

## **CAPÍTULO 2. SERVOVÁLVULAS.**

### **2.1 INTRODUCCIÓN A LAS SERVOVÁLVULAS.**

Empezaremos este segundo capítulo dando una visión general del concepto de servoválvula, y de los diferentes tipos de servoválvulas.

Una servoválvula es una válvula de control direccional de infinitas posiciones, controlada por una señal eléctrica. En su versión más generalizada, una servoválvula se puede desglosar en tres partes, figura 1.

- Actuador eléctrico.
- Amplificador oleohidráulico.
- Válvula de control direccional de infinitas posiciones, tipo corredera.

El actuador eléctrico, es un dispositivo que en función de una señal eléctrica posiciona un elemento mecánico, (conjunto armadura paletas).

El amplificador oleohidráulico, es un dispositivo que en función de la posición del elemento mecánico, (paleta), controla la dirección del flujo de aceite, que a su vez controlará la posición de la corredera de la válvula de control.

El conjunto actuador eléctrico y amplificador oleohidráulico se denomina "interfase electro-oleohidráulica".

La válvula de control direccional de infinitas posiciones, es una válvula del tipo corredera que tiene por misión el control del flujo principal de aceite que debe accionar el actuador oleohidráulico.

#### **2.1.1 ACTUADOR ELÉCTRICO.**

El desarrollo de las servoválvulas, ha estado siempre ligado al desarrollo de los diversos dispositivos eléctricos capaces de posicionar un elemento mecánico partiendo de una señal de corriente.

Existen tres tipos de dispositivos eléctricos.

- Los motores de par.

- Los motores de fuerza.
- Los solenoides proporcionales.

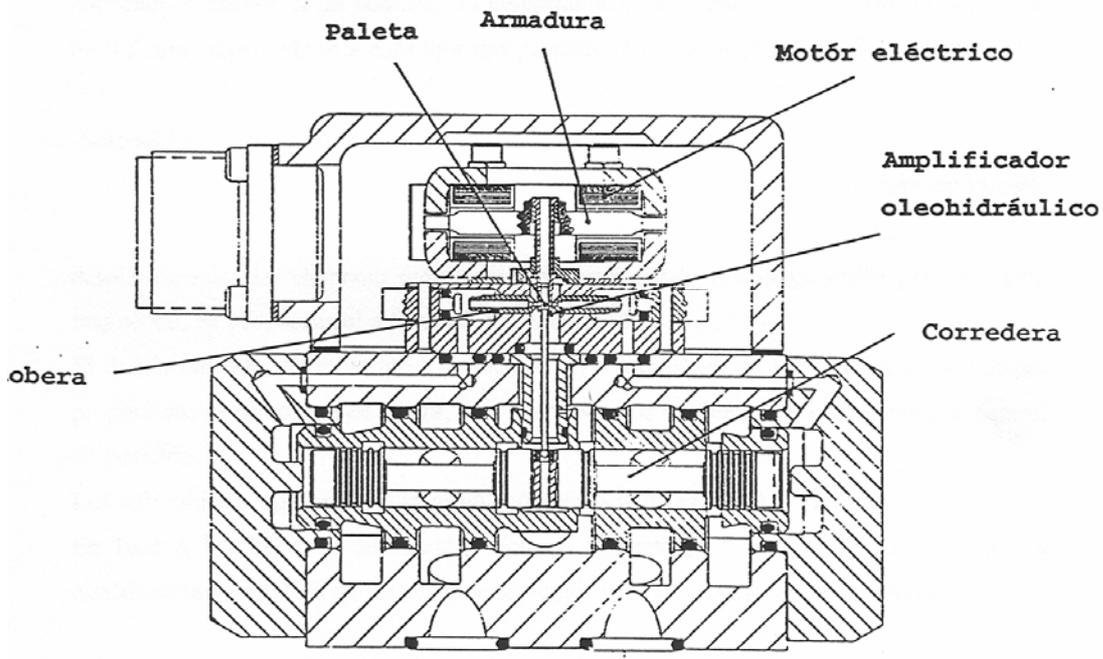


Fig. 1 Esquema de una servoválvula de una etapa con sus elementos principales.

#### Motores de par:

Son actuadores eléctricos que provocan una pequeña rotación del elemento mecánico móvil, inferior a  $1^\circ$ . Constan de:

- Una armadura.
- Un imán permanente.
- Una o dos bobinas.

El imán permanente crea un flujo magnético constante, el cual mantiene la armadura en su posición central. La introducción de una señal de corriente en las bobinas provoca la variación del campo magnético, lo cual lleva consigo al desequilibrio de fuerzas, y al consiguiente desplazamiento de la armadura hasta su nueva posición de equilibrio.

La potencia eléctrica consumida es de alrededor de un vatio.

### -Motores de fuerza:

Son los equivalentes lineales a los motores de par, puesto que poseen también imanes permanentes, y la dirección del desplazamiento depende del sentido de circulación de la corriente de entrada a las bobinas. Su desplazamiento es relativamente corto, de alrededor de 0,5 mm, acostumbran a consumir una potencia eléctrica de alrededor de 5 vatios.

