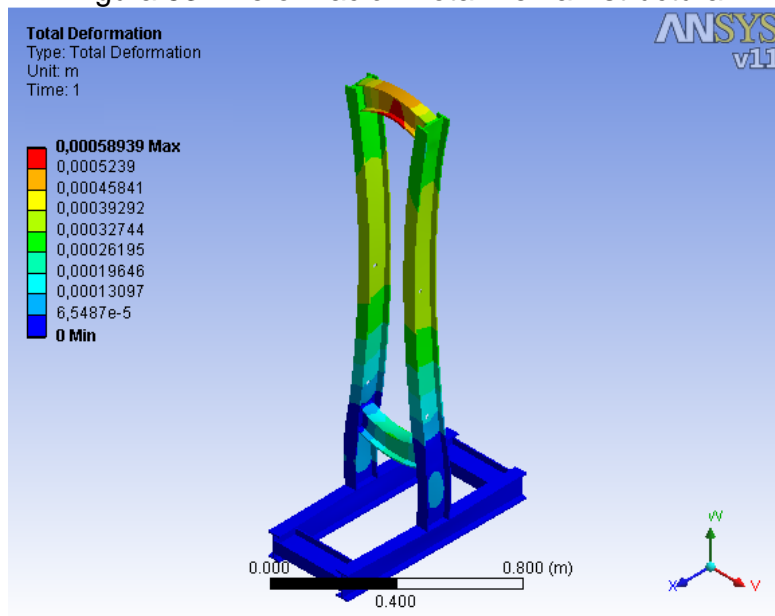
Figura 52. Condiciones De Carga Y Soportes De La Estructura



Fuente: Autores

Luego de la simulación podemos ver que la máxima deformación en la estructura es de 0.59 mm (ver **Figura 53**)

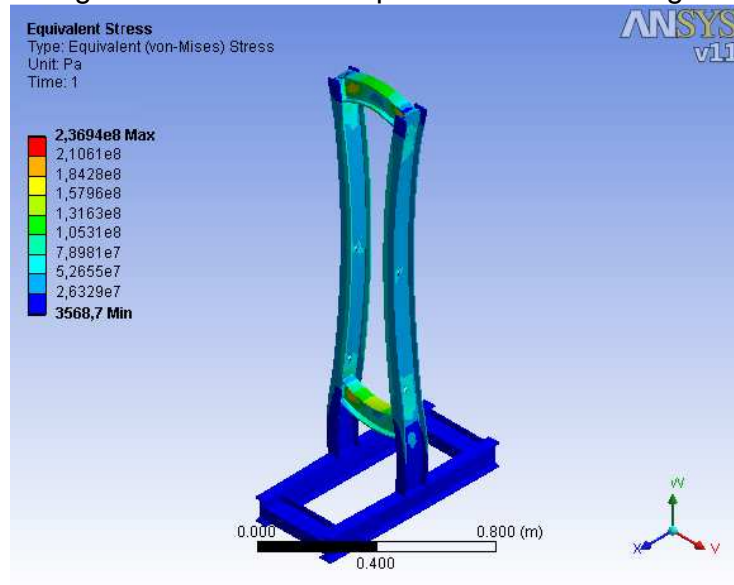
Figura 53. Deformación Total De La Estructura



Fuente: Autores

En la **Figura 54** vemos los esfuerzos que Soporta el perfil, siendo el mínimo de 3.7 KPa y el máximo de 23.69 MPa.

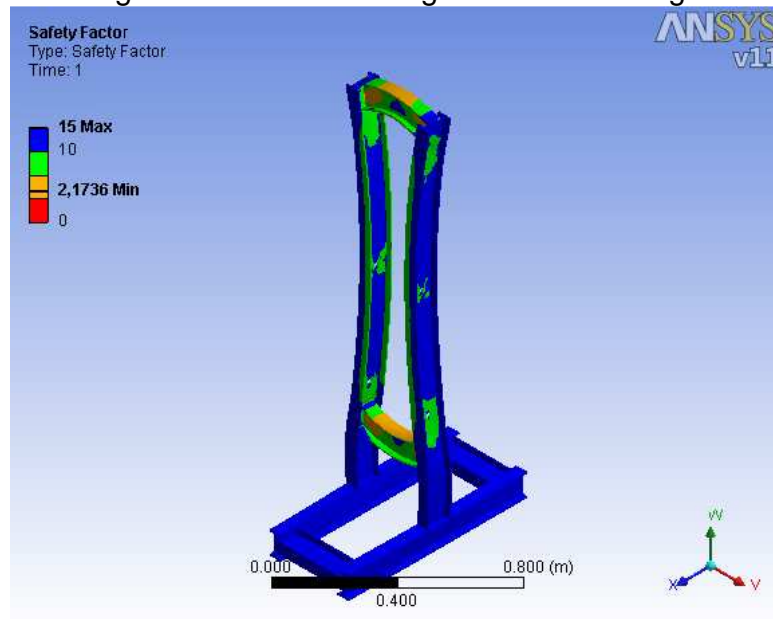
**Figura 54. Esfuerzos Equivalentes Del Vástago**



Fuente: Autores

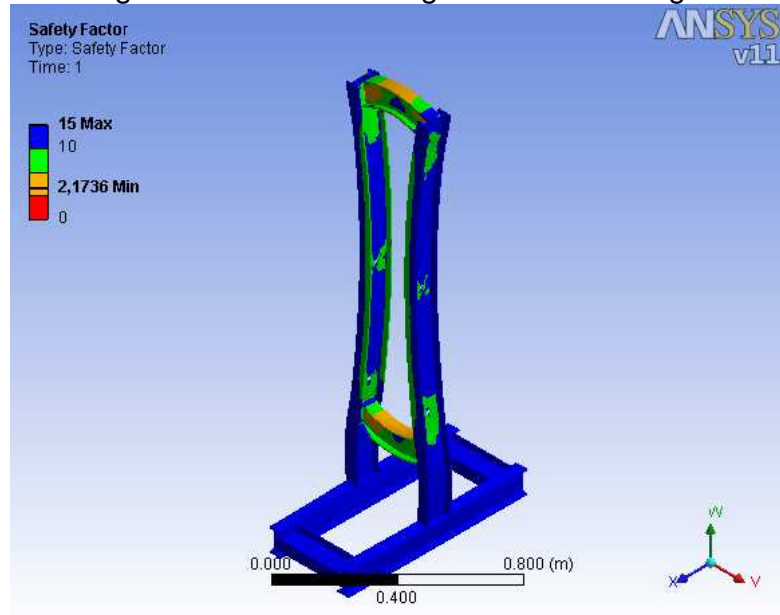
El factor de seguridad en la estructura es de 2.17(Figura 55)esto hace a la estructura la pieza más crítica del conjunto de la prensa embutidora.

**Figura 55. Factor De Seguridad Del Vástago**



Fuente: Autores

Figura 55. Factor De Seguridad Del Vástago



Fuente: Autores

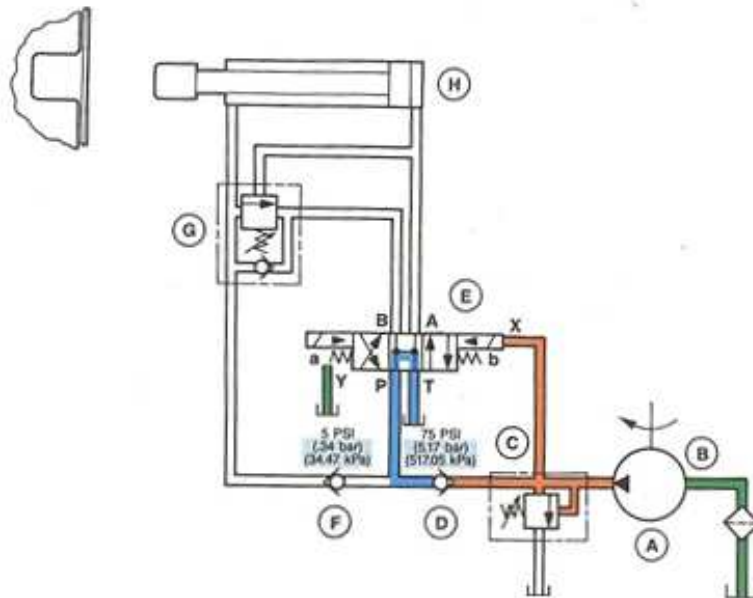
## 4. ADAPTACIÓN DEL BANCO DE BOMBAS DOBLES

Con el fin de implementar una herramienta operativa que ilustrara un proceso de regeneración hidráulica aplicado en la embutición de la chapa metálica en frío, se decidió adaptar el banco de bombas dobles aprovechando la fuente de potencia que este posee. Esta adaptación se presentó en dos etapas, la primera, consistió en analizar el circuito sobre regeneración y prensado que propone el manual de Vickers de manera teórica y la segunda consistió en la respectiva selección de sus componentes hidráulicos.

### 4.1 ANÁLISIS DEL CIRCUITO HIDRAULICO

El circuito hidráulico establecido en el Manual de Oleohidráulica Vickers se presenta en la **Figura 56**. Donde se puede apreciar la válvula direccional de dos etapas (E) en su posición central (centro abierto). La válvula cheque (D) provee la presión piloto suficiente para poder mover el spool de la válvula direccional.

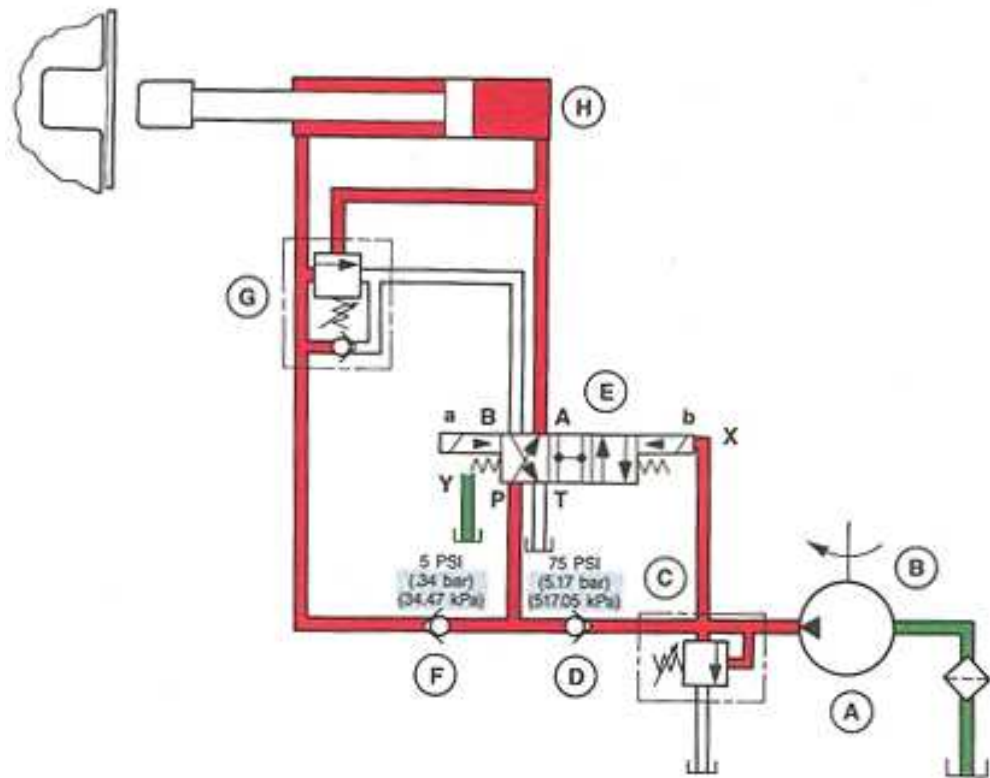
Figura 56. Circuito Regenerativo Preliminar



Fuente: VICKERS (1995) *Manual de Oleohidráulica Industrial*

Al energizar el solenoide a (Ea) el sistema entra en regeneración a presión constante (por debajo del taraje de la válvula G) como se muestra en la **Figura 57**.

