

CAPÍTULO 4. MODELIZACIÓN DE LA SERVOVÁLVULA MOOG-92.

4.1 INTRODUCCIÓN.

A la vista de la información recogida en los apartados anteriores y que se pueden resumir en los siguientes puntos.

- 1.- Origen de la perturbación, se encuentra en el interior de la servoválvula.
- 2.- En las servoválvulas objeto de estudio se han identificado dos configuraciones: la configuración que denominamos Williams, y la actual que denominaremos Moog 92.
- 3.- Se observa que en el interior de esta servoválvula, el fluido se dirige en sentido tobera paleta y también en sentido paleta tobera, encontrando que el flujo en este último caso tiene tendencia a ser inestable.

Nos planteamos un estudio exhaustivo de este modelo de servoválvula. Este estudio comporta el análisis en régimen permanente y transitorio del funcionamiento de la servoválvula.

Valorando las disponibilidades para poder realizar este estudio, se ha creído conveniente complementar el estudio experimental iniciado en el capítulo segundo con una simulación numérica del funcionamiento del conjunto.

En concreto este apartado se ha dividido en 3 subapartados, a saber:

- 1.- Identificación y caracterización paramétrica de todos los elementos que constituyen la servoválvula.
- 2.- Desarrollo de un modelo del conjunto servoválvula actuador lineal, en base al método de "Bond Graph" o diagramas de enlaces.
- 3.- Explotación del modelo y validación de los resultados.

4.2 CARACTERÍSTICAS DEL CONJUNTO SERVOVÁLVULA.

En la figura 1 se muestra un esquema del conjunto servoválvula / motor de par, en donde se detallan los principales componentes del sistema.

Hay que destacar que la configuración de flujo que se muestra es la denominada Moog 92.

En lo que sigue encontraremos la caracterización de cada uno de los elementos principales de la servoválvula, a saber: motor de par, amplificador oleohidráulico, conjunto armadura, y elementos elásticos.

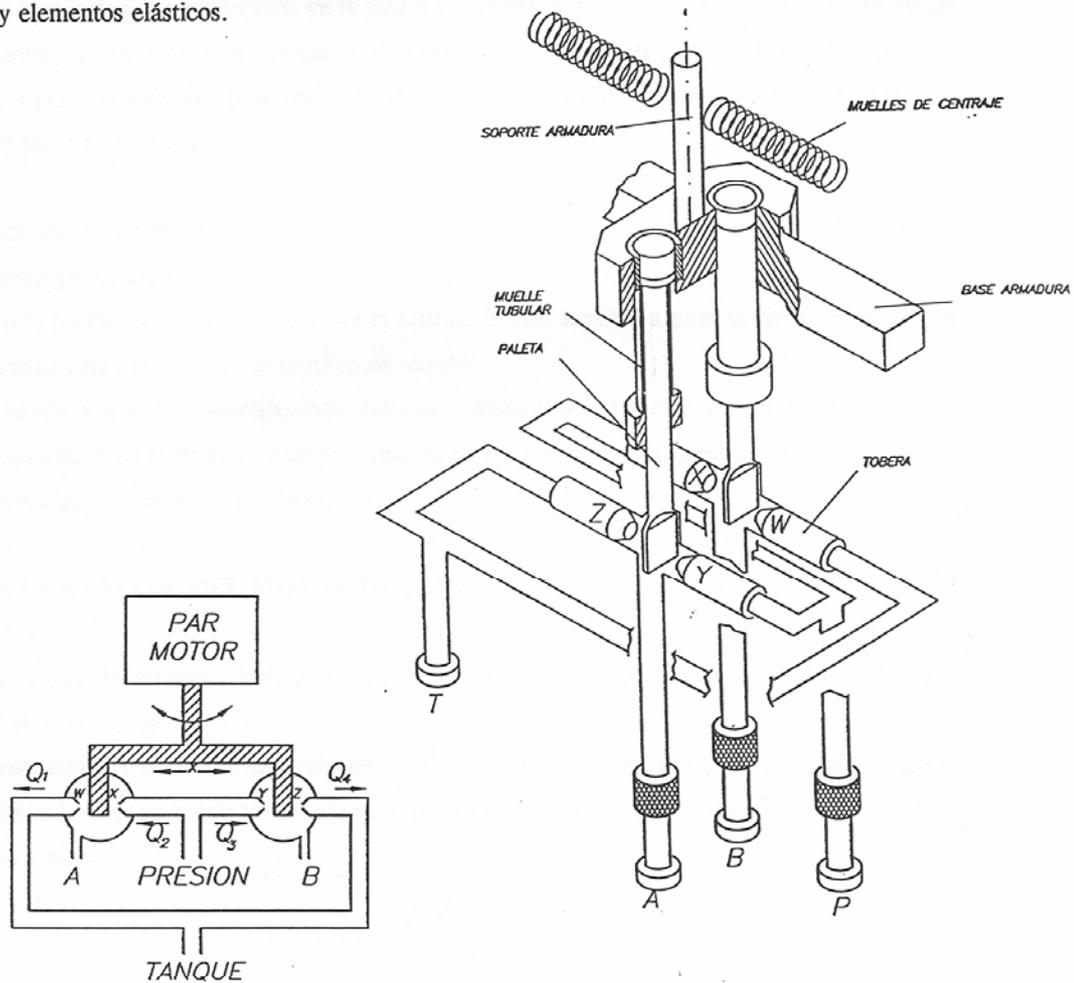


Fig. 1 Conjunto servoválvula, elementos básicos y evolución de flujo, configuración Moog 92.

4.3 MOTOR DE PAR.

Este es el elemento básico de accionamiento para el control de la servoválvula, en concreto se trata de un dispositivo eléctrico que da un par motor proporcional a la intensidad

suministrada a la bobina.

El motor de par representado en la figura 2 consiste en una armadura montada sobre un eje central, y suspendida en un espacio libre dentro de un campo magnético. Dos piezas polares, una permanentemente polarizada positiva y otra negativa, mantienen la armadura en el seno de un campo magnético.

Cuando la intensidad fluye a lo largo de las bobinas de motor, la intensidad del campo magnético entre los entrehierros varía, atrayendo un extremo de la armadura y repeliendo el otro, produciendo así un par sobre la misma, la cual tendería a girar si no fuese por el par antagonista creado por los muelles de torsión.