### -Solenoides proporcionales:

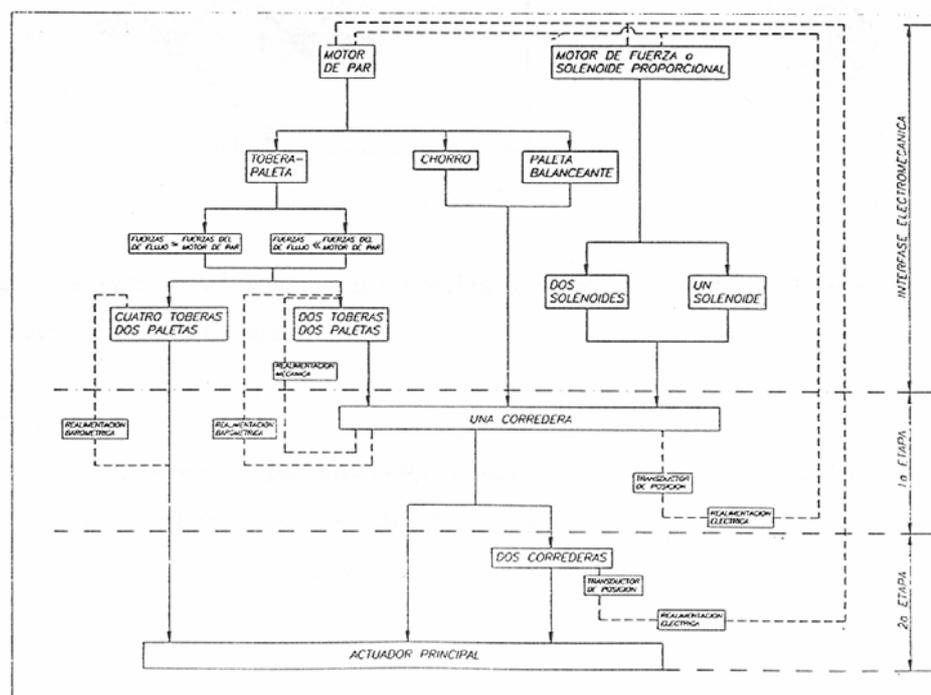
Son la solución alternativa a los motores de fuerza para conseguir un desplazamiento lineal. Están constituidos por un núcleo metálico, (elemento móvil), y una bobina. El desplazamiento del elemento móvil o alternativamente la fuerza generada por el campo magnético, es proporcional a la señal de intensidad.

El desplazamiento del elemento mecánico móvil es del orden de 1 mm para los solenoides proporcionales de control de fuerza, y de 5 mm para los solenoides proporcionales de control de posición.

Los solenoides proporcionales trabajan con potencias de entre 10 y 25 vatios.

En base a los tipos de actuadores eléctricos descritos, en la tabla 1 se muestra una clasificación generalista de los tipos de servoválvulas que existen en la actualidad.

TABLA 1. Clasificación de las servoválvulas.



Tal como se ha mencionado en el primer capítulo, el objetivo de esta tesis se circunscribe en el estudio de una servoválvula simplemente constituida por un motor de par y un amplificador oleohidráulico de cuatro toberas y dos paletas, es decir, toda la servoválvula es exclusivamente la interfase oleohidráulica.

### 2.1.2 AMPLIFICADOR OLEOHIDRÁULICO.

El amplificador oleohidráulico de las servoválvulas obedece a un esquema tipo puente de Wheastone, tal como se observa en la figura 2, en donde los orificios situados entre P y A, y entre P y B, son de sección constante para la servoválvula de dos toberas y una paleta, y de sección variable para la servoválvula de cuatro toberas y dos paletas.

El desarrollo matemático que se encuentra a continuación, se ha realizado para el caso genérico de un amplificador de cuatro toberas y dos paletas, siendo el amplificador de dos toberas y una paleta un caso particular.

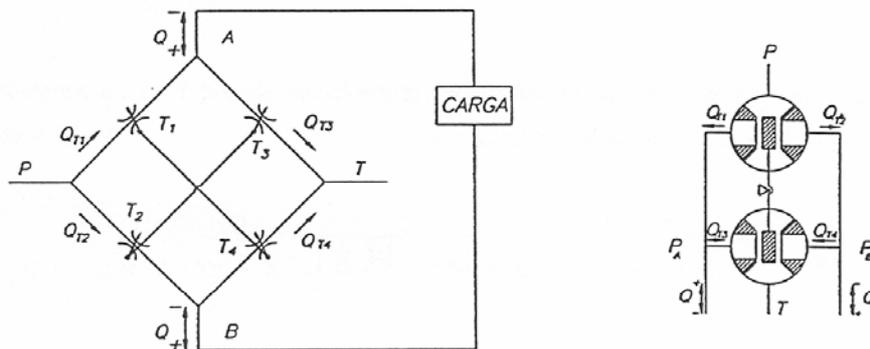


Fig. 2 Esquema simplificado de la evolución del fluido en el interior de una servoválvula de cuatro orificios variables.

Tal y como se puede apreciar en la figura 2, los orificios van unidos dos a dos, de tal forma que al aumentar la sección del orificio PA (tobera 1), aumenta también la sección del orificio BT (tobera 4), y consecuentemente disminuyen las secciones de los dos orificios restantes. El proceso se reproduce también a la inversa.

Las hipótesis iniciales para el cálculo son las siguientes:

-Fluido incompresible.

-Los coeficientes de descarga de las toberas son constantes, e independientes del número de Reynolds.

-La presión de alimentación es constante, y la presión de retorno es la atmosférica.

Si en el esquema de la figura 2, el desplazamiento de las paletas es tal que las secciones de las toberas 2 y 3 aumentan, disminuyendo consecuentemente las de las toberas 1 y 4, aplicando la ecuación de continuidad tenemos:

$$Q = Q_{T3} - Q_{T1} \quad (1)$$

$$Q = Q_{T2} - Q_{T4} \quad (2)$$

Apoyándonos en las hipótesis mencionadas, aplicamos la ecuación de Bernoulli entre la entrada y salida de cada una de las toberas y sustituimos el resultado obtenido en las dos ecuaciones de continuidad precedentes.

$$Q = Cd \pi d (X_0 + X) \sqrt{\frac{2 P_a}{\rho}} - Cd \pi d (X_0 - X) \sqrt{\frac{2 (P - P_a)}{\rho}} \quad (3)$$

$$Q = Cd \pi d (X_0 + X) \sqrt{\frac{2 (P - P_b)}{\rho}} - Cd \pi d (X_0 - X) \sqrt{\frac{2 P_b}{\rho}} \quad (4)$$

Con el objeto de generalizar estas ecuaciones, vamos a proceder a su adimensionalización, para ello se hace necesario definir las variables de referencia:

-Caudal y presión de referencia.