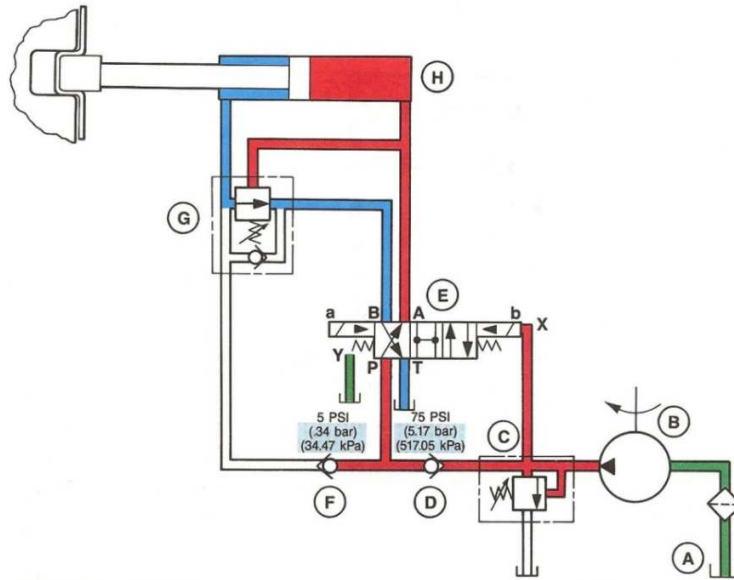
Figura 57. Circuito Regenerativo Preliminar Avance Regenerativo



Fuente: *VICKERS (1995) Manual de Oleohidráulica Industrial*

En el instante en que el punzón entra en contacto con la chapa (Ver **Figura 58**) encuentra resistencia, por lo cual la presión del sistema aumenta, hasta vencer el taraje de la válvula G, dando fin a la regeneración y comienzo a la etapa de prensado.

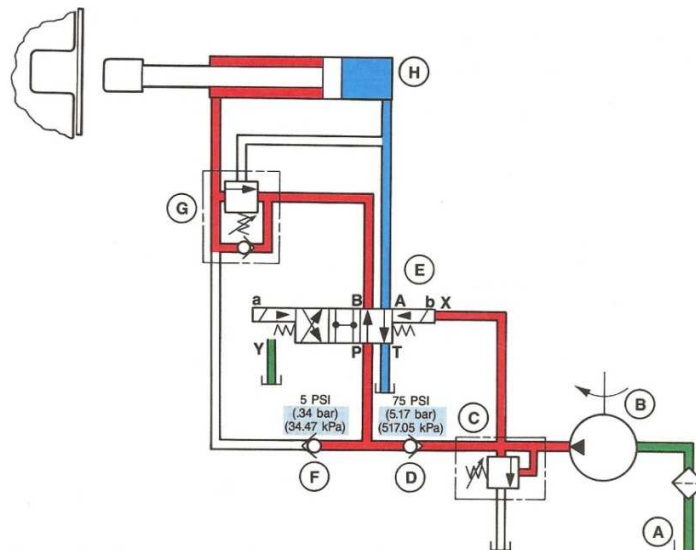
Figura 58. Circuito Regenerativo Preliminar Avance De Prensado



Fuente: VICKERS (1995) *Manual de Oleohidráulica Industrial*

Al finalizar la etapa de prensado, se desenergiza el solenoide a (Ea) y se energiza el solenoide b (Eb), logrando de esta manera el regreso del punzón (Ver **Figura 59**).

Figura 59. Circuito Regenerativo Preliminar Retorno Rápido

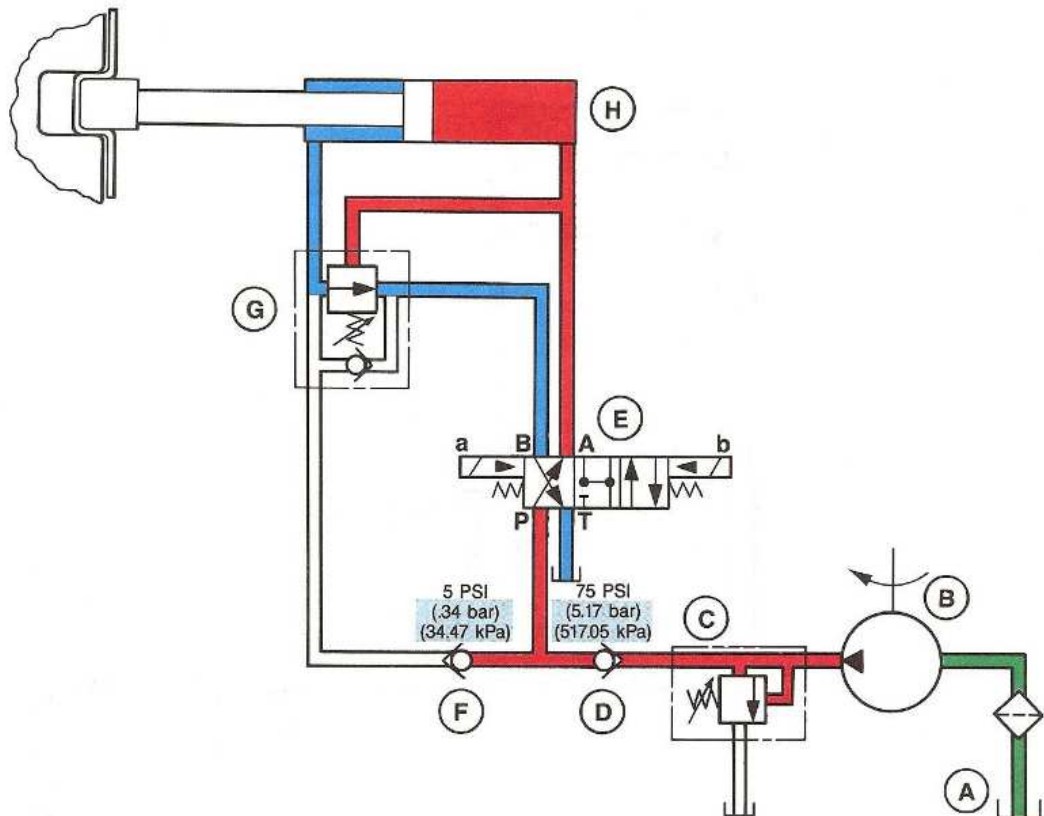


Fuente: VICKERS (1995) *Manual de Oleohidráulica Industrial*

Para llevar a cabo el objetivo del proyecto de adaptar este circuito al banco de bombas dobles, fue necesario sustituir el centro de la válvula direccional de dos etapas debido a que este centro dejaría sin presión el banco, en las demás prácticas que se realizan en el mismo. Para evitar ese inconveniente se analizaron dos alternativas, el centro cerrado y el centro punto flotante, siendo este ultimo el seleccionado debido a que permite despresurizar las líneas cuando el banco está apagado.

La **Figura 60** presenta el circuito hidráulico actual, donde, se sustituyo el centro abierto por el centro punto flotante, con lo cual no se necesita que el piloto y el drenaje sean externos, por lo contrario se necesita que sean internos.

Figura 60. Circuito Hidráulico Final



Fuente: VICKERS (1995) *Manual de Oleohidráulica Industrial*

## 4.2 SELECCIÓN DE COMPONENTES HIDRAULICOS

El diseño del sistema hidráulico incluye la selección adecuada de las válvulas (direccional de dos etapas, de descarga y antirretorno), accesorios (mangueras, racores, acoples, etc.) y subplaca para la válvula direccional de dos etapas. Como se menciona en el capítulo anterior las condiciones de operación del banco de bombas dobles son: caudal de 7.5 GPM y presión máxima de 2200 PSI.

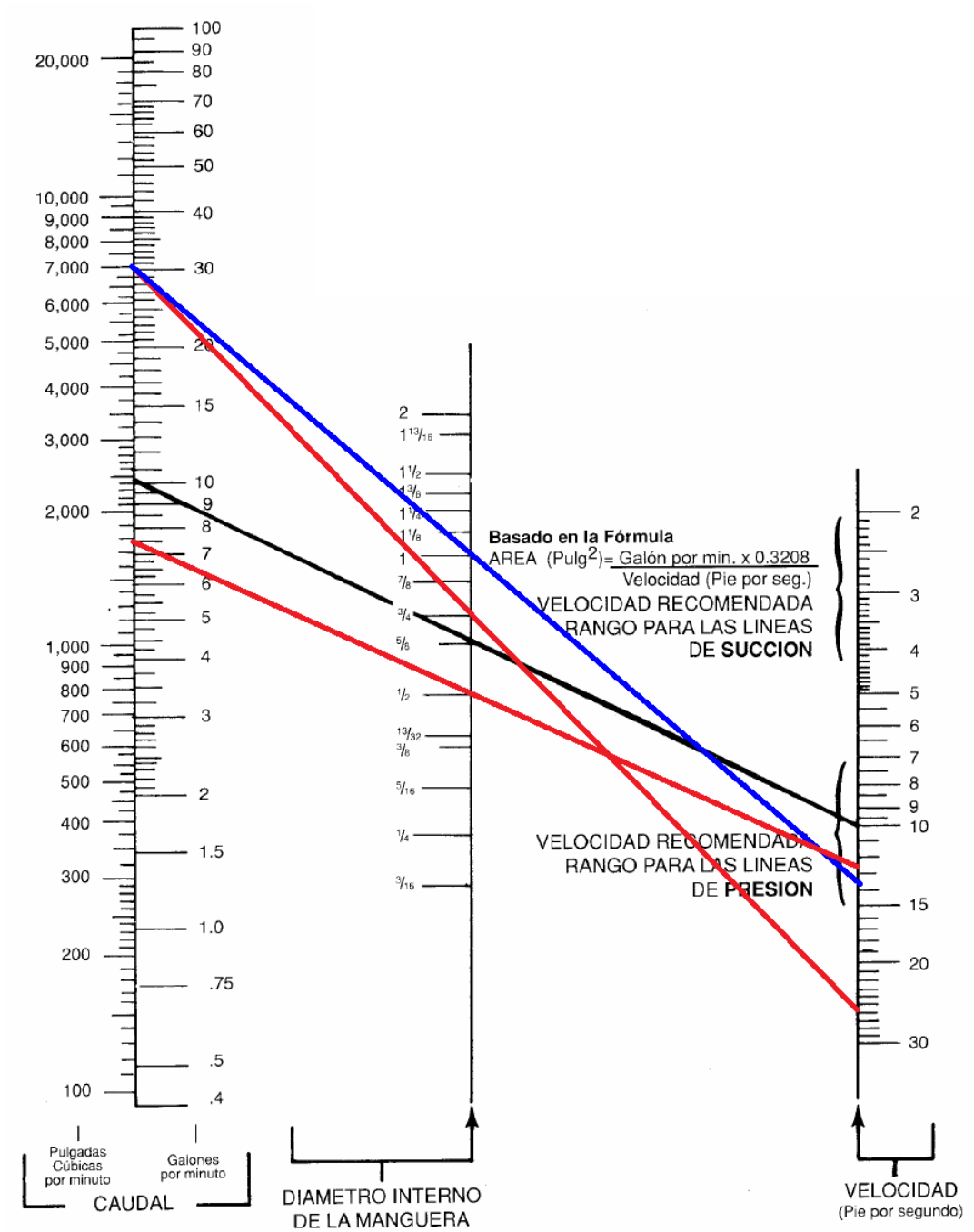
### 4.2.1 MANGUERAS

Para la selección de los diámetros de las mangueras se utilizó la **Figura 61** las líneas rojas representan la selección para los dos caudales que maneja el circuito en la etapa de regeneración, es decir, 30GPM y 7.5 GPM.

La manguera que conecta la bomba (B) a la válvula cheque (D), la que conecta la válvula de descarga (G) con la válvula direccional (E) y la que conecta la válvula direccional con el tanque (T) manejan un caudal constante de 7.5 GPM, por tanto su diámetro debe ser de 1/2 pulgada.

Por las demás mangueras circula (en la etapa de regeneración) un caudal de 30 GPM, por tanto su diámetro recomendado para trabajo continuo debería ser de 1 pulgada como muestra la línea azul. Debido a que la operación en el banco es intermitente, tomar un diámetro por fuera de los valores recomendados no representa ningún inconveniente, en nuestro caso se seleccionó un diámetro de 3/4 de pulgada.

Figura 61. Selección Del Diámetro Interior De La Manguera



Fuente: <http://www.youblisher.com/files/publications/4/23332/pdf.pdf>

#### 4.2.2 VÁLVULA DIRECCIONAL

Para la selección de esta válvula se tuvo en cuenta la presión máxima alcanzada por el sistema (2200 PSI) y el caudal máximo que presenta la etapa de regeneración (30 GPM), calculo mediante la **Ecuación 1-7**.

$$Q_1 = \frac{\beta * Q_{Bomba}}{\beta - 1} = \frac{(1.33)(7.5 \text{ GPM})}{(1.33 - 1)} = 30 \text{ GPM}$$

Como mencionamos en el **análisis del circuito hidráulico**, el centro necesario para la válvula direccional es el punto flotante, por lo tanto en la **Figura 62** podemos observar los diferentes tamaños para este centro.