Debido a que las características estáticas y dinámicas del motor de par juegan un papel importante en el diseño y comportamiento de las servoválvulas, pasaremos seguidamente a investigar dichas características.

4.3.1 ANÁLISIS DEL MOTOR DE PAR.

El motor de par está alimentado por una fuente de corriente continua de 12 V, ver figura 2. Tal y como se acaba de decir, al aplicar un voltaje E_{bb} al motor de par, se crea una intensidad de corriente en cada bobina, dando lugar a una variación de flujo magnético en los entrehierros, como consecuencia se desarrolla un par que será proporcional a la corriente suministrada.

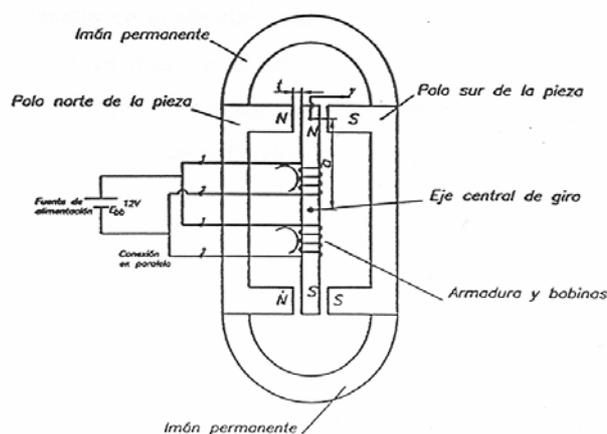


Fig. 2 Esquema de funcionamiento de un motor de par.

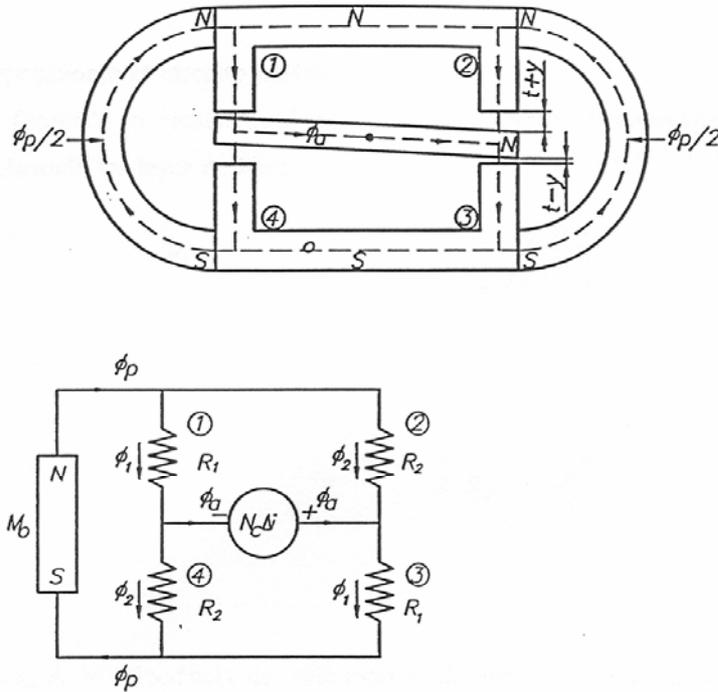


Fig. 3 Esquema del flujo magnético en el motor de par.

Pasemos seguidamente a analizar los circuitos de flujo magnético, con el fin de establecer el flujo en los espacios entre armadura e imanes permanentes y a través de la propia armadura.

Tal como ilustra la figura 3 los caminos de flujo son bastante complejos. Un análisis aproximado aunque adecuado puede ser hecho asumiendo que los entrehierros constituyen las reluctancias dominantes en el circuito, esto implica que despreciaremos las reluctancias de los materiales magnéticos frente a las del aire.

Debido a la simetría podremos asumir que las reluctancias de los espacios de aire diagonalmente opuestos son iguales valiendo:

$$R_1 = \frac{t - y}{\mu_o A} \quad (1)$$

$$R_2 = \frac{t + y}{\mu_o A} \quad (2)$$

Con estas suposiciones el circuito magnético puede simplificarse tal y como se muestra en la figura 3b. Teniendo en cuenta que el flujo a través de los espacios opuestos será el mismo, se deduce aplicando las leyes de Kirchoff:

$$\phi_1 = \frac{M_o + N_c \Delta i}{2R_1} = \frac{M_o + N_c \Delta i}{2 R_g (1 - \frac{Y}{t})} \quad (3)$$

$$\phi_2 = \frac{M_o - N_c \Delta i}{2R_2} = \frac{M_o - N_c \Delta i}{2 R_g (1 + \frac{Y}{t})} \quad (4)$$

donde:

$R_g = t/\mu_o A$ = reluctancia de cada espacio de aire en el punto neutro, (Amperio/Weber).

$N_c \Delta i$ = fuerza magnetomotriz debida a las corrientes de control, (Amperio espira).

M_o viene definido en términos de flujo en el espacio de aire cuando la armadura está en el punto neutro.

En el punto neutro, donde ($\Delta i = Y = 0$), las dos ecuaciones anteriores se reducen a:

$$\phi_{10} = \frac{M_o}{2R_g} = \phi_{20} \equiv \phi_g \quad (5)$$

donde Φ_g es el flujo en cada uno de los cuatro espacios entre armadura e imán permanente en el punto neutro. Así, las relaciones de flujo en los espacios de aire son:

$$\phi_1 = \frac{\phi_g + \phi_c}{1 - \frac{Y}{t}} \quad (6)$$

$$\phi_2 = \frac{\phi_g - \phi_c}{1 + \frac{y}{t}} \quad (7)$$

donde la cantidad ϕ_c es el flujo debido a la intensidad diferencial, y se define como:

$$\phi_c \equiv \frac{N_c \Delta i}{2 R_g} \quad (8)$$

Podemos comprobar que el flujo en dos espacios de aire depende de la suma del flujo del imán permanente y de la señal, mientras que en los dos espacios restantes, el flujo depende de la diferencia de flujos mencionados.