Supongamos que las paletas están en posición central, en estas condiciones, el caudal que se dirige hacia la carga, es nulo,  $Q = 0$ . Al mismo tiempo, según la ecuación de continuidad

se cumplirá:

$$Q_{T1} = Q_{T2} = Q_{T3} = Q_{T4}$$

De donde, al igualar  $Q_{T1} = Q_{T3}$  se deduce:  $P_a = P / 2$ , y análogamente

$$Q_{T2} = Q_{T4} \text{ implica: } P_b = P / 2.$$

A partir de este instante vamos a denominar:

$$P_0 = P / 2.$$

$$Q_{T1} = Q_{T2} = Q_{T3} = Q_{T4} = Q_0$$

donde:

$$Q_0 = Cd \pi d X_0 \sqrt{\frac{2 P_0}{\rho}} \quad (5)$$

Las magnitudes de referencia que utilizaremos para adimensionalizar son:

$$\bar{Q}_i = \frac{Q_i}{Q_0} \quad \bar{P}_i = \frac{P_i}{P} \quad \bar{X}_i = \frac{X_i}{X_0} \quad (6)$$

Si dividimos las ecuaciones 3 y 4 por la 5, y adimensionalizamos el resultado obtenemos las ecuaciones básicas siguientes.

$$\bar{Q} = (1 + \bar{X}) \sqrt{\frac{\bar{P}a}{P_0}} - (1 - \bar{X}) \sqrt{\frac{(1 - \bar{P}a)}{P_0}} \quad (7)$$

$$\bar{Q} = (1 + \bar{X}) \sqrt{\frac{(1 - \bar{P}b)}{P_0}} - (1 - \bar{X}) \sqrt{\frac{\bar{P}b}{P_0}} \quad (8)$$

con el objetivo de representarlas, en el anexo 1 se ha desarrollado un programa en lenguaje pascal.

Los valores obtenidos se muestran en las figuras 3 b,c,d, en donde:

$$\bar{P}d = \bar{P}b - \bar{P}a \quad (9)$$

$$Pa + Pb = P$$

Operando de un modo análogo para un sistema con dos orificios fijos y dos orificios variables se llega a las ecuaciones:

$$\bar{Q} = (1 + \bar{X}) \sqrt{\frac{Pa}{Po}} - \sqrt{\frac{(1 - Pa)}{Po}} \quad (10)$$

$$\bar{Q} = \sqrt{\frac{(1 - Pb)}{Po}} - (1 - \bar{X}) \sqrt{\frac{Pb}{Po}} \quad (11)$$

Los valores obtenidos para este caso se han graficado y se muestran en las figuras 4 b,c,d.

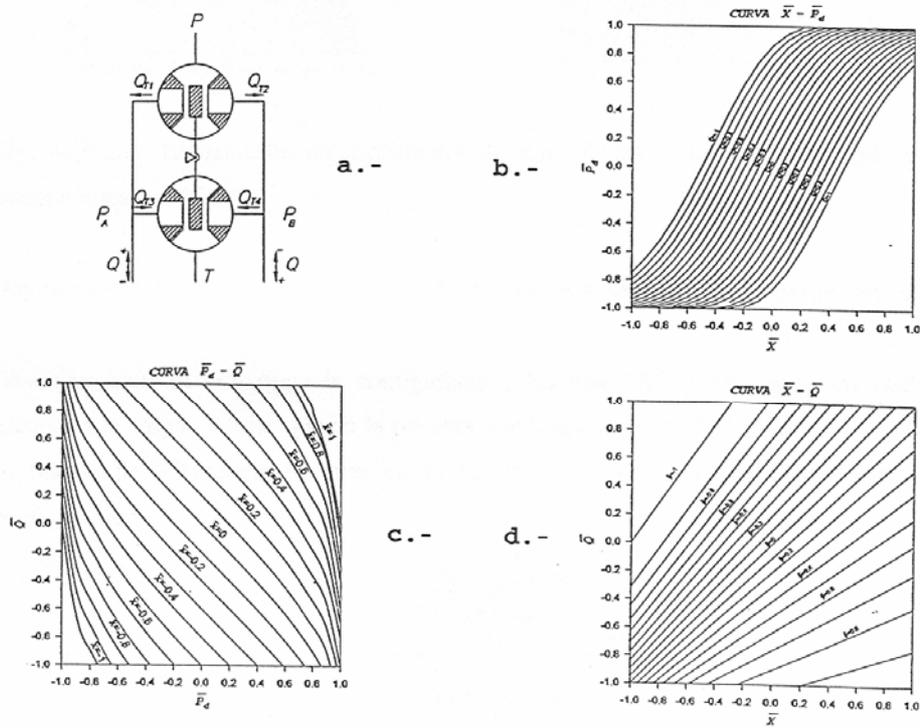


Fig. 3a,b,c,d. Esquema de un distribuidor de 4 toberas y dos paletas con sus curvas características estáticas.

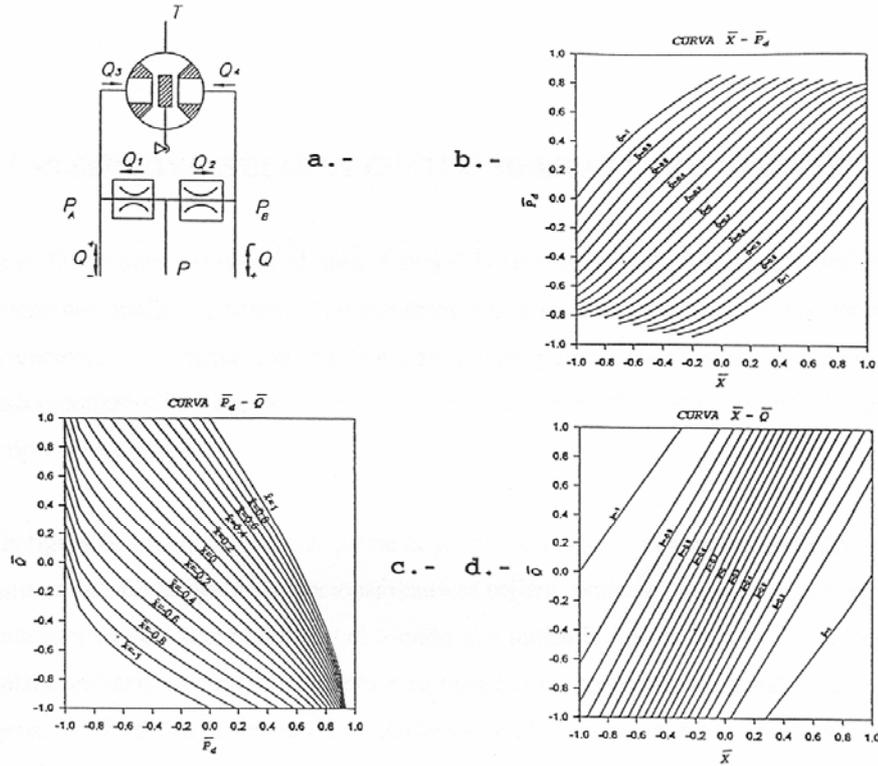


Fig. 4a,b,c,d. Esquema de un distribuidor de dos toberas y una paleta con sus curvas características estáticas.