- El modelo DSHG - 01 se descarto por no cumplir los requerimientos de caudal.
- El modelo DSHG – 03 cumplía con los requisitos mínimos de caudal, pero fue descartado porque a condiciones normales de operación del sistema esta válvula trabajaría a su máxima capacidad.

Figura 62. Tipo De Centro Y Tamaño Válvulas Direccionales DSHG

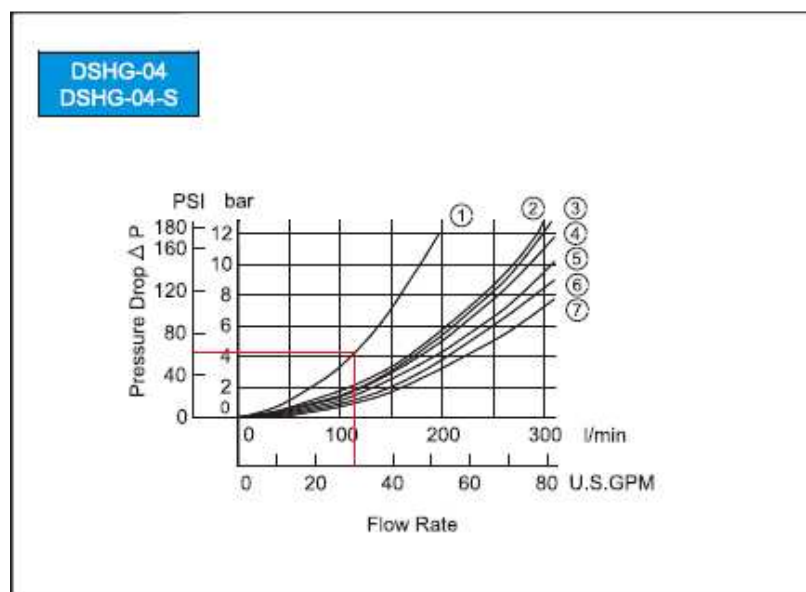
| Spool Type & Graphic Symbols                       |                 | Rated Flow Capacity -Maximum Flow Capacity   |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
|--|-----------------|--|---|---------------------------------|------------------------------|--------------------------------|-------------------------|--------------------------------|---------------------------------|--------------------------------|-------------------------------|
| SYMBOLS  | MODEL NO        | DSHG-01  | DSHG-03   | DSHG-04                         | DSHG-06                      | DSHG-10                        |                         |                                |                                 |                                |                               |
|  | DSHG-2B2-**     | <del>                     ~40 lpm<br/>                     (~10.6USgpm)                 </del> | <del>                     60~160 lpm<br/>                     (15.9~42.3USgpm)                 </del> | 135~300 lpm<br>(35.7~79.3USgpm) | 310~500 lpm<br>(82~132USgpm) | 570~1100 lpm<br>(150~291USgpm) |                         |                                |                                 |                                |                               |
|  | DSHG-2B3-**     |  |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
|  | DSHG-2B4-**     |  |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
|  | DSHG-2N2-**     |  |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
|  | DSHG-2N3-**     |  |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
|  | DSHG-3C2-**     |  |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
|  | DSHG-3C3-**     |  |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
|  | DSHG-3C4-**     |  |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
|  | DSHG-3C40-**    |  |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
|  | DSHG-3C7-**     |  |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
|  | DSHG-3C9-**     |  |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
|  | DSHG-3C10-**    |  |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
|  | DSHG-3C11-**    |  |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
|  | DSHG-3C12-**    |  |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
|  | DSHG-3C5-**     |  |   |                                 |                              |                                | ~40 lpm<br>(~10.6USgpm) | 60~160 lpm<br>(15.9~42.3USgpm) | 245~280 lpm<br>(64.8~74.5USgpm) | 230~450 lpm<br>(60.8~120USgpm) | 570~950 lpm<br>(150~250USgpm) |
|  | DSHG-3C6-**     |  |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
|  | DSHG-3C60-**    |  |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
| Max. Operating Pressure ( bar )                    |                 | 315 ( 4500 PSI )   |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
| Min. Required Pilot Pressure ( bar )               |                 | 8 ( 114 PSI )  |   |                                 |                              | 10 ( 143 PSI )                 |                         |                                |                                 |                                |                               |
| Max. Pilot Pressure ( bar )                        |                 | 250 ( 3600 PSI )   |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
| Permissible Back Pressure ( T ) ( bar ) Ext. Drain |                 | 210 ( 3000 PSI )   |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
| Permissible Back Pressure ( T ) ( bar ) Int. Drain |                 | 160 ( 2300 PSI )   |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
| Weight ( Kgs )                                     | Double Solenoid | 3.5  | 7.2   | 8.9                             | 12.8                         | 45.4                           |                         |                                |                                 |                                |                               |
|  | Single Solenoid | 2.9  | 6.6   | 8.3                             | 12.2                         | 44.8                           |                         |                                |                                 |                                |                               |
| Switching Frequency ( times/min )                  |                 | 120  | 120   | 120                             | 120                          | 110                            |                         |                                |                                 |                                |                               |
| Hydraulic Fluids                                   |                 | Use Hydraulic Fluids Equivalent to ISO VG32 or VG46  |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
| Operating Temperature Range Recommended ( °C )     |                 | -15 ~ +70 ( +5 ~ +160 °F )   |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
| Operating Viscosity ( cSt )                        |                 | 15 ~ 400 ( 80 ~ 1800SSU )  |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |
| Filtration   |                 | 25 Microns Absolute or Finer   |   |                                 |                              |                                |                         |                                |                                 |                                |                               |

Fuente: Catálogos Hystar

Siguiendo con la selección de la válvula direccional se procedió a analizar la caída de presión (a 30 GPM) en los diferentes modelos.

El modelo DSHG-04 presenta una caída de presión de aproximadamente 60 PSI (Ver **Figura 63**).

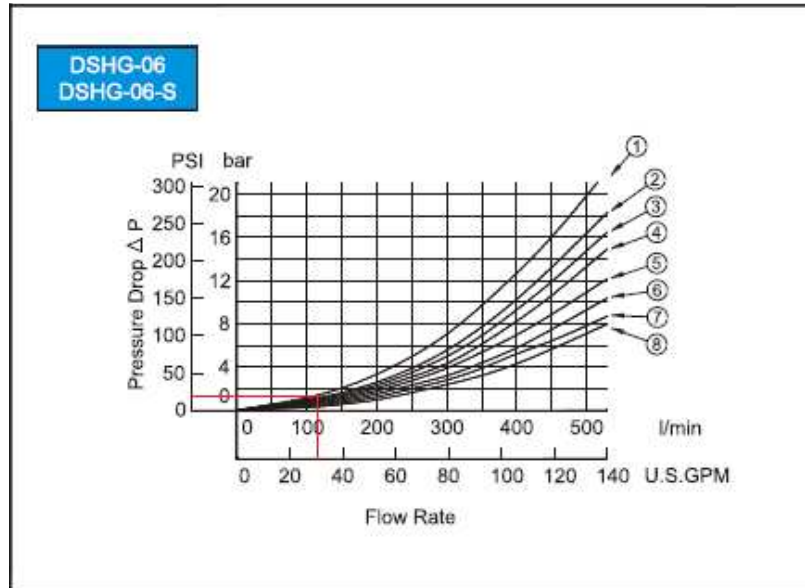
Figura 63. Caída De Presión En El Modelo DSHG-04



Fuente: Catálogos Hystar

El modelo DSHG-06 presenta una caída de presión de aproximadamente 20 PSI (Ver **Figura 64**)

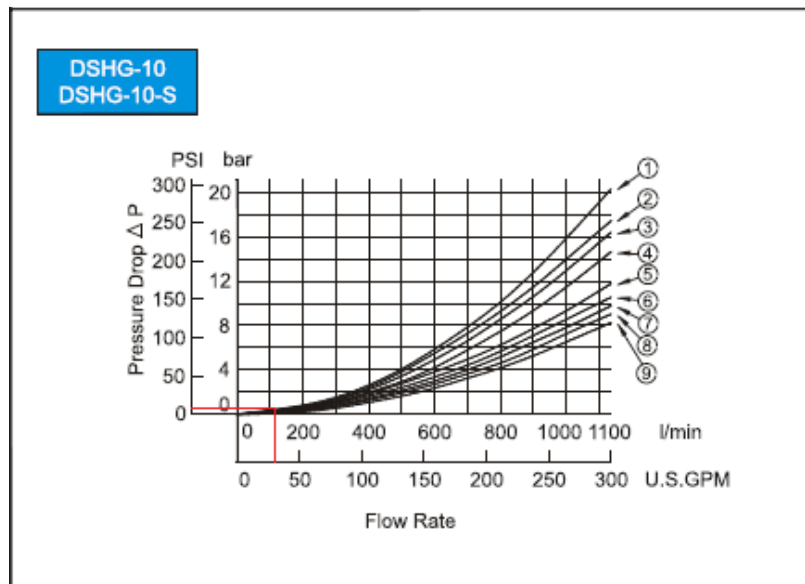
Figura 64. Caída De Presión En El Modelo DSHG-06



Fuente: Catálogos Hystar

El modelo DSHG-10 presenta una caída de presión de aproximadamente 5 PSI (Ver **Figura 65**)

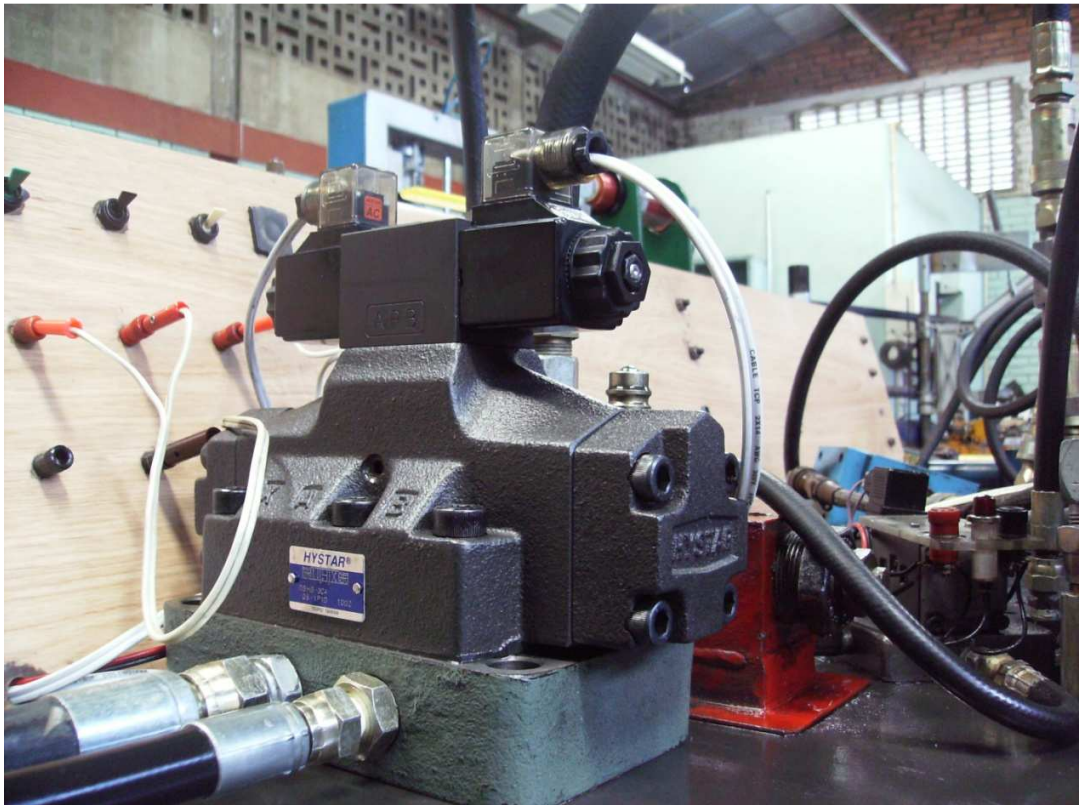
Figura 65. Caída De Presión En El Modelo DSHG-10



Fuente: Catálogos Hystar

De las tres alternativas seleccionamos el modelo DSHG-06 debido a su relación caída de presión / costo.