Si sumamos el flujo magnético en los dos extremos tenemos, ver figura 3:

$$\phi_p = \phi_1 + \phi_2 \quad (9)$$

$$\phi_a = \phi_1 - \phi_2 \quad (10)$$

La relación de flujo en la armadura es de particular interés, y puede ser combinada con las ecuaciones 6 y 7 obteniendo:

$$\phi_a = \frac{2\phi_g \left(\frac{y}{t}\right) + 2\phi_c}{1 - \frac{y^2}{t^2}} \quad (11)$$

Puesto que el diseño del motor de par exige en nuestro caso que $y/t < 1$ (normalmente menor que un tercio, por tanto $y^2/t^2 < 0,1$), la ecuación 11 puede ser simplificada obteniendo:

$$\phi_a = 2\phi_g \frac{y}{t} + \frac{N_c}{R_g} \Delta i \quad (12)$$

De consideraciones geométricas se puede decir:

$$\tan \theta = \frac{y}{a} \approx \theta \quad (13)$$

La aproximación indicada es normalmente válida debido a que las deflexiones son pequeñas.

Habida cuenta que la ecuación fundamental de la fuerza generada por un campo magnético está definida por:

$$F = \frac{B^2 A}{2 \mu_o} = \frac{\Phi^2}{2 \mu_o A} \quad (14)$$

y debido a que los pares creados en los intersticios de cada extremo de la armadura están en oposición, el par neto desarrollado será proporcional a la diferencia de los cuadrados de los flujos, en consecuencia el par neto desarrollado sobre la armadura será:

$$M_d = \frac{a}{\mu_o A} (\Phi_1^2 - \Phi_2^2) \quad (15)$$

Sustituyendo el flujo magnético por su valor, ecuaciones 6 y 7, y después de cierta manipulación algebraica obtenemos:

$$M_d = \frac{(1 + \frac{y^2}{t^2}) K_t \Delta i + (1 + \frac{\Phi_c^2}{\Phi_g^2}) K_m \theta}{(1 - \frac{y^2}{t^2})^2} \quad (16)$$

donde:

$$K_t = 4 (a/t) N_c \Phi_g = \text{constante de par del motor de par (en cada bobina), (Metro * Newton/amp).} \quad (17)$$

$$1/K_m = 1/(8 (a/t)^2 R_g \Phi_g) = \text{Rigidez magnética del motor de par, (Metro * Newton/rad).} \quad (18)$$

Los criterios de optimización de linealidad, estabilidad estática, y saturación de los imanes permanentes, nos permiten considerar que $(y/t)^2 \ll 1$ y $(\Phi_c / \Phi_g)^2 \ll 1$ y en consecuencia el par neto desarrollado valdrá.

$$M_d = K_t \Delta i + K_m \theta \quad (19)$$

Ecuación que nos determina el pár que suministra el motor de par en función de la intensidad suministrada a la servoválvula y del ángulo girado por la armadura.

4.3.2 PARAMETROS FUNCIONALES Y GEOMETRICOS DEL MOTOR DE PAR.

La estimación de los parámetros funcionales de la servoválvula en estudio fué el resultado de varias sesiones técnicas con los responsables de Moog (España e Inglaterra).

Los datos suministrados por Moog (Inglaterra) se detallan a continuación:

-El par motor es igual a 0,113 Newtons * metro para una intensidad de entrada de 75 mA.

- N_c = Número de espiras de cada bobina = 915.

-Resistencia de cada bobina = 29 +- 7% ohmios.

- t = longitud del espacio de aire entre armadura e imán permanente. 0,48 mm.

- a = radio de la armadura 20,21 mm.

-area de paso de flujo magnético entre armadura e imán permanente. $A = 3,25 * 6,3 = 20,47 \text{ mm}^2$

Partiendo de estos datos, la constante de par K_t se puede calcular mediante la expresión:

$$K_t = \frac{\text{Momento}}{i} = \frac{0,113}{0,075} \frac{N m}{A} = 1,5064 \frac{N m}{A} \quad (20)$$

Por otra parte, el flujo magnético se obtiene de la ecuación 17.

$$\phi_g = \frac{K_t}{4 \frac{a}{t} N_c} \quad (21)$$

Sustituyendo cada parámetro por su valor correspondiente queda:

$$\Phi_g = 9,77 \cdot 10^{-3} \text{ Weber.}$$

Por otro lado, el valor de la reluctancia magnética en la posición central es:

$$R_g = \frac{t}{\mu_0 A_g} \quad (22)$$

donde: $R_g = 1,86 \cdot 10^7 \text{ amp / Weber}$

La constante magnética de acuerdo con la ecuación 18 tiene un valor de $K_m = 25,50 \text{ N m/rad}$.

En la figura 4, se ha representado el par neto desarrollado por el motor de par, en función del ángulo de giro de la armadura y para diferentes intensidades.

Par desarrollado por el motor de par en función del ángulo de giro de la armadura y para diferentes intensidades.

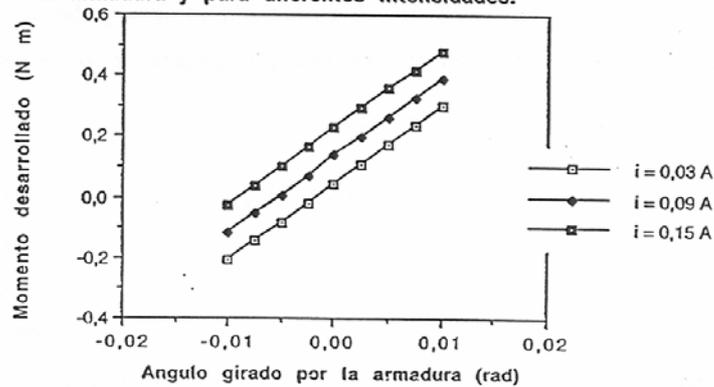


Fig. 4 Representación gráfica del momento creado por el motor de par.

4.4 AMPLIFICADOR OLEOHIDRÁULICO, (SISTEMA TOBERAS/PALETAS).

Tal y como se ha mencionado, el amplificador oleohidráulico de esta servoválvula está constituido por cuatro toberas y dos paletas, configuración "Moog 92".

Se observa que existen dos toberas por las cuales el fluido fluye en dirección a las paletas, mientras que en las dos toberas restantes el fluido va desde la paleta hacia la tobera.

Inicialmente, en este apartado se analizan las fuerzas que actúan sobre las paletas, debidas al flujo de aceite.

Puesto que hemos dicho que existen dos sentidos de flujo en las toberas, el saliente y el entrante, vamos a estudiar por separado estas fuerzas.