Hay que destacar, que durante la realización de esta tesis, se observó que existe una segunda configuración de flujo interno para la interfase de cuatro toberas y dos paletas, figura 5. Obsérvese que en esta segunda configuración, las vías "A" y "B" entre las cuales se encuentra la carga, son las que en la primera configuración eran "P" y "T".

El puente de Wheastone descrito en la figura 2, es válido también para esta nueva configuración.

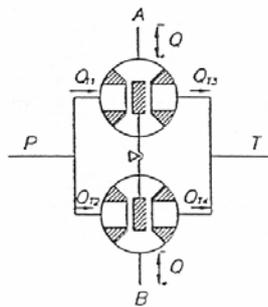


Fig. 5 Otro esquema de evolución del flujo en el interior de una interfase con cuatro toberas.

## 2.2 LAS SERVOVÁLVULAS DE CUATRO TOBERAS Y DOS PALETAS.

Con el fin de apreciar mejor el porqué surgió la servoválvula de 4 toberas y dos paletas, es conveniente analizar primero el funcionamiento y las características de las servoválvulas convencionales, sistema con dos toberas y una paleta, constituidas por una interfase electrooleohidráulica, que controla una válvula de control direccional de infinitas posiciones del tipo corredera, (1ª etapa).

En la figura 6, encontramos un esquema de funcionamiento de una servoválvula convencional de una etapa. En lo que a su funcionamiento se refiere, podemos decir que, al producirse un desplazamiento de la armadura en el sentido que indica la flecha, la paleta se ve obligada a desplazarse hacia la derecha respecto a su posición de reposo, aumentando así, la abertura de paso de fluido en la tobera de la izquierda, y disminuyendo dicha abertura en la tobera de la derecha. Como a ambos lados de las toberas tenemos la presión de alimentación, al desplazarse la tobera, se rompe el equilibrio de presiones inicial, creándose una presión superior en la línea de alimentación de la tobera de la derecha (justo antes del estrangulamiento fijo), que en la parte homóloga izquierda de la válvula. Esta diferencia de presiones, actúa directamente sobre la corredera, haciendo que esta se desplace de derecha a izquierda, (según muestra la figura 6), y consecuentemente abriendo parcialmente el paso de fluido de P a A, y de B a tanque.

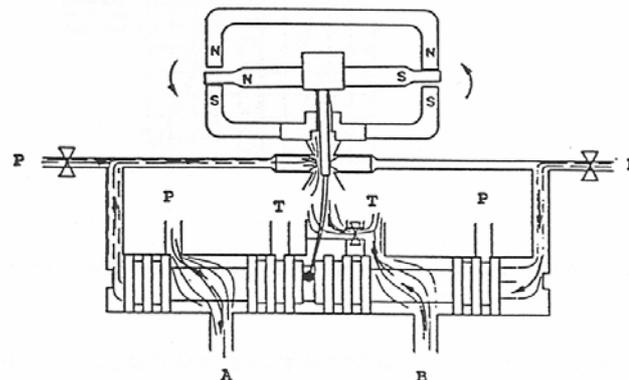


Fig. 6 Esquema de funcionamiento de una servoválvula compuesta por una interfase oleohidráulica y una primera etapa de corredera.

Para conseguir que la corredera se sitúe en una posición determinada de su trayectoria, se utiliza el muelle de realimentación. La posición de equilibrio se consigue en cada punto cuando las fuerzas que actúan sobre los extremos de la corredera, las fuerzas de flujo y las del muelle de realimentación se equilibran.

Las características principales de estas servoválvulas convencionales, son: ver figura 7.

-El caudal útil es mucho mayor que el caudal de fugas. Este es intrínseco al principio de funcionamiento de estas servoválvulas, y es máximo cuando la paleta está centrada.

-La ganancia de presión es elevada, pudiéndose llegar a disponer de toda la presión de alimentación.

-Las características de caudal sin carga son destacadamente lineales.

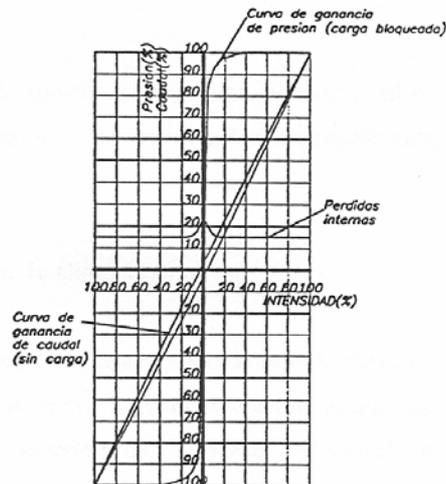


Fig. 7 Curvas características estáticas de una servoválvula de una etapa.

La interfase necesita poca potencia para ser controlada, aunque tiene el inconveniente de que las fuerzas de flujo que actúan sobre la paleta pueden perturbar su posicionamiento. Siendo este problema mayor a medida que aumenta la potencia oleohidráulica que se desea controlar.

Las características teóricas, en régimen estático de la interfase oleohidráulica con dos toberas y una paleta son: figura 8.

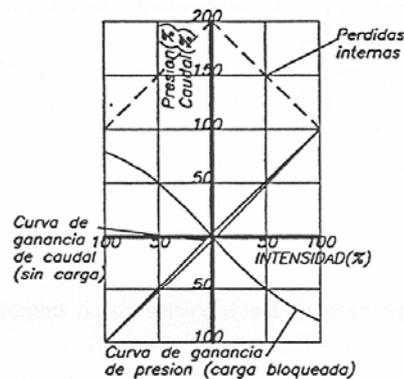


Fig. 8 Curvas características teóricas de la interfase oleohidráulica compuesta por dos toberas y una paleta.

- Para una señal de alimentación máxima, el caudal útil es igual al caudal de fugas.
- El caudal de fugas para una corriente de alimentación nula, (paletas centradas), es dos veces el caudal de fugas para intensidad máxima.
- La ganancia de presión es relativamente baja, pudiéndose llegar a alcanzar un máximo del 80% de la presión de alimentación.