Figura 66. Válvula Direccional Y Subplaca De Puertos Seleccionadas

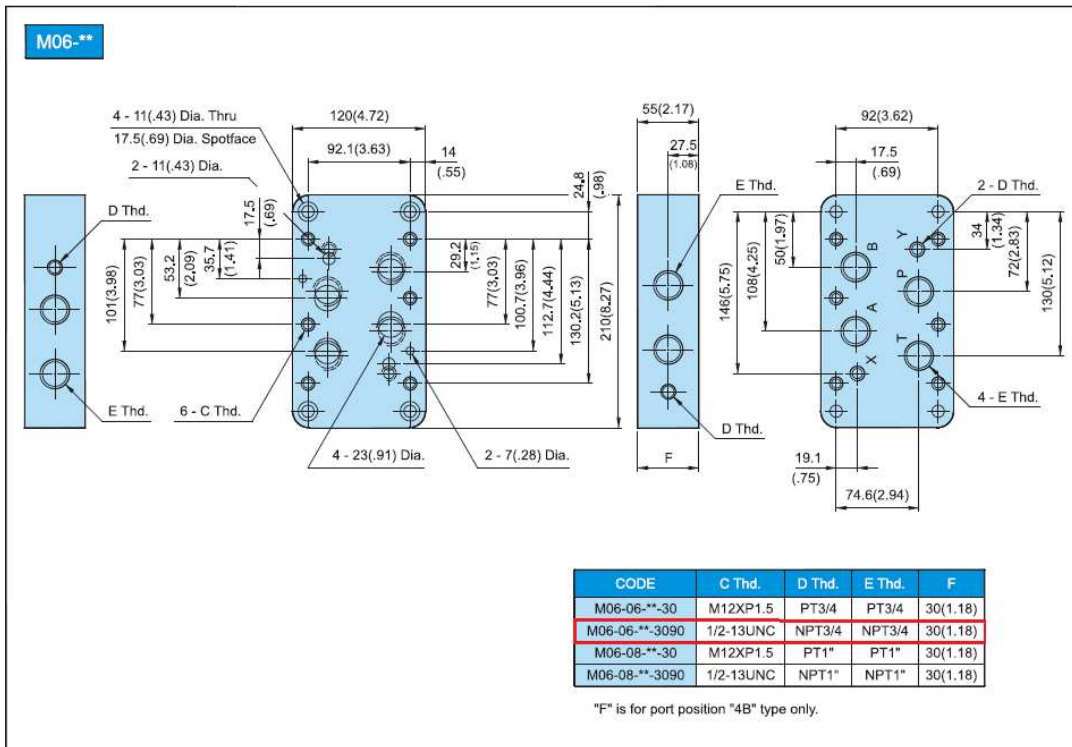


Fuente: Autores

### 4.2.3 SUBPLACA O PLACA DE PUERTOS

De acuerdo con las especificaciones de los diámetros de las mangueras, procedemos a seleccionar una subplaca o placa de puertos con entradas de diámetro igual a 3/4 de pulgada.

Figura 67. Placa De Puertos Para el Modelo DSGH-06



Fuente: Catálogos Hystar

#### 4.2.4 VÁLVULAS CHEQUE

Por facilidad de montaje se selecciono la válvula cheque con diámetro de rosca de 3/4 de pulgada, asegurando que cumpla los requisitos de caudal y de presión.

$$Q_{\text{Max}} = 30\text{GPM} \cong 110\text{ LPM}$$

$$P_{\text{Max}} = 2200\text{PSI} = 151.72\text{ Bar}$$

Figura 68. Tipos de Válvulas Cheque Contarini

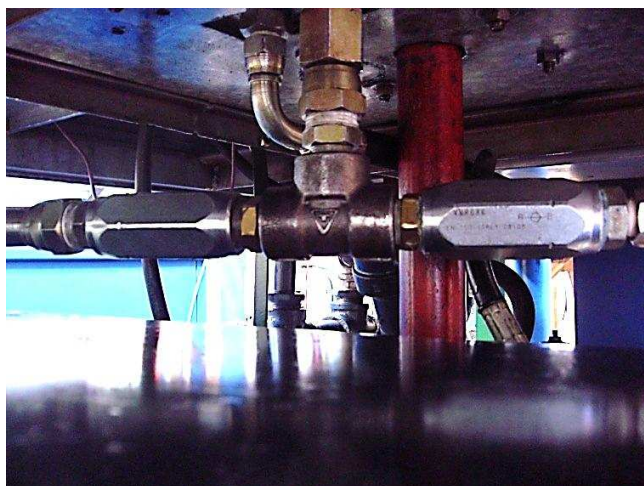
| Codigo        | Tipo      | Rosca  | Q Max. L/Min. | P Max. Bar | Presión de Abertura | Kg.  |
|---------------|-----------|--------|---------------|------------|---------------------|------|
| VSG303.C10000 | VUR 010-C | 1/4"   | 25            | 400        | 0,5                 | 0,1  |
| VSG303.C20000 | VUR 020-C | 3/8"   | 40            | 400        | 0,5                 | 0,18 |
| VSG303.C30000 | VUR 030-C | 1/2"   | 80            | 350        | 0,5                 | 0,31 |
| VSG303.C40000 | VUR 040-C | 3/4"   | 110           | 300        | 0,5                 | 0,56 |
| VSG303.C50000 | VUR 050-C | 1"     | 140           | 270        | 0,5                 | 0,91 |
| VSG303.C60000 | VUR 060-C | 1.1/4" | 200           | 250        | 0,5                 | 1,48 |
| VSG303.C70000 | VUR 070-C | 1.1/2" | 300           | 200        | 0,5                 | 2,37 |

**ASIENTO CONICO**  
Presión de apertura: bar 0,5 (standard) - 4 - 8

**MATERIAL: ACERO** **MONTAJE EN LINEA**

Fuente: Catalogo Contarini

Figura 69. Válvula Cheque Seleccionada

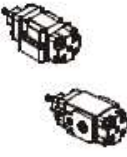




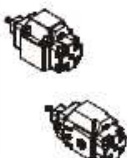
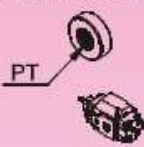




Fuente: Autores

#### 4.2.5 VÁLVULA DE DESCARGA

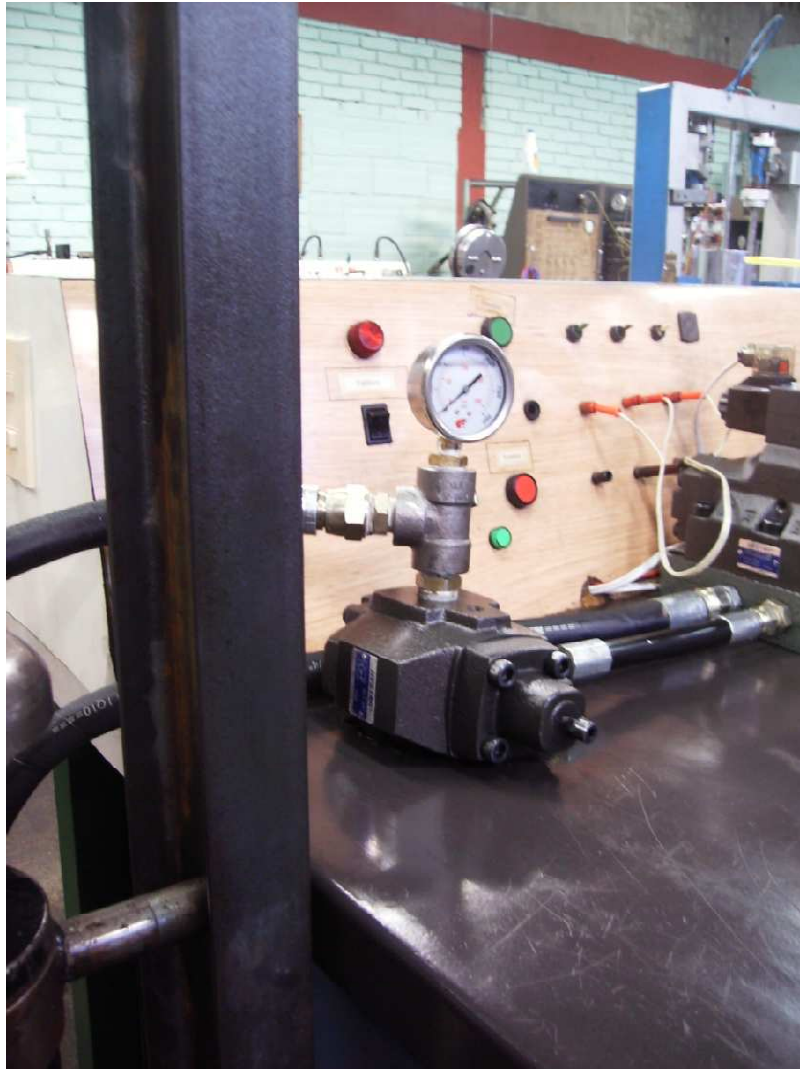
La selección de esta válvula se baso fundamentalmente en que trajera válvula cheque incorporada, que fuera de conexión directa (sin subplaca), presentara facilidad de montaje en diámetro de 3/4 de pulgada con rosca tipo NPT y que permitiera ser tarada a 2200PSI.

Figura 70. Tipos De Válvulas HC Hystar

| Series No   | Type of Mounting   | Valve Size  | Pressure Range   | Valve Type  | Design No  |
|---|--|---|--|---|--|
| <b>H:</b><br>H Type Pressure Control Valves<br><br>HG/HT<br><br>     | <b>G</b><br>Subplate Mounting<br><br>    | 03: (3/8")<br>ISO<br>5781-AG-06-2-A   | L: 2.5~4.5 bar (35~65 PSI)<br><br>M: 4.5~9 bar (65~125 PSI)<br><br>N: 9~18 bar (125~250 PSI)       | Type 1:<br>Counterbalance Valve<br><br>Internal Pilot-Internal Drain  | 20 (G)<br>DIN 912 bolts<br><br>                |
|   | <b>T</b><br>Threaded Connection<br><br> | 06: (3/4")<br>ISO<br>5781-AG-08-2-A   | A: 18~35 bar (250~500 PSI)<br><br>B: 35~70 bar (500~1000 PSI)<br><br>C: 70~140 bar (1000~2000 PSI) | Type 2:<br>Sequence and Check Valve<br><br>Internal Pilot-External Drain  | 2090 (G)<br>UNC bolts (North America)<br><br> |
| <b>HC:</b><br>HC Type Pressure Control Valves<br><br>HCG/HCT<br><br> |  | 10: (1-1/4")<br>ISO<br>5781-AJ-10-2-A   | H: 140~210 bar (2000~3000 PSI)   | Type 3:<br>Sequence and Check Valve<br><br>External Pilot-External Drain  | 20 (T)<br>PT Connection<br><br>               |
|   |  |  | Type 4:<br>Counterbalance Valve<br><br>External Pilot-Internal Drain                               | 2090 (T)<br>NPT Connection (North America)<br><br> |  |

Fuente: Catálogo Hystar

Figura 71. Válvula Descarga Seleccionada



Fuente: Autores

## 5. CARACTERIZACIÓN DEL BANCO

Para caracterizar el banco se compararon cálculos teóricos con mediciones reales, con el fin de determinar los porcentajes de errores y la eficiencia del sistema y con esto resaltar los beneficios de la regeneración, verificar si la selección de los componentes fue óptima y especificar los límites de operación en la embutición de chapas de aluminio.

El estudio ingenieril del banco se llevo a cabo en dos etapas:

1. Análisis de la etapa de trabajo (Sin regeneración).
2. Análisis de la etapa de avance rápido (Con regeneración).

### 5.1 ANÁLISIS DE LA ETAPA DE TRABAJO

En los parámetros de diseño del Capítulo 3 se determinó que la fuerza necesaria para realizar el proceso de embutición de una chapa de aluminio es de 6503.96Kg (14308.7 lb).

Como punto de partida para el análisis de la etapa de trabajo se calculó la presión necesaria que debe tener el cilindro para lograr la fuerza anteriormente mencionada.

**Ecuación 5-1**

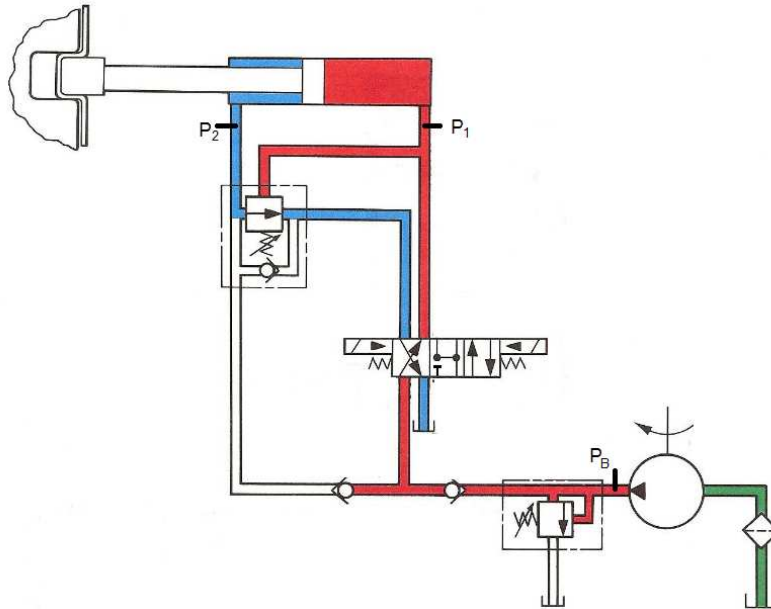
$$P_1 = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi/4 (D_{ic}^2)}$$

$$P_1 = \frac{14308.7 \text{ lb}}{\pi/4 (4^2) \text{ pulg}^2} = 1138.7 \text{ PSI}$$

$$\underline{\underline{P_1 \approx 1140 \text{ PSI}}}$$

La notación del circuito hidráulico para el análisis en la etapa de trabajo se presenta en la **Figura 72**.