Para ello aplicaremos el principio de conservación de la cantidad de movimiento a un volumen de control fijo, tal y como se expresa en la siguiente ecuación:

$$\sum \vec{F} = \frac{d}{dt} \int_{vc} (\rho \vec{v}) dV + \int_{S_{salida}} (\rho \vec{v}) \vec{v}_n dS + \int_{S_{entrada}} (\rho \vec{v}) \vec{v}_n dS \quad (23)$$

donde:

- El primer sumando del segundo término de la ecuación expresa la variación temporal de la cantidad de movimiento dentro del volumen de control.
- El segundo y tercer sumandos del segundo término, nos dan el flujo de la cantidad de movimiento que sale y entra en el volumen de control.
- El primer término de la ecuación, representa la suma de fuerzas exteriores que actúan sobre el volumen de control.

4.4.1. FUERZAS DE FLUJO QUE ACTÚAN SOBRE LA PALETA CUANDO EL FLUJO ES SALIENTE.

Sea la configuración que se define en la figura 5, en donde encontramos el esquema de una tobera con flujo en dirección a la paleta. Se define asimismo un volumen de control fijo.

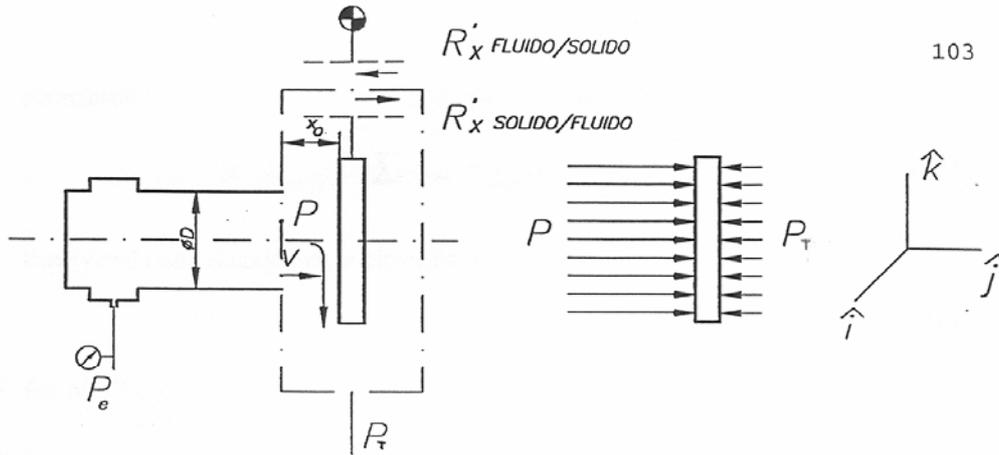


Fig. 5 Esquema de tobera paleta con flujo saliente y volumen de control genérico.

Si denominamos:

P_e a la presión a la entrada del sistema.

P_t a la presión a la salida.

y aplicando la ecuación de la energía entre la entrada del sistema y la boca de salida de la tobera, tenemos:

$$P_e = P + \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (24)$$

donde V es la velocidad media a la salida de la tobera.

De acuerdo con la definición de caudal a través de una singularidad se puede decir:

$$Q = C_d \pi d X_o \sqrt{2 \frac{[P_e - P_t]}{\rho}} \quad (25)$$

Aplicando la ecuación de continuidad para una sección de paso circular, tenemos que la velocidad media a la salida de la tobera se puede expresar:

$$V = 4 C_d \frac{X_o}{d} \sqrt{2 \frac{[P_e - P_t]}{\rho}} \quad (26)$$

Aplicando el principio de la cantidad de movimiento al fluido contenido en el volumen de control de la figura 5, y admitiendo las hipótesis de fluido incompresible y flujo en régimen

permanente resulta:

$$\sum \vec{F}_{ext} = \int_{sc} (\rho \vec{v}) \vec{v} d\vec{s} \quad (27) \quad \zeta$$

Resolviendo esta ecuación en la dirección X resulta:

$$\sum \vec{F}_{ext_x} = -\rho Qv \quad \hat{j} \quad (28) \quad \zeta$$

Por otro lado, las fuerzas exteriores se pueden determinar como: ver figura 5.

$$\sum \vec{F}_{ext_x} = \frac{\pi}{4} d^2 (P - Pt) + \vec{R}_{x_{sólido / fluido}} \quad (29) \quad \zeta$$

Igualando las ecuaciones 28 y 29 y despejando la fuerza que el sólido hace sobre el fluido tenemos:

$$\vec{R}_{x_{sólido / fluido}} = - \left[\frac{\pi}{4} d^2 (P - Pt) + \rho Qv \right] \quad \hat{j} \quad (30) \quad \zeta$$

puesto que:

$$\vec{R}_{x_{sólido / fluido}} = - \vec{R}_{x_{fluido / sólido}} \quad (31) \quad \zeta$$

la fuerza de reacción del fluido sobre el sólido será:

$$\vec{R}_{x_{fluido / sólido}} = \left[\frac{\pi}{4} d^2 (P - Pt) + \rho Qv \right] \quad \hat{j} \quad (32) \quad \zeta$$

Sustituyendo las ecuaciones 24, 25, y 26 en la 32, llegamos a obtener la ecuación que nos da la fuerza resultante que el fluido ejerce sobre el sólido en función de la distancia tobera paleta, el diámetro de la tobera, el coeficiente de descarga y las presiones de entrada y salida de la tobera.

$$\vec{R}_{x_{fluido / sólido}} = \frac{\pi}{4} d^2 (Pe - Pt) \left[1 + \left(4 Cd \frac{X_o}{d} \right)^2 \right] \quad \hat{j} \quad (33) \quad \zeta$$

4.4.2. FUERZAS DE FLUJO QUE ACTÚAN SOBRE LA PALETA, CUANDO ESTE ES ENTRANTE.

En la configuración que se define en la figura 6, encontramos el esquema de una tobera con flujo en dirección paleta tobera.