Cabe destacar que, hasta la aparición de la servoválvula de cuatro toberas y dos paletas, a principios de los sesenta, todos los diseños de la interfase oleohidráulica estaban pensados para accionar la corredera de la válvula de control direccional de infinitas posiciones, (primera etapa).

Por otra parte, las características desde el punto de vista de control dinámico de un sistema típico, constituido por una servoválvula de dos toberas y una paleta, y un actuador lineal simétrico (doble vástago), no son las más deseables.

Veamos que requerimientos se deben satisfacer en un servosistema de posición sometido a perturbaciones de carga, figura 9.

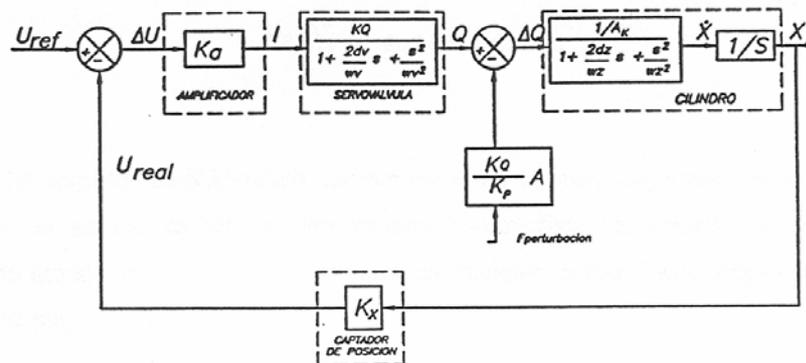


Fig. 9 Diagrama de bloques de un servosistema de posición sometido a perturbaciones de carga.

Lo que queremos es analizar la estabilidad y precisión del servosistema, para ello descompondremos este servosistema en dos subsistemas, en uno estudiaremos la estabilidad y en el otro la precisión.

Para estudiar la estabilidad, consideraremos que no existe perturbación, de donde la ganancia en bucle abierto será:

$$\text{Ganancia en bucle abierto} = K_v = K_A K_Q K_X / A.$$

Para estudiar la precisión estudiaremos el sistema en lazo cerrado cuando actúa la perturbación.

Si estudiamos la variación de fuerza que sufre el sistema cuando hay una variación de posición obtendremos:

$$\text{Variación de fuerza respecto una variación de posición} = K_v K_P A^2 / K_Q$$

Para que un sistema tenga estabilidad y precisión es necesario que la variación de fuerza respecto la variación de posición en función de la ganancia en bucle abierto supere un valor mínimo, ó en forma de ecuación:

$$\frac{K_p A^2}{K_Q} > \text{Valor mínimo}$$

El área del actuador oleohidráulico aparece como un término importante en lo que a la precisión del sistema se refiere. Por razones constructivas, el actuador no puede ser demasiado grande, con lo cual es importante que cualquier servoválvula tenga una relación  $K_p / K_Q$  lo mayor posible.

Las servoválvulas convencionales de una etapa, tienen una relación  $K_p / K_Q$ , que oscila entre 30 y 80, mientras que la correspondiente interfase oleohidráulica (motor de par y amplificador oleohidráulico de dos toberas y una paleta), la relación  $K_p / K_Q$  es menor a la unidad. Resultado que se desprende de las figuras 4b y 4d.

Por otro lado, de las figuras 3b y 3d, se observa que la relación  $K_p / K_Q$  para la interfase de cuatro toberas y dos paletas tiene un valor de 2.

Si comparamos la relación  $K_p / K_Q$  teórica, de un amplificador oleohidráulico convencional de dos toberas y una paleta con la relación obtenida en un amplificador oleohidráulico de cuatro toberas y dos paletas, observaremos un incremento de más del 100 %.

### 2.3 CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DE LA SERVOVÁLVULA "MOOG".

Una vez deducidas y representadas las curvas características estáticas teóricas del amplificador de cuatro toberas y dos paletas, parece interesante hallar cuales son las características reales de la servoválvula en estudio, con el fin de comparar cuanto difieren unas de otras. Cabe destacar que la servoválvula disponible actualmente en el mercado y por consiguiente la ensayada, tiene la configuración esquematizada en la figura 5.

En cualquier servoválvula, se distinguen tres curvas características estáticas: La curva de presión vs. intensidad, la curva de caudal vs. intensidad, y la de fugas vs. intensidad.

El esquema de las conexiones utilizadas para la realización de las curvas experimentales, se resume en un lado de cada una de las figuras 10,11,12.

Para evaluar la curva presión-intensidad (fig 10), bloqueamos las salidas A y B (simulación de la condición de carga bloqueada), y medimos la diferencia de presión entre A y B para las diferentes intensidades suministradas a la servoválvula.

Si para esta misma configuración medimos el caudal que se dirige hacia el tanque, y lo representamos en función de la intensidad suministrada a la servoválvula, obtendríamos la curva característica denominada de fugas vs intensidad. Fig 11.

Por otro lado, si unimos las dos salidas que se dirigen hacia el actuador (A y B), situamos en medio un caudalímetro, y vamos midiendo el caudal que circula entre A y B en función de la intensidad suministrada a la servoválvula, obtendremos la curva de caudal vs. intensidad, figura 12.

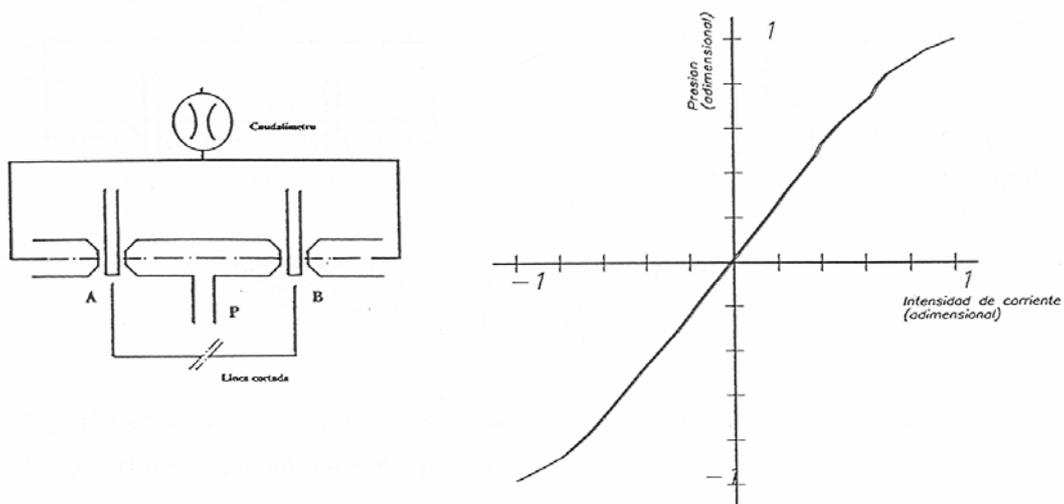


Fig. 10 Curva característica de presión vs intensidad hallada experimentalmente, de una interfase compuesta por cuatro toberas y dos paletas.