Figura 72. Notación Etapa De Trabajo



Fuente: Autores

De las características de la bomba tenemos:

$$Q_N = 7.5 \text{ GPM}$$

$$\eta_V = 0.92$$

$$\eta_T = 0.85$$

**Ecuación 5-2**

$$Q_B = Q_N \eta_V$$

$$Q_B = (7.5 \text{ GPM})(0.92)$$

$$\underline{\underline{Q_B = 6.9 \text{ GPM}}}$$

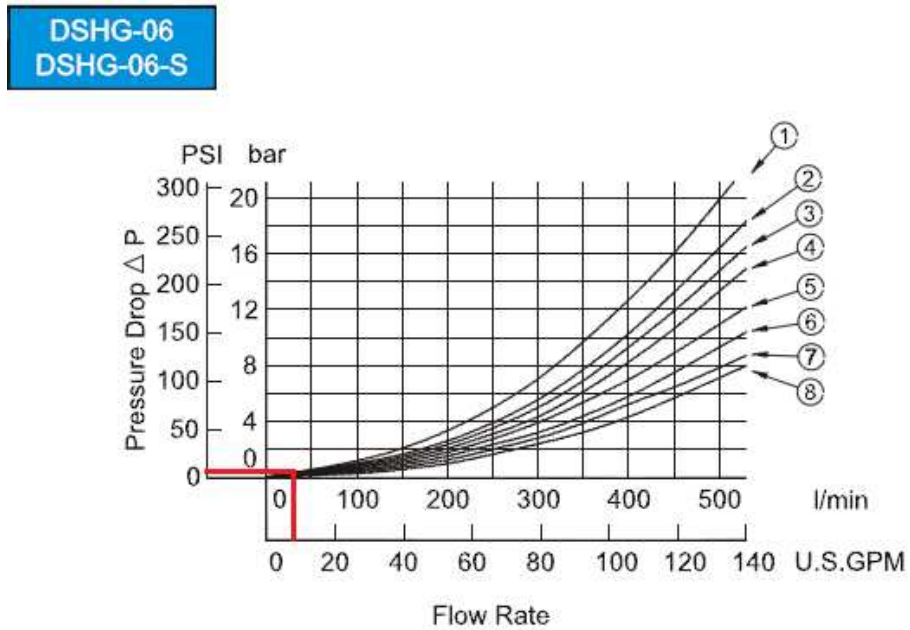
Para hallar la presión de bomba se deben tener en cuenta las pérdidas a través de la válvula direccional y de la válvula chequeo.

Ecuación 5-3

$$P_B = P_1 + \Delta P_{ch} + \Delta P_{dir}$$

La siguiente figura muestra la caída de presión a través de la válvula direccional.

Figura 73. Perdidas En La Válvula Direccional A 6.9 GPM



Fuente: Catálogo Hystar

Entonces,

$$\Delta P_{dir} = 0.5 \text{ PSI}$$

La caída de presión a través de la válvula cheque es de 0.5 Bar tal como lo muestra la **Figura 68**.

$$\Delta P_{dir} = 7.234 \text{ PSI}$$

Por tanto la presión de bomba es:

$$P_B = 1140 + 0.5 + 7.234$$

$$P_B = 1147.734 \text{ PSI}$$

$$\underline{\underline{P_B \approx 1150 \text{ PSI}}}$$

La velocidad adquirida por el vástago en la etapa de trabajo depende lógicamente de la resistencia a la deformación que ofrece el material.

Durante esa operación la válvula de seguridad estará parcialmente abierta. Si tomamos un promedio de 1/3 del caudal total de la bomba:

**Ecuación 5-4**

$$V_{ET} = \frac{Q_B}{A_P}$$

$$V_{ET} = \frac{(1/3)6.9 \text{ GPM } 231 \text{ pulg}^3/\text{Gal}}{\pi/4 (4^2) \text{ pulg}^2 \cdot 60 \text{ seg}/\text{min}}$$

$$V_{ET} = 0.704 \text{ pulg}/\text{seg}$$

$$\underline{\underline{V_{ET} = 1.79 \text{ cm}/\text{seg}}}$$

Como se conoce la carrera del vástago podemos hallar el tiempo teórico que se tarda el mismo en recorrer dicha carrera, si no contamos con la regeneración:

$$V_{NR} = \frac{Q_B}{A_P}$$

$$V_{NR} = 5.36 \text{ cm}/\text{seg}$$

$$t_{NR_T} = \frac{\text{carrera}}{\text{velocidad}}$$

$$t_{NR_T} = \frac{36 \text{ cm}}{5.36 \text{ cm}/\text{seg}}$$

$$\underline{\underline{t_{NR_T} = 6.72 \text{ seg}}}$$

Podemos observar que la aproximación será demasiado demorada por lo que se requiere pasar a regeneración más aun cuando la exigencia de fuerza en el avance es mínima.

Las pruebas realizadas en el banco mostraron una presión 0 PSI en el manómetro de la válvula de descarga (ver **Figura 74**), y de 1200 PSI en el manómetro de la válvula de seguridad durante la etapa de embutición (ver **Figura 75**) cuando se aplica la carga total de embutición.

Figura 74. Presión De La Válvula De Descarga En La Etapa De Trabajo



Fuente: Autores

Figura 75. Presión De La Válvula De Seguridad En La Etapa De Trabajo



Fuente: Autores

En teoría se requerían 1150 PSI para la embutición.

Esto demuestra que la diferencia con los cálculos teóricos es del 4.34 % lo cual es un excelente resultado ya que me indica por donde está la magnitud de la presión hidráulica requerida.

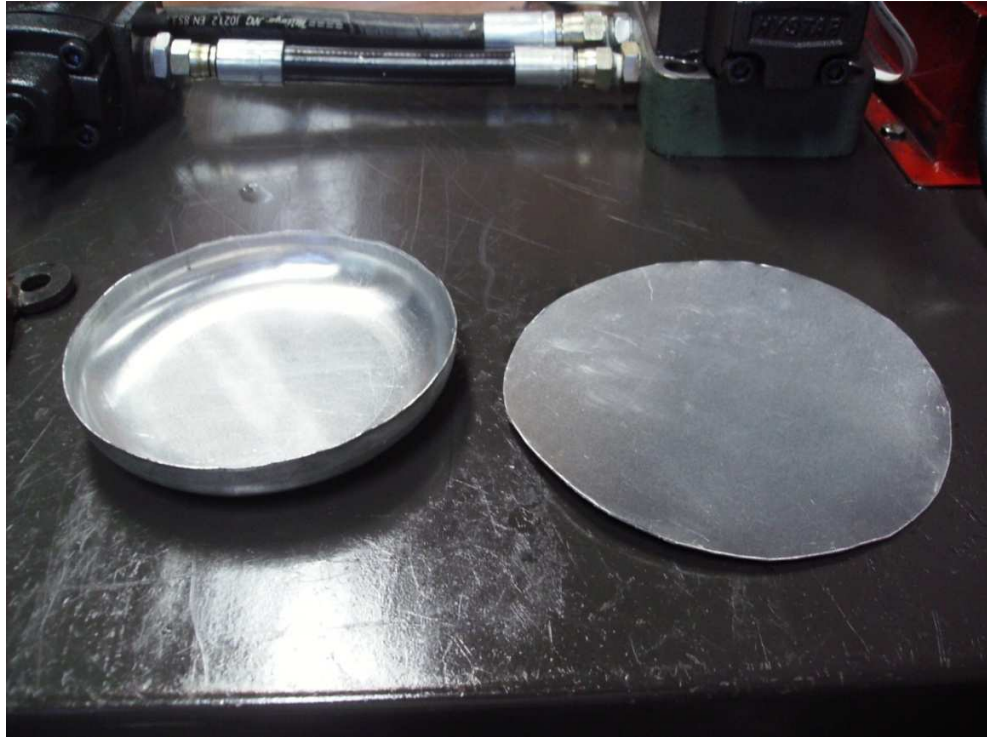
Tabla 10. Porcentaje De Error En La Etapa De Trabajo

| Parámetro               | Cálculo Teórico | Medición Real | % error |
|-------------------------|-----------------|---------------|---------|
| <b>Presión de Bomba</b> | 1150 PSI        | 1200 PSI      | 4.34    |

Fuente: Autores

La **Figura 76** muestra la transformación de la chapa de aluminio una vez embutida.

Figura 76. Desarrollo Del Sólido A Partir De La Chapa



Fuente: Autores

El consumo de potencia en la etapa de trabajo se calculó de acuerdo a la ecuación:

**Ecuación 5-5**

$$Pot_{[HP]} = \frac{Q_B P_B}{1714 \eta_T}$$
$$Pot_{[HP]} = \frac{(6.9 \text{ GPM})(1200 \text{ PSI})}{1714(0.85)}$$
$$\underline{\underline{Pot_{[HP]} = 5.68 \text{ HP}}}$$

## 5.2 ANÁLISIS DE LA ETAPA DE AVANCE RÁPIDO

Para que la regeneración se cumpla es necesario que:

$$P_2 - \Delta P_{ch} = P_3$$

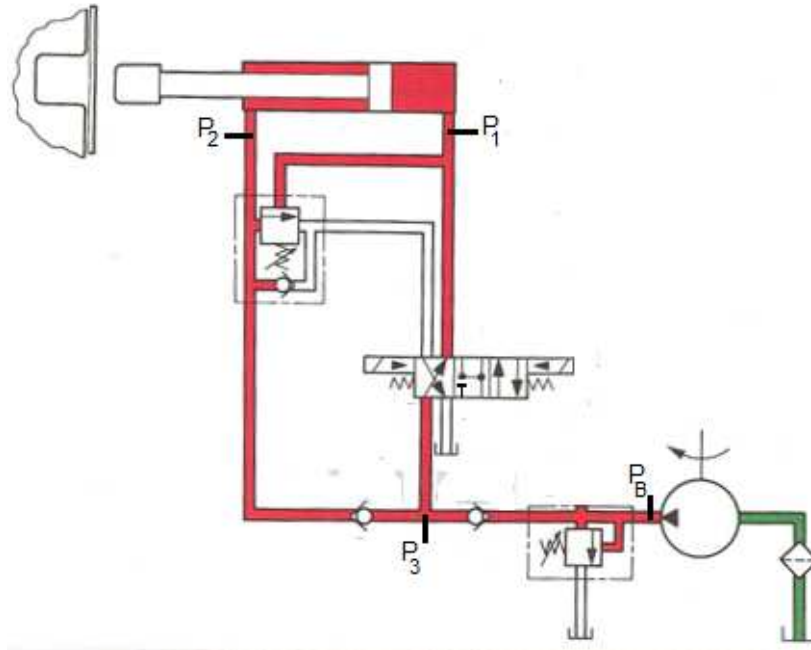
$$P_B - \Delta P_{ch} = P_3$$

Por tanto,

$$P_2 = P_B$$

Analizamos el circuito buscando determinar la mínima presión para que esto suceda.

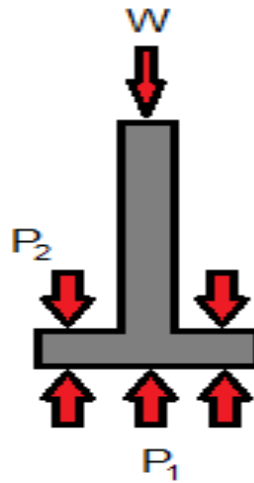
Figura 77. Notación Etapa De Avance Rápido



Fuente: Autores

Debido a que durante la etapa de regeneración se hace presente una contrapresión en  $P_2$  se debe hacer un diagrama de cuerpo libre del vástago.

Figura 78. DCL Del Vástago En Regeneración



Fuente: Autores

Del diagrama de cuerpo libre podemos deducir la siguiente ecuación:

$$A_P P_1 = A_N P_2 + W$$

Donde  $w$  es igual al peso del vástago más el punzón con un valor de 30 lb.