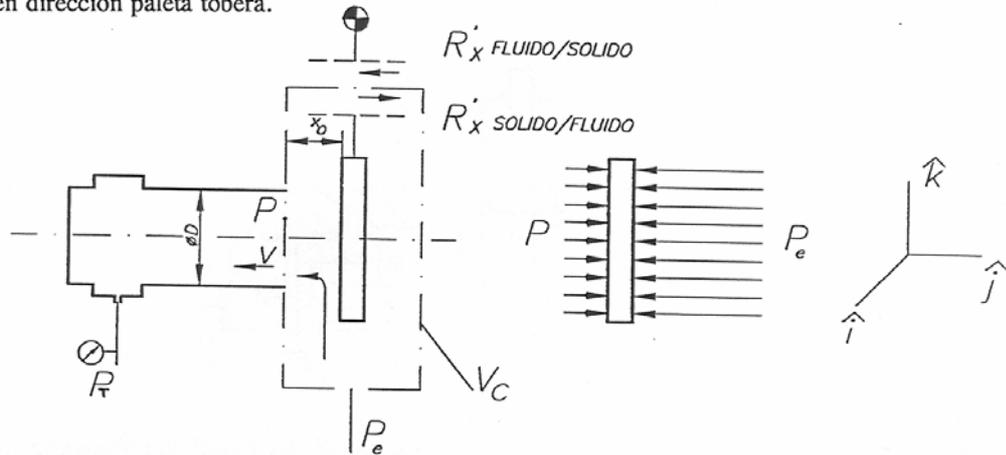


Fig. 6 Esquema de tobera paleta con flujo entrante y volumen de control genérico.

Si aplicamos para este volumen de control la ecuación de cantidad de movimiento ecuación 23 obtenemos:

$$\vec{R}'_{x_{fluido / sólido}} = -\frac{\pi}{4} d^2 (P_e - P_t) [1 - (4 Cd \frac{x_o}{d})^2] \hat{j} \quad (34)$$

Ecuación que nos da la fuerza que el fluido ejerce sobre la paleta en dirección del eje X.

4.4.3. FUERZAS RESULTANTES DEBIDAS AL FLUJO QUE ACTÚAN SOBRE LAS PALETAS.

Inicialmente se va a hallar para cada una de las dos configuraciones de flujo existentes la fuerza neta que actúa sobre cada una de las paletas, y posteriormente la fuerza neta resultante que actúa sobre el conjunto de las dos paletas, hallándose finalmente el momento que esta fuerza neta resultante causa sobre las paletas.

4.4.3.1. CONFIGURACIÓN DEFINIDA POR WILLIAMS.

En la figura 7 se muestra un esquema de como evoluciona el flujo en el interior de esta configuración.

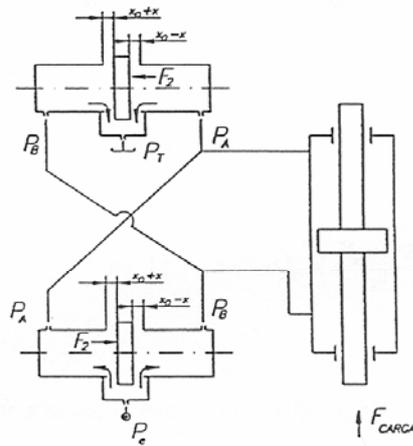


Fig. 7 configuración de flujo según Williams.

Vayamos a estudiar la fuerza neta en la paleta superior. Consideramos que esta se desplaza una distancia de valor X hacia la derecha de su posición central.

Observamos que el flujo fluye en ambos lados de la paleta en dirección a esta. Consecuentemente la ecuación que utilizaremos para hallar la fuerza ejercida sobre la misma será la 33. Así aplicando esta ecuación para cada una de las dos toberas la fuerza resultante que actúa sobre la paleta será:

$$\vec{F}_{NTP} = \vec{R}_{X_D} + \vec{R}_{X_I} \quad (35) \quad \{3\}$$

Donde el valor de las resultantes para las toberas de la derecha y de la izquierda respectivamente será:

$$\vec{R}_{X_D} = -\left[\frac{\pi}{4} d^2 (P_A - P_T) \left[1 + 16 C d_{TP}^2 \left(\frac{X_0 - X}{d}\right)^2\right]\right] \hat{j} \quad (36) \quad \{4\}$$

$$\vec{R}_{X_I} = \frac{\pi}{4} d^2 (P_B - P_T) \left[1 + 16 C d_{TP}^2 \left(\frac{X_0 + X}{d}\right)^2\right] \hat{j} \quad (37) \quad \{5\}$$

Sustituyendo las ecuaciones 36 y 37 en la 35 nos queda:

$$\vec{F}_{X_s} = - \left[\frac{\pi}{4} d^2 (P_A - P_T) \left[1 + 16 C d_{TP}^2 \left(\frac{X_o - X}{d} \right)^2 \right] - \frac{\pi}{4} d^2 (P_B - P_T) \left[1 + 16 C d_{TP}^2 \left(\frac{X_o + X}{d} \right)^2 \right] \right] \hat{j} \quad (38)$$

Si se considera que la presión en el tanque $P_T = 0$ tenemos:

$$\vec{F}_{X_s} = - \left[\frac{\pi}{4} d^2 P_A \left[1 + 16 C d_{TP}^2 \left(\frac{X_o - X}{d} \right)^2 \right] - \frac{\pi}{4} d^2 P_B \left[1 + 16 C d_{TP}^2 \left(\frac{X_o + X}{d} \right)^2 \right] \right] \hat{j} \quad (39)$$

Ecuación que nos da la fuerza resultante en la paleta superior.

Operando del mismo modo en la paleta inferior, en donde se observa que el flujo en ambas toberas es entrante, y por tanto la ecuación de base es la 34, tenemos que el valor de la fuerza que actúa en ambos lados de la paleta es:

$$\vec{R}_{X_D} = \frac{\pi}{4} d^2 (P_e - P_B) \left[1 - 16 C d_{PT}^2 \left(\frac{X_o - X}{d} \right)^2 \right] \hat{j} \quad (40)$$

$$\vec{R}_{X_I} = - \frac{\pi}{4} d^2 (P_e - P_A) \left[1 - 16 C d_{PT}^2 \left(\frac{X_o + X}{d} \right)^2 \right] \hat{j} \quad (41)$$

La fuerza resultante será la suma vectorial de estas dos, donde después de cierta manipulación se obtiene:

$$\vec{F}_{X_T} = (P_A - P_B) \frac{\pi d^2}{4} + Pe \frac{\pi d^2}{4} [16 Cd_{PT}^2 \left(\frac{X_o + X}{d}\right)^2 - 16 Cd_{PT}^2 \left(\frac{X_o - X}{d}\right)^2 - P_A \frac{\pi d^2}{4} 16 Cd_{PT}^2 \left(\frac{X_o + X}{d}\right)^2 + P_B \left(\frac{\pi d^2}{4}\right) 16 Cd_{PT}^2 \left(\frac{X_o - X}{d}\right)^2] \hat{j} \quad (42)$$