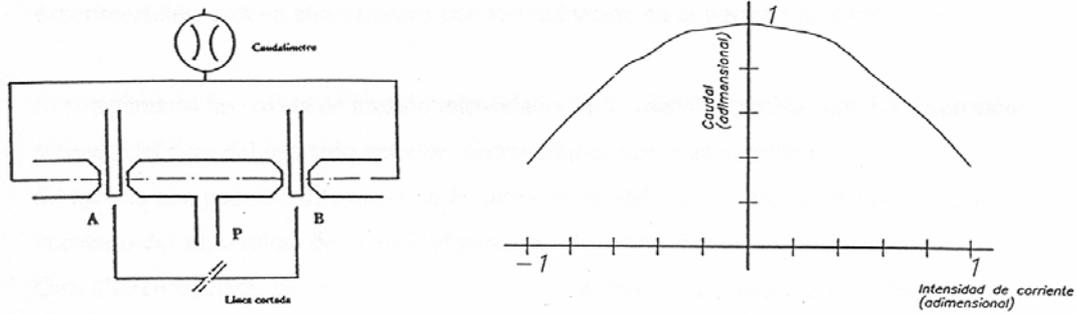


Fig. 11 Curva característica experimental de pérdidas de la interfase oleohidráulica compuesta por cuatro toberas y dos paletas.

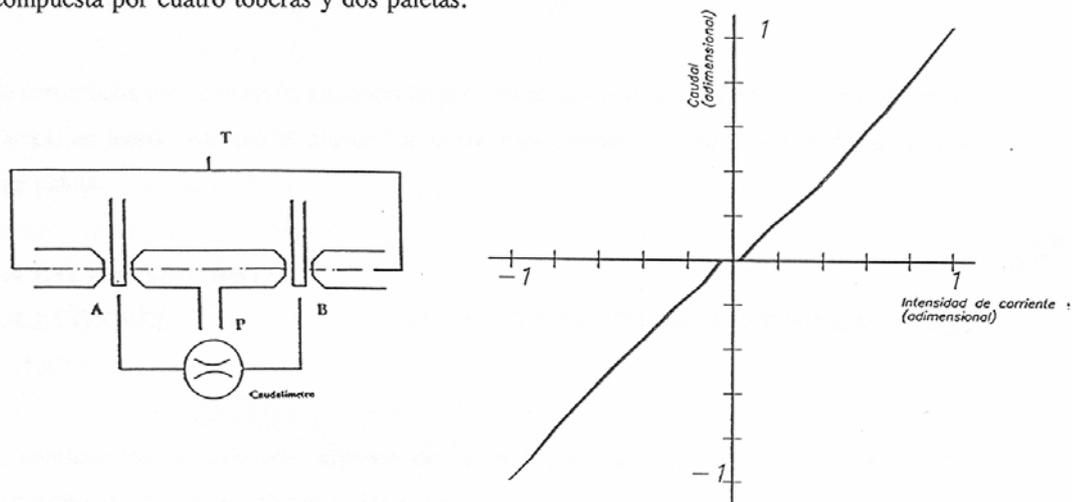


Fig. 12 Curva característica experimental caudal vs intensidad, de la interfase oleohidráulica compuesta por cuatro toberas y dos paletas.

Estas pruebas se han realizado manteniendo una presión diferencial entre el conducto de presión y de tanque constante e igual a 7 MPa.

La intensidad suministrada a la servoválvula se variaba en cada una de las pruebas entre cero y la máxima permitida por la servoválvula.

La conexión eléctrica de las dos bobinas de la servoválvula es en serie.

Tanto el banco de ensayos como el proceso seguido en la realización de estas curvas

experimentales, está en concordancia con lo establecido en la norma ISO 6404.

Si comparamos las curvas de presión intensidad y la de caudal intensidad con las de presión y caudal teóricas del apartado anterior, observaremos una gran similitud.

Se aprecia una pequeña diferencia en la curva de caudal real, en donde se observa que es necesario dar un mínimo de intensidad para que el sistema empiece a responder.

Otra diferencia clara, es que en las curvas reales se observa que existe una histéresis.

Tal vez la comparación más significativa entre dichas curvas, sea la que se pueda hacer con respecto a la relación entre la ganancia de presión y la ganancia de caudal,  $K_p / K_Q$ , Esta relación tiene un valor de 1,2 cuando las curvas son experimentales, y de 2 cuando las curvas son teóricas.

Se comprueba que la relación ganancia de presión ganancia de caudal no es tan grande como parecía en teoría. Aunque es mayor que la correspondiente a la interfase con dos toberas y una paleta.

## **2.4 ESTADO DEL ARTE.**

### **2.4.1 CON RELACIÓN A LAS SERVOVÁLVULAS DE CUATRO TOBERAS Y DOS PALETAS.**

A continuación se comentan algunos de los trabajos más relevantes con relación a las servoválvulas de cuatro toberas y dos paletas.

1.- La servoválvula de cuatro toberas fue desarrollada por la empresa Moog en la década de los sesenta, siendo descrita por primera vez por L.J. Williams en 1965 (1). En este artículo se dan a conocer tanto las características estáticas como las dinámicas de la servoválvula, indicando además algunas características de diseño para mejorar el comportamiento de la misma.

Hay que indicar que lo que se pretendía con esta nueva configuración, era crear una servoválvula que tuviese un comportamiento comparable a una servoválvula convencional pero con un menor consumo. *energético*

Un primer logro fue que para la intensidad máxima, todo el caudal se dirigía hacia el actuador, consiguiendo así que su funcionamiento fuese prácticamente el mismo al de una servoválvula convencional, aunque reduciendo el caudal de fugas.