Dividiendo la ecuación anterior en  $A_N$  tenemos:

$$\beta P_1 = P_2 + W/A_N$$

Como tenemos que  $P_B = P_2$ ,

$$P_1 = \frac{P_{B_T}}{\beta} + \frac{W}{A_P}$$

Del circuito hidráulico tenemos:

$$P_1 = P_{B_T} - \Delta P_{ch} - \Delta P_{dir} - \Delta P_{sellos}$$

Remplazando en las dos ecuaciones tenemos finalmente que

**Ecuación 5-6**

$$\frac{P_{BT}}{\beta} + \frac{W}{A_P} = P_{BT} - \Delta P_{ch} - \Delta P_{dir} - \Delta P_{sellos}$$

De la **Ecuación 1-7** tenemos que el caudal en regeneración es:

$$Q_1 = \frac{\beta * Q_{Bomba}}{\beta - 1}$$

$$Q_{ERT} = \frac{(1.33)(6.9GPM)}{1.33 - 1}$$

$$\underline{\underline{Q_{ERT} = 27.6 GPM}}$$

La caída de presión en la válvula direccional tiene un valor aproximado de 20 PSI como se muestra en la **Figura 64**, mientras que la válvula cheque tiene una caída de presión de 7.234 PSI.

Despejando  $P_B$  de la **Ecuación 5-6** tenemos:

$$P_{BT} = \left( \frac{W}{A_P} + \Delta P_{ch} + \Delta P_{dir} + \Delta P_{dir} + \Delta P_{sellos} \right) / \left( 1 - \frac{1}{\beta} \right)$$

$$P_{BT} = \left( \frac{30 lb}{\pi/4 (4^2) pulg^2} + 7.234 PSI + 20 PSI + 95 PSI \right) / \left( 1 - \frac{1}{1.333} \right)$$

$$P_{BT} = 498.86 PSI$$

$$\underline{\underline{P_{BT} = 500 PSI}}$$

Lo cual es muy bajo si recordamos que la máquina va a estar tarada a 1200 PSI.

Para el cálculo de la velocidad del vástago usamos nuevamente la **Ecuación 5-4**, teniendo ahora que:

$$V_{ERT} = \frac{27.6 GPM}{\pi/4 (4^2) pulg^2} \frac{231 pulg^3 / Gal}{60 seg / min}$$

$$V_{ERT} = 8.456 \text{ pulg/seg}$$

$$\underline{\underline{V_{ERT} = 21.48 \text{ cm/seg}}}$$

Al igual que en la etapa de trabajo se conoce la carrera del vástago, podemos hallar el tiempo teórico que se tarda el mismo en recorrer dicha carrera.

$$t_{ERT} = \frac{\text{carrera}}{\text{velocidad}}$$

$$t_{ERT} = \frac{36 \text{ cm}}{21.48 \text{ cm/seg}}$$

$$\underline{\underline{t_{ERT} = 1.68 \text{ seg}}}$$

Este tiempo demuestra la ventaja obtenida con regeneración que es la ganancia de 4.

Una vez construida la máquina comparamos cuanto presión requería la regeneración. La tabla muestra la relación entre el taraje de la válvula de seguridad y los tiempos de ascenso del vástago.

Tabla 11. Relación Entre La Presión Del Sistema Y El Tiempo De Avance

| Presión [PSI] | Tiempo [Seg] |      |      |      |      | Tiempo Promedio |
|---------------|--------------|------|------|------|------|-----------------|
| <b>500</b>    | 2.13         | 2.05 | 2.16 | 2.17 | 2.12 | 2.13            |
| <b>600</b>    | 2.17         | 2.16 | 1.98 | 2.07 | 2.10 | 2.08            |
| <b>700</b>    | 2.10         | 2.12 | 2.15 | 2.04 | 2.05 | 2.09            |
| <b>1000</b>   | 2.15         | 2.14 | 2.04 | 2.07 | 2.11 | 2.10            |
| <b>1500</b>   | 2.16         | 2.20 | 2.03 | 2.04 | 2.12 | 2.11            |

Fuente: Autores

Se comprobó que después de 500PSI el valor de taraje de la válvula de seguridad no influye; lo cual es lógico porque la presión de regeneración es una presión resultante intrínseca al montaje del circuito.

El valor de 500 PSI nos demuestra una excelente selección en el tamaño de las válvulas.

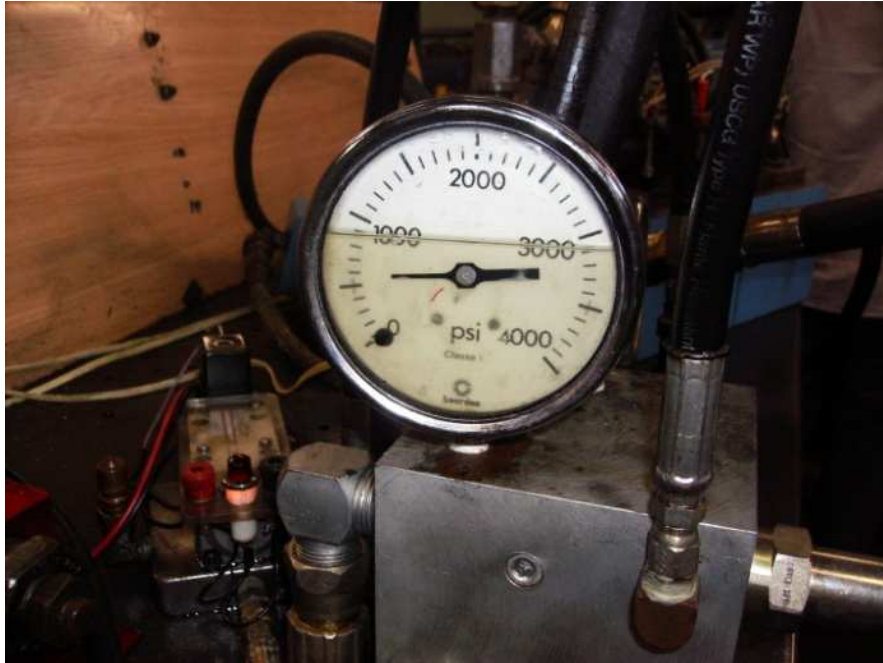
Durante la etapa de pruebas los manómetros (el de la válvula de descarga y el de la válvula de seguridad) mostraron una presión aproximadamente de 500 PSI (durante la etapa de regeneración) cada vez que la válvula de seguridad se taraba por encima de 500 PSI.

Figura 79. Presión De La Válvula De Descarga En La Etapa De Regeneración



Fuente: Autores

Figura 80. Presión De la Válvula de seguridad En La Etapa De Regeneración



Fuente: Autores

La potencia consumida realmente por el banco se calculó mediante la **Ecuación 5-5**.

$$Pot_{[HP]} = \frac{(6.9 \text{ GPM})(550 \text{ PSI})}{1714(0.85)}$$

$$\underline{\underline{Pot_{[HP]} = 1.982 \text{ Hp}}}$$

En las **Figuras 74 y 75** vemos claramente el paso de la regeneración a fuerza total.

Figura 74. Presión De La Válvula De Descarga En La Etapa De Trabajo



Fuente: Autores

Figura 75. Presión De La Válvula De Seguridad En La Etapa De Trabajo



Fuente: Autores

Ya conocidos los parámetros reales de la etapa de avance rápido procedimos a determinar los porcentajes de error que presenta esta etapa.

Tabla 12. Porcentaje De Error En La Etapa De Avance Rápido

| Tiempo Teórico | Tiempo Real | % error |
|----------------|-------------|---------|
| 1.68 seg       | 1.98seg     | 17.85   |

Fuente: Autores

Este error no se debe a la incertidumbre de las medidas, sino que al no contar el banco con sistema de estabilidad térmica el caudal de la bomba varia con el tiempo.

## CONCLUSIONES

La prensa embutidora desarrollada para mostrar la **REGENERACIÓN OLEOHIDRÁULICA APLICADA EN LA EMBUTICIÓN DE CHAPAS METÁLICAS EN FRÍO**, cumplió con los resultados esperados:

- Se logró explicar el principio de la regeneración de una manera práctica utilizando elementos industriales.
- Se dotó al Laboratorio de Potencia Fluida (Sistemas oleo neumáticos) de la Escuela de Ingeniería Mecánica una práctica en la que los estudiante asimilan claramente la regeneración y el uso de la válvula de descarga. Práctica que ya se está siendo desarrollado por los estudiantes.
- El proceso de selección en el tamaño de las válvulas fue exitoso.
- La falta de un sistema de estabilidad térmica hace que el caudal de bomba varíe con el tiempo generando errores de medición.
- La estética de la embutición se centra en la no formación de pliegues, por ende, la fuerza que ejerce el prensachapas no debe ser excesiva (Rotura del materia), pero, tampoco muy suave (Formación de pliegues).

## BIBLIOGRAFÍA

- ✓ **VICKERS** (1995) *Manual de Oleohidráulica Industrial*, (Tercera Ed.), España, Editorial Blume.
- ✓ **MannesmannRexroth**, (1991) Fundamentos y componentes de la Oleohidráulica Training Hidráulico, Compendio 1.
- ✓ **SINGER, Ferdinand L.** (1817) *Resistencia De Materiales* (Tercera Ed.), México, Harper&RowPublish
- ✓ **ROSSI, Mario** (1966) *Estampado En Frío De La Chapa* (Octava Ed.), España, Editorial Científico – Médica.
- ✓ **WASSILIEFF, B.** (1966) *Embutición* (Segunda Ed.), Francia, EditionsDunod
- ✓ **HAMROCK, BERNARD J.** (2000) *Elementos De Máquinas* (Primera Ed.), México, McGrawn-Hill
- ✓ **MOTT, ROBERT L.**(2006) *Diseño De Elementos De Máquinas* (Cuarta Ed.),México, Pearson Educación

## NOMENCLATURA

$\Delta P_{ch}$  = Caída de presión a través de la válvula cheque

$\Delta P_{dir}$  = Caída de presión a través de la válvula direccional

$\Delta P_{sellos}$  = Caída de presión a través de sellos y racores.

$\eta_T$  = Eficiencia total de la bomba

$\eta_V$  = Eficiencia volumétrica de la bomba

$A_N$  = Área Anular del vástago

$A_P$  = Área del pistón

$D_{ic}$  = Diámetro interno del cilindro

$P_1$  = Presión en la cara del Pistón

$P_2$  = Presión en la cara Anular del Pistón

$P_3$  = Presión Entre Válvulas cheque

$P_B$  = Presión de Bomba

Pot = Potencia de la bomba

$Q_B$  = Caudal real de la bomba

$Q_N$  = Caudal nominal de la bomba

$t_{ETT}$  = Tiempo teórico en la etapa de trabajo

$t_{NR}$  = Tiempo sin regeneración

$V_{ER}$  = Velocidad en la etapa regeneración

$V_{ERR}$  = Velocidad en la etapa regeneración real

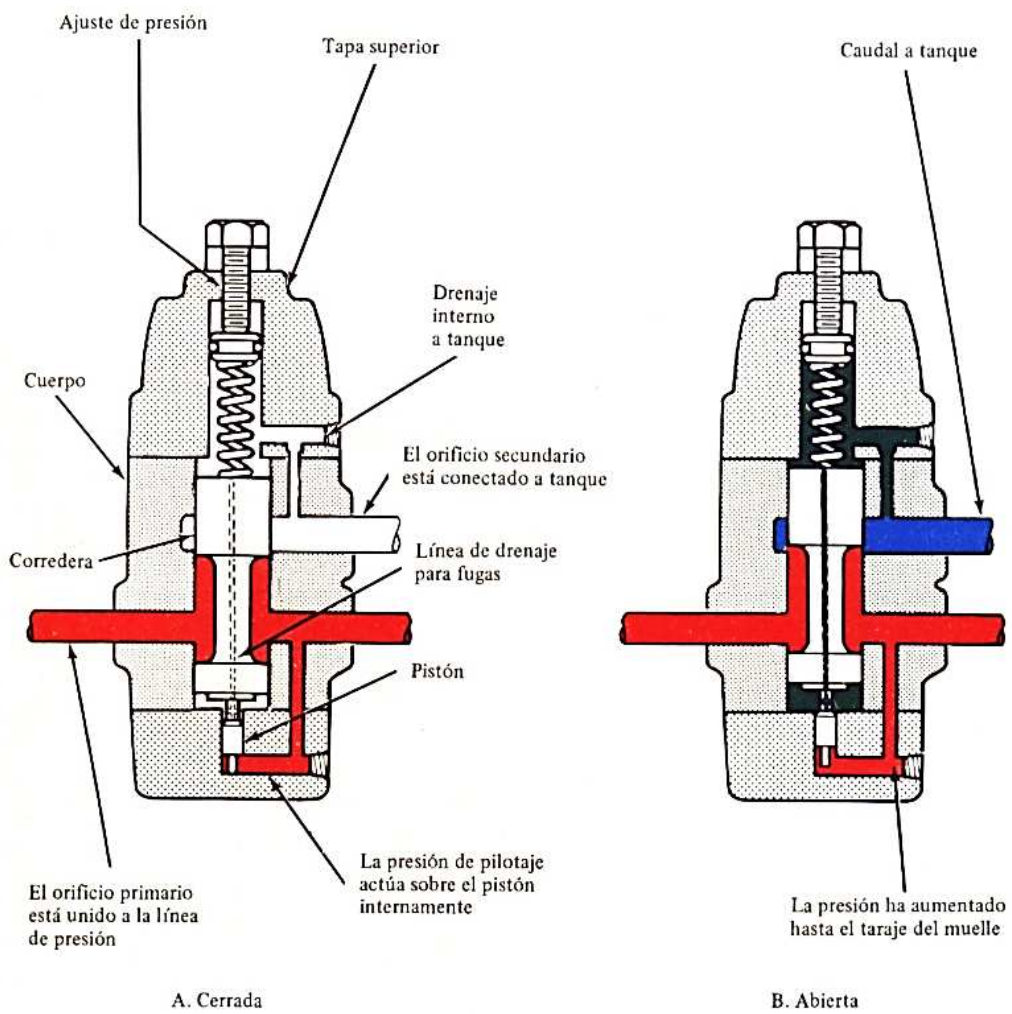
$V_{ET}$  = Velocidad en la etapa de trabajo