La fuerza total sobre las dos paletas se obtiene sumando vectorialmente la ecuación 39 y la 42, de donde después de una cierta manipulación se tiene:

$$\begin{aligned} \vec{F}_T = & - [P_A \frac{\pi d^2}{4} 16 Cd_{TP}^2 \left(\frac{X_o - X}{d}\right)^2 \\ & - P_B \frac{\pi d^2}{4} 16 Cd_{TP}^2 \left(\frac{X_o + X}{d}\right)^2 \\ & - Pe \frac{\pi d^2}{4} [16 Cd_{PT}^2 \left(\frac{X_o + X}{d}\right)^2 - 16 Cd_{PT}^2 \left(\frac{X_o - X}{d}\right)^2] \\ & + P_A \frac{\pi d^2}{4} 16 Cd_{PT}^2 \left(\frac{X_o + X}{d}\right)^2 \\ & - P_B \frac{\pi d^2}{4} 16 Cd_{PT}^2 \left(\frac{X_o - X}{d}\right)^2] \hat{j} \end{aligned} \quad (43)$$

Si consideramos que los coeficientes de descarga son constantes e iguales a 0,6 y para el caso de sistema sin carga ($P_A = P_B$), se representa en la figura 8 la fuerza total resultante ecuación 43, así como la fuerza neta que actúa sobre cada paleta, ecuaciones 39 y 42.

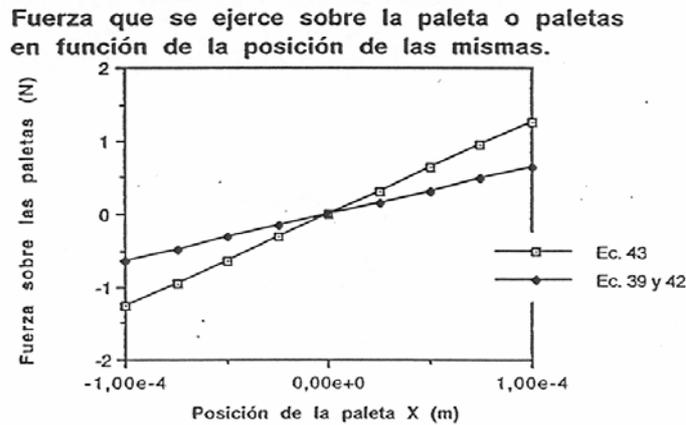


Fig. 8 Fuerza ejercida sobre las paletas, configuración Williams.

4.4.3.2 CONFIGURACIÓN DE FLUJO "MOOG 92".

En la figura número 9 se muestra un esquema en donde se observa la configuración de flujo Moog 92.

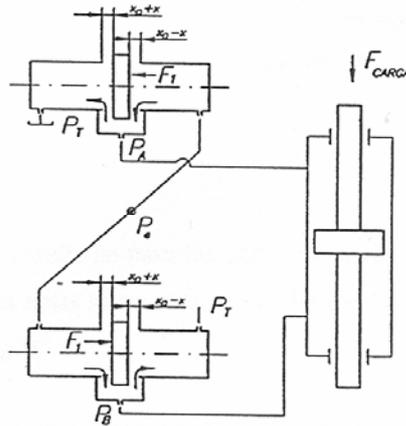


Fig. 9 Esquema interno de flujo en el interior de una servoválvula, configuración Moog 92.

Aplicando el mismo proceso que en el caso anterior, tenemos que la fuerza neta en la paleta superior valdrá:

$$\begin{aligned} \vec{F}_{X_s} = & - \left[P_e \frac{\pi d^2}{4} \left[1 + 16 C d_{TP}^2 \left(\frac{X_o - X}{d} \right)^2 \right] \right. \\ & \left. - P_A \frac{\pi d^2}{4} \left[16 C d_{PT}^2 \left(\frac{X_o + X}{d} \right)^2 + 16 C d_{TP}^2 \left(\frac{X_o - X}{d} \right)^2 \right] \right] \hat{j} \end{aligned} \quad (44) \quad 22$$

Por otro lado en la paleta inferior tendremos.

$$\begin{aligned} \vec{F}_{X_r} = & P_e \frac{\pi d^2}{4} \left[1 + 16 C d_{TP}^2 \left(\frac{X_o + X}{d} \right)^2 \right] \\ & - P_B \frac{\pi d^2}{4} \left[16 C d_{TP}^2 \left(\frac{X_o + X}{d} \right)^2 + 16 C d_{PT}^2 \left(\frac{X_o - X}{d} \right)^2 \right] \hat{j} \end{aligned} \quad (45) \quad 23$$

De donde la fuerza neta sobre las dos paletas valdrá:

$$\begin{aligned}
 \vec{F}_T = & P_e \frac{\pi d^2}{4} [16 C d_{TP}^2 \left(\frac{X_o + X}{d}\right)^2 - 16 C d_{TP}^2 \left(\frac{X_o - X}{d}\right)^2] \\
 & + P_A \frac{\pi d^2}{4} [16 C d_{PT}^2 \left(\frac{X_o + X}{d}\right)^2 + 16 C d_{TP}^2 \left(\frac{X_o - X}{d}\right)^2] \quad (46) \\
 & - P_B \frac{\pi d^2}{4} [16 C d_{TP}^2 \left(\frac{X_o + X}{d}\right)^2 + 16 C d_{PT}^2 \left(\frac{X_o - X}{d}\right)^2] \quad \hat{j}
 \end{aligned}$$

Si se representa esta ecuación, considerando que los coeficientes de descarga son constantes e iguales a 0,6 y para el caso de sistema sin carga, ($P_A = P_B$) obtendremos la gráfica detallada en la figura 10.

En esta gráfica se han representado además las ecuaciones 44 y 45, que nos dan las fuerzas sobre cada una de las paletas.

Se observa que la fuerza resultante para las dos configuraciones figura 8 y 10 es idéntica, pero en cambio las fuerzas netas sobre cada una de las paletas es considerablemente superior en la configuración Moog 92.