Por otro lado, al tener esta servoválvula una realimentación positiva de presión, como consecuencia natural de las fuerzas que actúan sobre la paleta situada en el colector de presión, sus características dinámicas eran muy superiores a las de su homóloga de una etapa.

Habida cuenta que se trata de una válvula hidráulicamente equilibrada, esta puede ser accionada por un motor de par de baja potencia.

2.- Y. Tchouprakov 1979 (2) presenta un estudio exhaustivo de las toberas utilizadas en servoválvulas, también indica las características estáticas ideales de los diversos sistemas tobera - paleta, en donde incluye la configuración propuesta por Williams. Estudia la evolución de la velocidad y la presión en el intersticio entre tobera y paleta cuando el flujo de aceite es saliente, indicando la aparición de posibles depresiones, y por tanto hace referencia a la posible aparición de cavitación. Indica también que las fuerzas de flujo quedan afectadas por este fenómeno, y en consecuencia tienden a inestabilizar el sistema. En su estudio considera que los coeficientes de descarga dependen del número de Reynolds.

3.- S.A. Kassem y H.A. Arafa 1982 (3), desarrollan un modelo teórico que permite deducir las características estáticas y dinámicas de la servoválvula propuesta por Williams, y las compara con las de una servoválvula de dos toberas. Asimismo indican la importancia del dimensionado de los conductos internos de la servoválvula para poder optimizar el comportamiento dinámico de la misma. Indican que un aumento de la sección y ó longitud de los conductos internos, influye en la frecuencia máxima de trabajo de la misma.

4.- Arafa, Kassem y Osman 1987 (4), amplían el anterior estudio introduciendo una comparación entre las características estáticas obtenidas vía modelización con las obtenidas experimentalmente. Hacen de nuevo incapié en que la capacitancia y la inercia de los volúmenes de aceite de los conductos que unen las toberas dos a dos, tienen un efecto significativo sobre el comportamiento dinámico de la servoválvula.

Comentan que durante los ensayos no aparecen fenómenos de cavitación.

5.- S.A. Kassem y H.A. Arafa 1987 (5), estudian las fuerzas de flujo que actúan sobre las paletas. De su estudio se deduce que cuando las paletas están centradas, la fuerza resultante es nula, mientras que cuando no están centradas, las fuerzas de flujo tienden a separarlas de su posición de equilibrio. Esto fue ya comentado por Williams en su primer artículo.

Los autores comentan que sería interesante el disponer de una servoválvula de estas características pero que pudiese controlar potencias mayores, y proponen dos nuevas configuraciones que se basan en sustituir las paletas por un sistema de eje giratorio para desviar el fluido. Lo que se busca en definitiva es un dispositivo en el que las fuerzas de flujo afecten lo mínimo posible.

6.- M.K. Bahr 1988 (6), analiza con más detalle las nuevas configuraciones propuestas por Kassem y Arafa. Encuentra que los límites de funcionamiento son debidos a la aparición de cavitación. Halla teórica y experimentalmente las curvas estáticas de estas configuraciones. Encuentra asimismo desde el punto de vista teórico las características dinámicas, indicando cuales serían las dimensiones más apropiadas de los conductos internos.

7.- M.A. Elgamil 1991 (7), resume los estudios realizados por Kassem, Arafa y Bahr. Cabe destacar un estudio en donde analiza como varían las características de la servoválvula en el caso de que la simetría de esta no fuese perfecta, (mecanización, montaje, etc). Entre sus conclusiones cabe destacar:

-El par que se crea en la armadura tiende a descentrar esta, pudiendo crear problemas de inestabilidad.

-La inestabilidad mejora al reducir la presión de trabajo y o aumentar la constante del muelle mecánico.

-Pequeños errores de simetría en la distancia tobera paleta, no tienen prácticamente efecto alguno en el comportamiento de la servoválvula.

#### 2.4.2 OTROS TRABAJOS.

A continuación se comentan otros trabajos relevantes realizados sobre servoválvulas y que tratan aspectos de su funcionamiento, tales como interacción tobera/paleta, modelización, y comportamiento dinámico.

- 1.- R.K. Duggins et al 1973 (8) analiza en un modelo a escala el flujo de aceite en el intersticio tobera - paleta, y también las fuerzas de flujo que actúan en dicho interespacio. Describen que existe una zona de presiones negativas justo cuando el fluido empieza a adentrarse en el canal formado entre tobera y paleta.
- 2.- S. Hayashi, T. Matsui y T. Ito 1975 (9) analizan el flujo en el interespacio tobera - paleta, mediante el método de los elementos finitos, (MEF). Observan que para diferentes distancias tobera paleta aparecen diferentes tipos de flujo, creándose zonas de vórtices con presiones inferiores a la atmosférica. Además indican que los números de Reynolds en este flujo son bajos, alrededor de 500. Estudian la longitud y anchura de los vórtices que se generan, en función de la distancia tobera - paleta. Comprueban que el empuje que el fluido ejerce sobre la paleta, concuerda notoriamente con los resultados experimentales.
- 3.- J.M. Kirshner y A. E. Schmidlin 1976 (10) en un artículo en donde analizan los sensores fluídicos indican que en el límite de estabilidad del chorro de fluido, el número de Strouhal es proporcional a la raíz cuadrada del número de Reynolds.
- 4.- R. Capdevila 1977 (11) desarrolla una servoválvula neumática de dos toberas con deriva de cero e histéresis mínimas, encontrando que las características de la servoválvula mejoran con la miniaturización de la misma. Durante la realización de su tesis, encuentra ciertas inestabilidades en el posicionamiento de la paleta, debidas a la interacción chorro de fluido motor de par.
- 5.- M. Lebrun, S. Scavarda y A. Jutard 1978 (12) simulan mediante ordenador, el funcionamiento de una servoválvula de dos etapas con realimentación mecánica. Su simulación se basa en diagramas de bloques, llegando a simular con resultados satisfactorios tanto las características estáticas como dinámicas. Una característica interesante de esta simulación es que tiene en cuenta que el coeficiente de descarga es función del número de Reynolds.
- 6.- S. Hayashi T. Matsui y K. Imai 1980 (13) estudian la estabilidad y las oscilaciones automantenidas del sistema tobera - paleta - conducto. Llegando a las siguientes conclusiones:

-En un sistema tobera - paleta - conducto, existen diversos modos de oscilación que pueden ser inestables.