$V_{NR}$  = Velocidad en la etapa sin regeneración

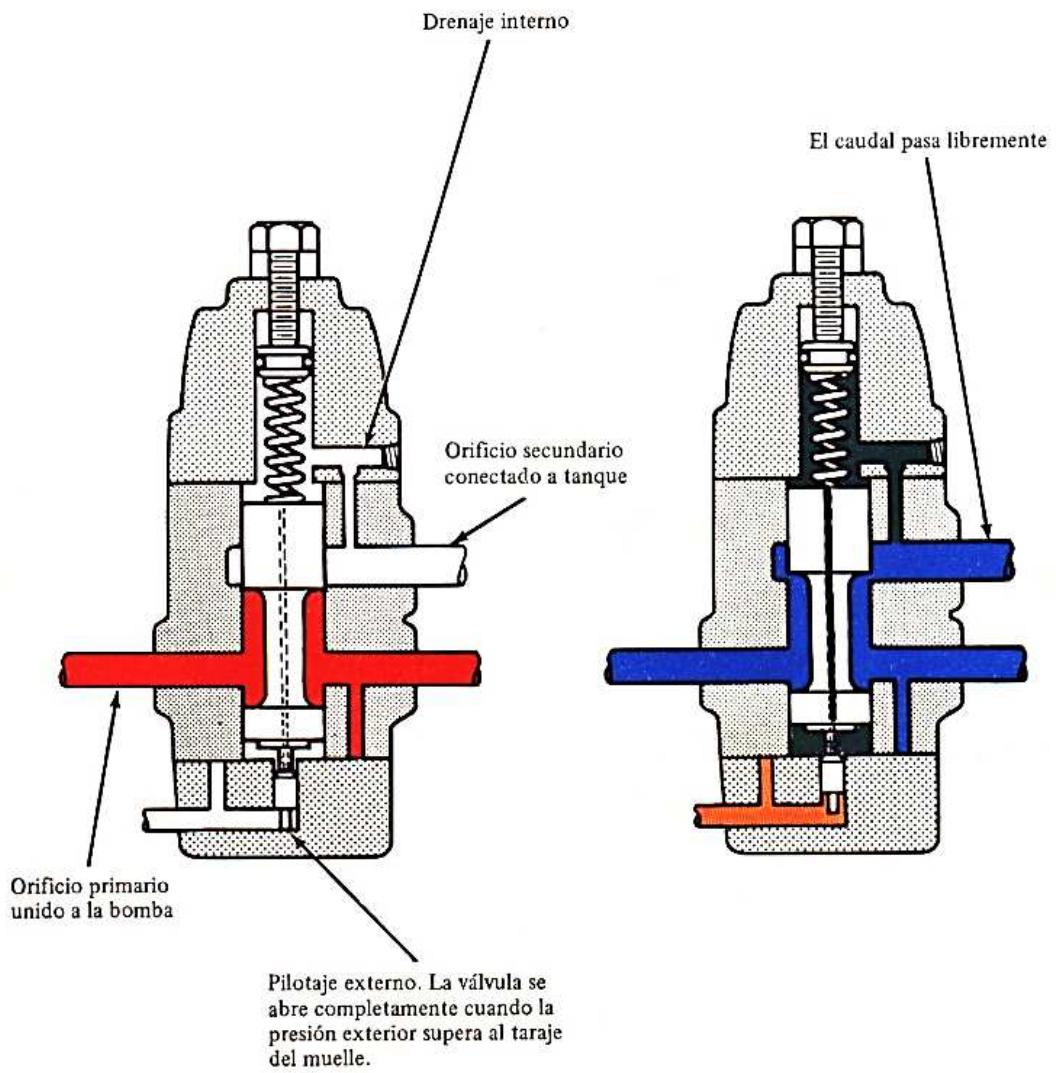
$W$  = Peso del vástago más peso del punzón

## **ANEXOS**

## **Anexo A. Configuraciones de las Válvulas Tipo R y Tipo RC**



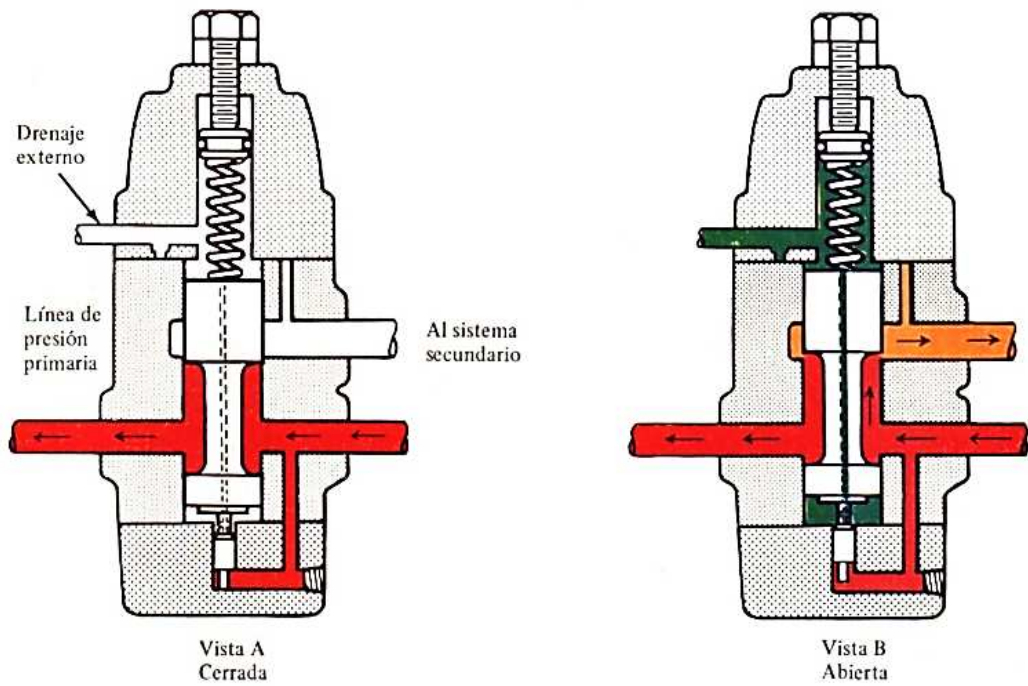
**Válvula de seguridad tipo "R"**



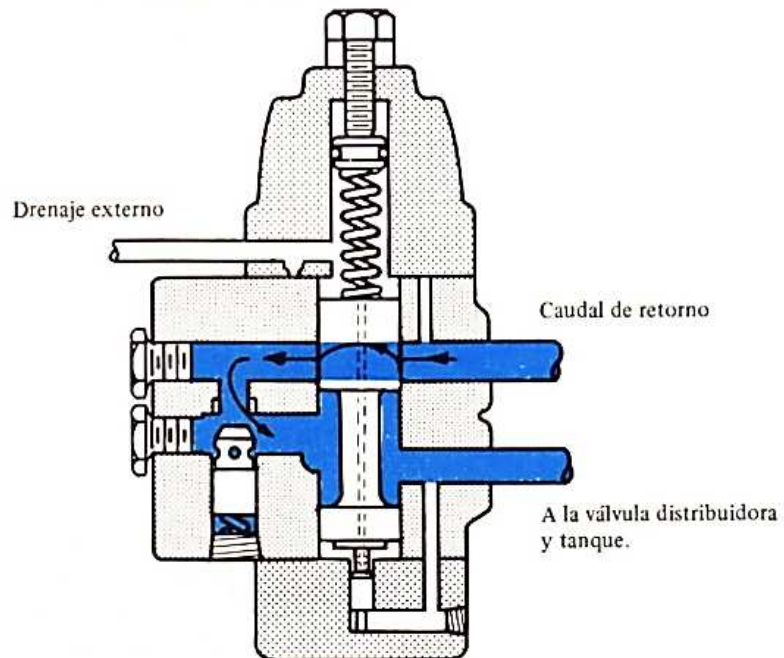
A. Cerrada

B. Descargando

**Válvula de descarga tipo "R"**



**Válvula de secuencia tipo "R"**



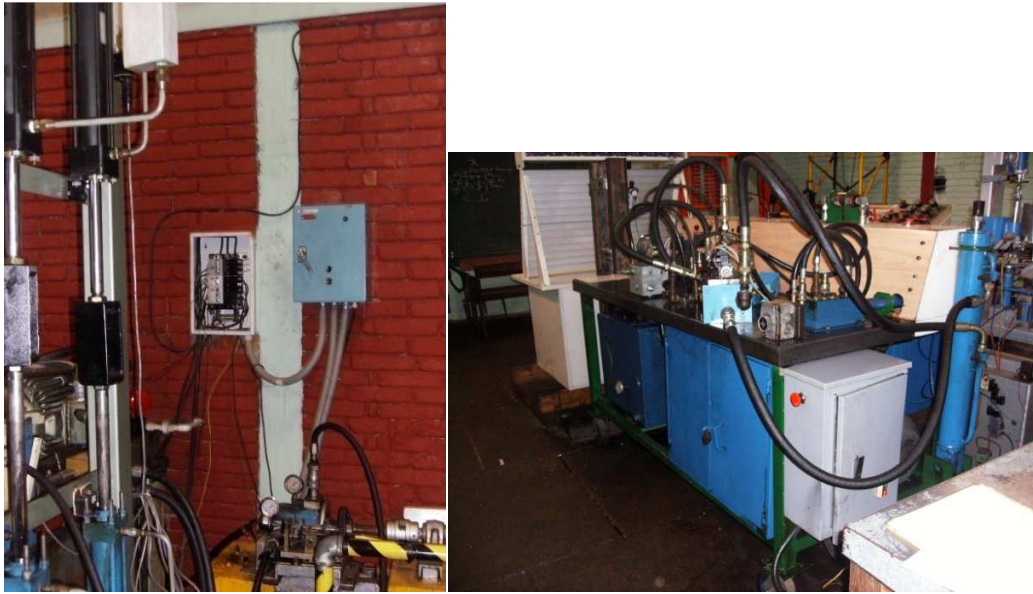
**Válvula de secuencia tipo "RC" permite la circulación libre del aceite en sentido contrario**

## **Anexo B. Manual De Funcionamiento**

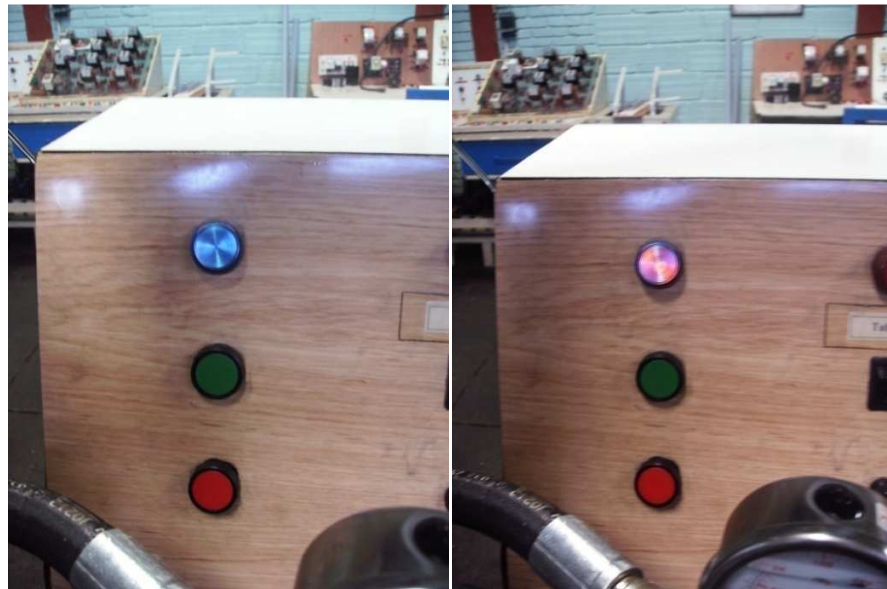
## MANUAL DE FUNCIONAMIENTO GENERAL

Los pasos para lograr una embutición de la chapa metálica en frío exitosa son:

1. Accionar los breaker trifásicos ubicados el primero frente al banco de bombas dobles, y el segundo en uno de los costados del mismo.