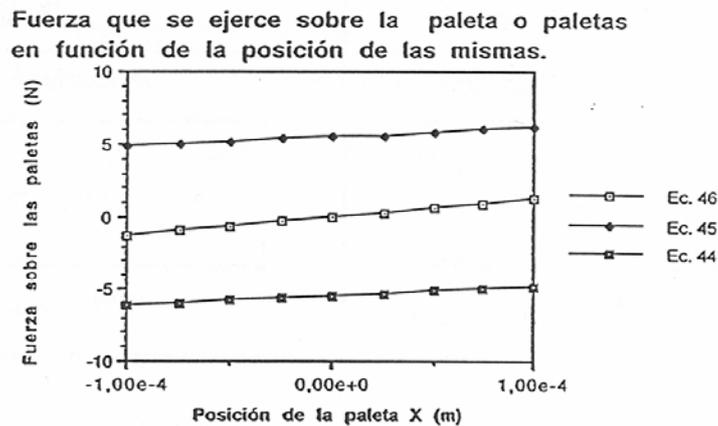
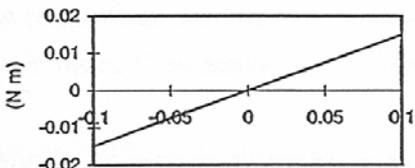
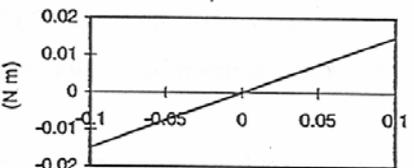


Fig. 10 Fuerza ejercida sobre las paletas, configuración Moog 92.

Un cuadro resumen de estas configuraciones sería:

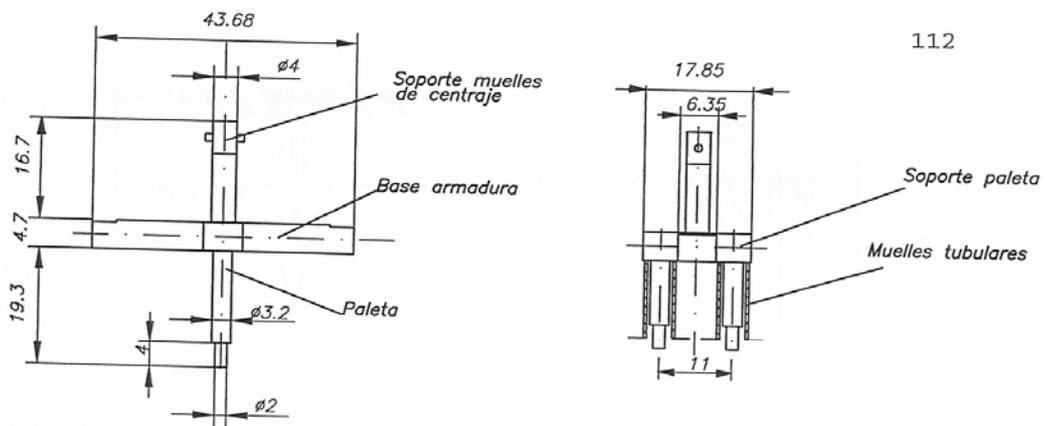
El número indicado en cada apartado corresponde al de la ecuación que nos da la fuerza neta que el fluido ejerce sobre el sólido.

Flujo tobera paleta		Flujo paleta tobera	
			
Ec. 33		Ec. 34	
Configuración Williams		Configuración actual	
Fuerza paleta superior.	Fuerza paleta inferior.	Fuerza paleta superior.	Fuerza paleta inferior.
			
Ec. 39	Ec. 42	Ec. 44	Ec. 45
Fuerza total sobre las dos paletas. Ec. 43 Fig. 8		Fuerza total sobre las dos paletas. Ec. 46 Fig. 10	
El momento resultante es:		El momento resultante es:	
 <p>$M_i = F_i * R$ (m m)</p>		 <p>$M_i = F_i * R$ (m m)</p>	

R = radio de giro de las paletas.

4.5 CONJUNTO ARMADURA.

El conjunto armadura está formado por la base de la armadura, en donde van insertadas las dos paletas, y el soporte armadura sobre el que actúan los muelles de centraje. La geometría de este conjunto se detalla en la figura 11. Su masa es de 17,3 gramos. Su momento de inercia respecto el eje central de la armadura tiene un valor de 1932,9 g mm² Ver anexos 2,3, y 4.



112

Fig. 11 Elementos que forman parte del conjunto armadura.

4.6 RESORTES, TUBO FLEXIBLE Y MUELLES DE CENTRAJE.

-Tubo flexible. Encontramos que este elemento tiene dos misiones principales, a saber: Por un lado ha de separar físicamente la parte eléctrica de la oleohidráulica, por tanto ha de ser capaz de resistir altas presiones, y de contrarrestar el par creado por el motor de par. La constante de este muelle tiene un valor de 75,79 N m /rad, (ver anexo 5).

En la figura 12 se detallan las dimensiones de este muelle así como su ubicación.

-Muelles de centraje. Su misión es complementar el par creado por los tubos flexibles.

La constante de cada muelle de centraje es de 5 N/mm. (Ver anexo 5).

En la figura 13 se detallan tanto las dimensiones como la situación de estos muelles.

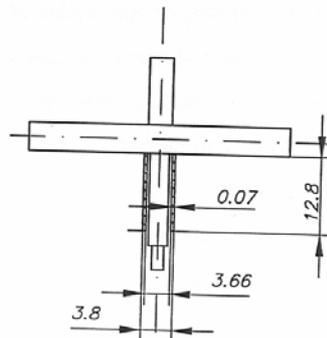


Fig. 12 Situación y dimensiones del muelle tubular.

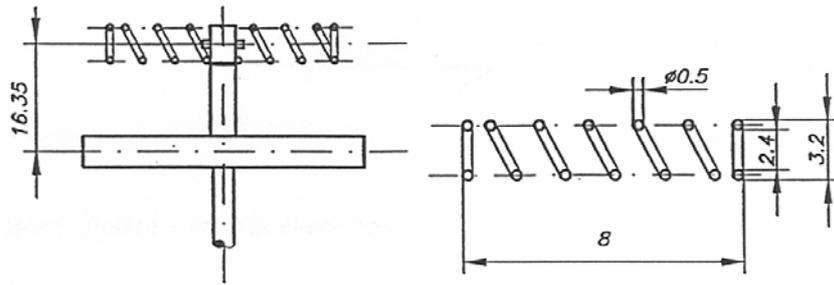


Fig. 13 Situación de los muelles de centraje.