-La amplitud de la oscilación queda limitada por el choque mecánico entre tobera y paleta.

-La frecuencia de oscilación menor, es la que corresponde al movimiento de la paleta, siendo dicha frecuencia independiente de la longitud del conducto.

Dichos autores dan además un diagrama en donde se indican las zonas de estabilidad e inestabilidad para el sistema tobera - paleta - conducto.

7.- J. Watton 1980 (14) estudia el comportamiento dinámico de la servoválvula de dos toberas. Describe la aparición de una vibración de alta frecuencia (silbido). En dicha válvula existe un orificio calibrado en el conducto de retorno con el fin de crear una presión en la cámara de retorno, con el objetivo de evitar la aparición de cavitación. Encuentra que la inestabilidad, depende de la presión de alimentación; al aumentar la presión de alimentación, se detectan las inestabilidades en un mayor intervalo del posicionado de la paleta con relación a la tobera.

Estudia también, la estabilidad motor de par - paleta, indicando que el coeficiente de amortiguamiento del aceite juega un papel importante en el sistema. Observa además que al quitar los orificios calibrados del conducto de retorno, el silbido desaparece.

8.- T. Nakada 1985 (15) publica un artículo en donde pretende abarcar los márgenes control de las servoválvulas electrohidráulicas, basándose en su caudal máximo y su frecuencia para un desfase de  $90^\circ$ . Tal vez su aportación más significativa sea que encuentra una correlación que indica que el caudal nominal en servoválvulas es inversamente proporcional al cuadrado de la frecuencia para un desfase de  $90^\circ$ . Sin que intervenga para nada la dimensión de la misma.

9.- S.L. Lin y A.Akers 1985 (16) estudian el comportamiento de una servoválvula de dos toberas, indicando que para estabilizar mejor la primera etapa es interesante al unir la paleta con un pequeño cilindro por el que circulará el aceite hacia tanque. Comprueban al igual que otros autores que las características estáticas y dinámicas de la servoválvula dependen de la presión e alimentación, y de algunas dimensiones críticas de la servoválvula.

10.- S.j. Lin Y A. Akers 1988 (17) amplían su estudio sobre la estabilidad del amplificador oleohidráulico de una servoválvula de dos toberas, inciden de nuevo en que la estabilidad se logra mediante un amortiguador del tipo "squeeze film damper", (cilindro unido a la paleta y que regula el paso del fluido hacia tanque). Recomiendan además trabajar con una relación de presiones entrada salida determinada, con el fin de minimizar los efectos de temperatura del aceite y tolerancias sobre el comportamiento dinámico de la válvula.

11.- S.J. Lin y A. Akers en 1989 (18) analizan los efectos que sobre el comportamiento dinámico causa la variación del huelgo radial pistón - camisa en el amortiguador, y la longitud del mismo. Estudian además los efectos que la presión de alimentación causa en el sistema.

12.- A. Akers, S.T. Tsai y S.J. Lin 1990 (19) proponen una nueva configuración de servoválvula con un amortiguador del tipo "squeeze film damper", y una primera etapa constituida por dos correderas. En este artículo se optimizan las características principales del amplificador oleohidráulico de dos toberas y una paleta.

13.- Akers y S.J. Lin 1990 (20) complementan el estudio anterior, y llegan a demostrar que para obtener una máxima estabilidad, el huelgo radial entre el cilindro del amortiguador y la camisa, ha de valer 0,076 mm, llegando a tener la mejor respuesta dinámica cuando la relación diámetro longitud del cilindro sea  $D/L = 1,5$ ; para  $D = 9.5$  mm.

14.- Akers y Lin 1990 (21), donde hacen referencia a la misma configuración de servoválvula, en donde la primera etapa está formada por dos correderas, se compara esta configuración con la convencional de una única corredera. Concluyen que el comportamiento dinámico es mejor cuando esta posee una única corredera.

15.- T. Tsai, S.J. Lin, y A. Akers 1990, 1991 (22) (23) (24), desarrollan un estudio del comportamiento dinámico de la servoválvula con amortiguador. Cabe destacar, que estos autores consideran en todo momento que los coeficientes de descarga de las toberas son constantes e independientes del número de Reynolds.

## 2.5. CONCLUSIONES.

A la vista de la documentación analizada cabe destacar que las servoválvulas de cuatro toberas y dos paletas han sido estudiadas fundamentalmente por el grupo dirigido el Dr. M.H. Arafa (3), (4), (5), si exceptuamos los trabajos de la propia empresa constructora Moog.

A nivel general cabe destacar que la servoválvula de cuatro toberas y dos paletas presenta unas mejores prestaciones con relación a la servoválvula de dos toberas y una paleta. Dispone de una relación  $K_p / K_Q$  mayor, y el caudal de fugas es mucho más pequeño.

A nivel de modelización del funcionamiento en régimen permanente de las servoválvulas, Arafa establece un modelo que nos ha servido de referencia. Es de destacar que en la mayoría de las modelizaciones se presupone que los coeficientes de descarga son constantes, e independientes del número de Reynolds. Este tema se analiza en profundidad en el capítulo 3.

A nivel de servoválvula de cuatro toberas y dos paletas, esta hipótesis es inadmisibile, habida cuenta que los modelos de flujo en un sistema tobera - paleta no tienen porque coincidir con los modelos de flujo de un sistema paleta - tobera.

Con relación a la modelización del comportamiento dinámico de la servoválvula cabe destacar el empleo de modelos de parámetros concentrados y métodos fundamentados en diagramas de bloques. (14), (16).

Con relación a las inestabilidades, en la mayoría de los estudios dedicados al análisis del flujo en el interespacio tobera - paleta, se hace incapié en la dificultad de definir correctamente que modelos de flujo de fluido tienen lugar en esta zona, y en que condiciones aparecen. A criterio de algunos investigadores, la alternancia entre los distintos modelos de flujo (adherido y separado), que pueden aparecer en esta zona, es la causa de la mayoría de inestabilidades. Lo que concuerda con otros artículos en donde se comenta que las fuerzas de flujo que actúan sobre las paletas tienden a desequilibrar el sistema, (1),(7),(11),(13).