- a. Al accionarse los dos breaker la señal de banco energizado (ubicado en la esquina superior derecha del banco) debe activarse.



2. Una vez energizado el banco se debe energizar el tablero.



3. Verificar que la válvula que se encuentra en la parte superior del banco se encuentre abierta (paralela al banco) para dejar activa solamente la bomba de 7.5 GPM.



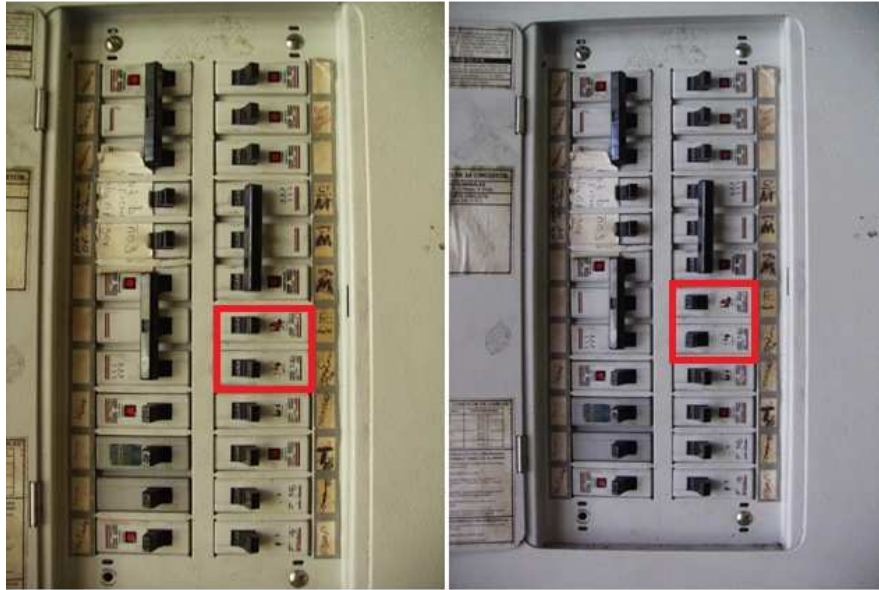
4. Se debe dar encendido al conjunto motor bomba, y activar la opción de presión para que el aceite se caliente a su temperatura de trabajo (aproximadamente 49°C).



5. Tarar la presión de la válvula de seguridad del sistema a 1200PSI.



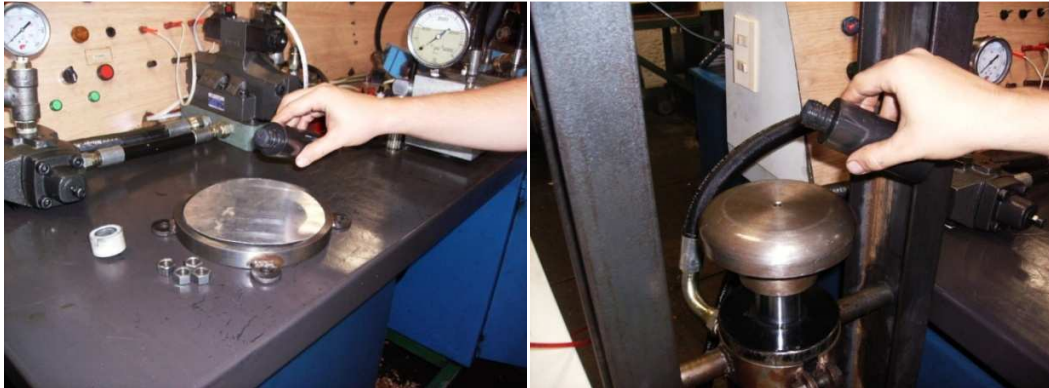
6. Accionar los breaker del compresor del banco Festo, que se encuentran junto a la puerta de acceso al laboratorio de Potencia Fluida.



7. Verificar una presión superior a 5 Bar en el manómetro del banco Festo



8. Lubricar las diferentes piezas que entran en contacto durante la etapa de embutición (Chapa, Prensa chapas, Matriz , Punzón)



9. Sujetar el prensa chapas y la chapa de aluminio a la matriz (apretando en cruz) con un apriete medio, asegurando que las marcas de la matriz y del prensa chapas queden enfrentadas.



10. Accionar el Solenoide a de la válvula direccional en el tablero de control para iniciar la etapa avance rápido y posteriormente la etapa de embutición.



11. Accionar el Solenoide b de la válvula direccional en el tablero de control, después de haber finalizado la embutición de la chapa.



12. Posicionar la perilla de control en el centro una vez finalizada la operación de retorno rápido.

13. Retirar el prensa chapas conectar la manguera del banco Festo en la válvula que se encuentra en la parte superior de la prensa, abrir la válvula de paso del banco Festo y recibir la chapa embutida con la mano.



14. Limpiar la superficie de la pieza embutida (repetir la secuencia de pasos del 8 al 14 por cada pieza adicional que se desee embutir)



## **Anexo C. Manual De Mantenimiento**

## **INSTRUCTIVO DE MANTENIMIENTO GENERAL**

Con el fin de prolongar la vida operativa de la prensa embutidora se debe estar atento a las condiciones de operación, una prensa en buenas condiciones trabaja sin calentarse, no presentan fugas y alcanzan la presión de trabajo rápidamente. Por ejemplo, una buena señal es cuando la presión máxima requerida es recuperada en un tiempo de 0.5 a 1 segundo. Si la prensa tarda más de 2 o 3 segundos en recuperar la presión, se debe de pensar en problemas de la bomba, la válvula de alivio o del motor.

### **Actividades De Cuidado Básico**

- ✓ Revise las fugas de aceite. Apriete cualquier accesorio flojo y remueva cualquier derrame de aceite. Mantener la prensa limpia permitirá a los operadores detectar y localizar nuevas fugas que se puedan generar.
- ✓ Verifique el nivel de aceite. Si es necesario, llene el tanque. Establezca el tipo de aceite que se necesita revisando la placa de especificaciones adherida a la mayoría de las máquinas.
- ✓ Revise que no haya tornillos flojos. Examine el área alrededor del troquel ya que algunos troqueles pueden causar vibraciones y golpeteos que pueden aflojar tornillos.
- ✓ Inspeccione la lubricación en las charolas de las guías. Algunos rodamientos tienen accesorios que deben ser engrasados para mantener una delgada capa de lubricante sobre el vástago. Hay que evitar engrasar en exceso ya que esto permite la acumulación de polvo que puede ocasionar un desgaste prematuro.
- ✓ Ya que la prensa ha tenido el tiempo suficiente para calentarse y alcanzar la temperatura de trabajo, mida la temperatura del aceite (la temperatura ideal es de 49°C).
- ✓ Conserve limpia el área de trabajo.

### **Nivel De Aceite En Tanque**

Niveles bajos de aceite o aceite sucio reducirán la vida útil de la prensa. La temperatura del aceite puede mantenerse alrededor de 49°C por medio de enfriadores de agua. El siguiente punto de un buen mantenimiento es monitorear el aceite por lo mínimo una vez al año. Los resultados nos pueden indicar cuándo reemplazar los filtros. Por medio de este monitoreo los operadores pueden determinar los diferentes tipos y tamaños de partículas que hay en el aceite, si el aceite contiene agua, así como la lubricidad. En la mayoría de los casos no se necesita cambiar el aceite, en vez de esto se puede mezclar algún tipo de aditivo.

### **Sistema Eléctrico**

El sistema eléctrico es otra área crítica para el mantenimiento. Las bobinas de las válvulas tienen una vida útil típica de tres millones de ciclos, reemplazarlos antes de que fallen puede ahorrar horas de mantenimiento correctivo y tiempo muerto, esto se puede lograr instalando un contador de tiempo y un contador de ciclos sin puesta a cero; que ayudaran en la programación de los mantenimientos. Además, se debe inspeccionar el cableado de control una vez al año, verificando que las conexiones estén apretadas y localizando cables en malas condiciones, remueva el cableado de repuesto o sin usar y elimine cualquier suciedad o polvo del gabinete.

### **Sistema Hidráulico**

La primera fase del mantenimiento preventivo, consiste en inspeccionar y "oir" la máquina. A continuación insertamos una tabla donde proponemos problemas en el sistema hidráulico y sus posibles soluciones.

Tabla 13. Problemas En El Sistema Hidráulico Y Sus Posibles Soluciones

| INDICADORES   | POSIBLES CAUSAS   | OPCIONES  |
|---|---|---|
| <ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Pérdidas</b></li> </ul>                             | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Culata de cilindro rota o dañada</li> <li>• Presión del sistema demasiado alta</li> <li>• Vástago doblado o rayado</li> <li>• juntas dañadas o inadecuadas</li> <li>• Sellado defectuoso de la manguera y el acoplamiento</li> <li>• Conexión de la manguera mal apretada</li> </ul>           | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Inspección /reparación</li> </ul>  |
| <ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Desviación excesiva</b></li> </ul>                  | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Hay que ajustar la válvula</li> <li>• Cilindro rayado</li> <li>• Juntas dañadas</li> <li>• Válvula rayada</li> </ul>   | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Inspección /reparación</li> </ul>  |
| <ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Funcionamiento ruidoso</b></li> </ul>               | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Enfriador de aceite averiado</li> <li>• Nivel de aceite bajo</li> <li>• Filtro obstruido</li> <li>• Bomba o motor desgastado</li> <li>• Válvula de seguridad averiada</li> </ul>   | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Llene el depósito hasta el nivel máximo</li> <li>• Inspección /reparación</li> </ul> |
| <ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Calentamiento excesivo</b></li> </ul>               | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Enfriador de aceite averiado</li> <li>• Nivel de aceite bajo</li> <li>• Filtro obstruido</li> <li>• Bomba o motor desgastado</li> <li>• Válvula de seguridad averiada</li> <li>• Aceite de viscosidad inadecuada</li> <li>• Sistema obstruido</li> <li>• Malos hábitos del operador</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Llene el depósito hasta el nivel máximo</li> <li>• Inspección /reparación</li> </ul> |
| <ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Juntas de cilindro sueltas</b></li> </ul>           | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Cilindro o vástago desgastados</li> <li>• Bomba o motor desgastados</li> </ul>   | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Inspección /reparación</li> </ul>  |
| <ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Ciclos lentos</b></li> </ul>                        | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Vástagos de los cilindros dañados</li> <li>• Válvula averiada</li> <li>• Nivel de aceite bajo</li> <li>• Bomba o motor desgastado</li> </ul>   | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Inspección /reparación</li> </ul>  |
| <ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Rozamiento o abrasión de la manguera</b></li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Pérdidas por los orificios de desagüe en el material de revestimiento</li> <li>• Alineación y fijación de la manguera deficientes</li> <li>• Daño de origen externo</li> </ul>   | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Inspección /reparación</li> </ul>  |
| <ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Movimiento</b></li> </ul>                           | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Alineación y fijación de la manguera</li> </ul>  | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Inspección</li> </ul>  |

|                                   |  |              |
|-----------------------------------|--|--------------|
| <b>excesivo de la manguera</b>    | deficientes<br>• Aeración o cavitación                           | /reparación  |
| • <b>Resultados del análisis</b>  | • Detección de altos niveles de desgaste en la muestra de aceite | • Inspección |
| • <b>Muchas horas de servicio</b> | • El sistema lleva muchas horas de servicio sin problemas        | • Inspección |

Fuente:

<http://members.fortunecity.es/100pies/mantenimiento/mantenimientohidraulico5.htm>