4.7 SIMULACIÓN POR ORDENADOR DEL COMPORTAMIENTO DEL CONJUNTO SERVOVÁLVULA / ACTUADOR LINEAL.

4.7.1 INTRODUCCIÓN

Con el fin de profundizar en el comportamiento de la servoválvula se decidió plantear la modelización del sistema servoválvula / actuador lineal.

La modelización del comportamiento dinámico implica la deducción de las ecuaciones de estado correspondientes. Aquí podemos optar por dos caminos:

- a.-Deducir las ecuaciones de estado para cada elemento del sistema y proceder a su resolución.
- b.-Utilizar la técnica de los diagramas de enlaces (Bond Graph).

Aunque los diagramas de enlace nos exigen un dominio conceptual y riguroso del sistema para definir la estructura básica, tienen la ventaja de que la deducción de las ecuaciones de estado es mucho más inmediata, puesto que lo realiza el propio software, y permite introducir métodos numéricos de resolución comerciales, (TUTSIM, ASCH, etc.).

En un sistema físico cualquiera, la energía puede almacenarse, disiparse o intercambiarse. Al unirse diferentes sistemas entre sí, aparecen flujos de potencia entre ellos.

Con la técnica de bond-graph, el flujo de potencia entre los sistemas o sus elementos, se representa mediante una línea denominada bond (enlace) con una punta de flecha que indica el sentido de flujo de potencia.

Flujo de potencia



Fig 14. Bond. Enlace entre dos elementos.

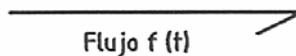
La potencia instantánea, variable en el tiempo, se transmite por un enlace particular, y puede ser expresada como el producto de dos variables, el esfuerzo $e(t)$ y el flujo $f(t)$, siendo los dos función del tiempo.

$$\text{Potencia} = e(t) * f(t)$$

El significado físico de las variables esfuerzo y flujo depende del campo de trabajo en que estemos operando. Por ejemplo, en mecánica, $e(t)$ es la fuerza, y $f(t)$ es la velocidad.

En el bond-graph, a las variables $e(t)$ y $f(t)$ se las denomina variables del sistema y sus valores definen el enlace. En definitiva, cada enlace lleva asociados dos valores que son el esfuerzo y el flujo, el producto de los cuales es la potencia.

Esfuerzo $e(t)$



Flujo $f(t)$

Fig 15 Enlace entre dos elementos con su flujo de potencia.

Además de las variables mencionadas, se utilizan dos más, a las que se denomina variables energéticas o dinámicas. Estas variables son $P(t)$ y $q(t)$.

$P(t)$ se define como la integral en el tiempo del esfuerzo.

$$P(t) = \int_0^t e(\tau) d\tau \quad (47)$$

Según esto, $P(t)$ es en mecánica la cantidad de movimiento, y por tanto se cumplirá que:

$$\frac{d P(t)}{dt} = e(t) \quad (48)$$

Por lo que a $q(t)$ se refiere, se define como la integral en el tiempo del flujo, en el símil mecánico a esto se le denomina desplazamiento.

$$q(t) = \int_0^t f(t) dt \quad (49)$$

Ó también:

$$\frac{d q(t)}{dt} = f(t) \quad (50)$$

Por otro lado, la energía transmitida por el enlace $E(t)$ es la integral en el tiempo de la potencia. Así:

$$E(t) = \int_0^t Potencia dt = \int_0^t e(t) f(t) dt \quad (51)$$

4.7.1.1 ELEMENTOS BÁSICOS DEL DIAGRAMA DE ENLACES.

En la tabla 1 se presentan una serie de elementos básicos que se pueden utilizar para modelizar cada sistema. Estos elementos aparecen como componentes elementales del sistema, representando su idealización matemática. Ejemplos claros de estos componentes son las resistencias, los condensadores, las masas, los muelles, las tuberías, las bombas hidráulicas etc.

TABLA 1

Elementos de Bond Graph	Bloques de Bond Graph	Función equivalente de bloque o bloques	Elementos de Bond Graph	Bloques de Bond Graph	Función equivalente de bloque o bloques
		$\frac{\Sigma f}{R} \rightarrow e$			$\frac{e1}{\Sigma f1} \rightarrow \frac{\Sigma e2}{TF}$
		$\frac{\Sigma e}{G} \rightarrow f$			$\frac{\Sigma f1}{TF} \rightarrow f2$
		$e = \Sigma f \cdot \Sigma f \cdot R$			$\frac{\Sigma f1}{GY} \rightarrow e2$
		$f = sign(\Sigma e) \cdot (\Sigma e \cdot G)^{1/2}$			$\frac{e1}{GY} \rightarrow \Sigma f2$
					$\frac{e1}{\Sigma f1} \rightarrow \frac{\Sigma e2}{MTF}$
					$\frac{\Sigma f1}{MTF} \rightarrow f2$
		$f_n = \frac{1}{3} f_{n-1} + \frac{2C}{3T} (\Sigma e_n - \Sigma e_{n-1})$ T: integración de un escalón de tiempo, condiciones iniciales s: $\Sigma e(0)$ y $f(0)$			$\frac{\Sigma f1}{MGV} \rightarrow e2$
		$e_n = \frac{1}{3} e_{n-1} + \frac{2I}{3T} (\Sigma f_n - \Sigma f_{n-1})$ T: integración de un escalón de tiempo, condiciones iniciales s: $\Sigma f(0)$ y $e(0)$			$\frac{e1}{\Sigma f1} \rightarrow \frac{\Sigma f2}{MTF}$
					$\Sigma X \rightarrow e$
					$\Sigma X \rightarrow f$
					$e3 \rightarrow e1$
					$f2 \rightarrow f1$
					$e3 \rightarrow e1$
					$f2 \rightarrow f1$

4.7.2 SIMULACIÓN DEL CONJUNTO SERVÓVALVULA ACTUADOR LINEAL

Siguiendo las directrices establecidas en el apartado anterior, se obtuvo el diagrama de enlaces que se muestra en la figura 16.

Este diagrama consta de dos partes. El diagrama de la figura 16a nos muestra la modelización del amplificador fluido de la servoválvula y el actuador lineal. En dicha figura se observan dos partes claramente diferenciadas, la parte inferior de la misma en donde encontramos un esquema romboidal que simula el flujo interno de la servoválvula, y la parte superior que simula el actuador lineal simétrico. Dichas dos partes están unidas por las líneas con una impedancia determinada.

La figura 16b nos muestra la estructura que representa el comportamiento dinámico del

conjunto armadura.

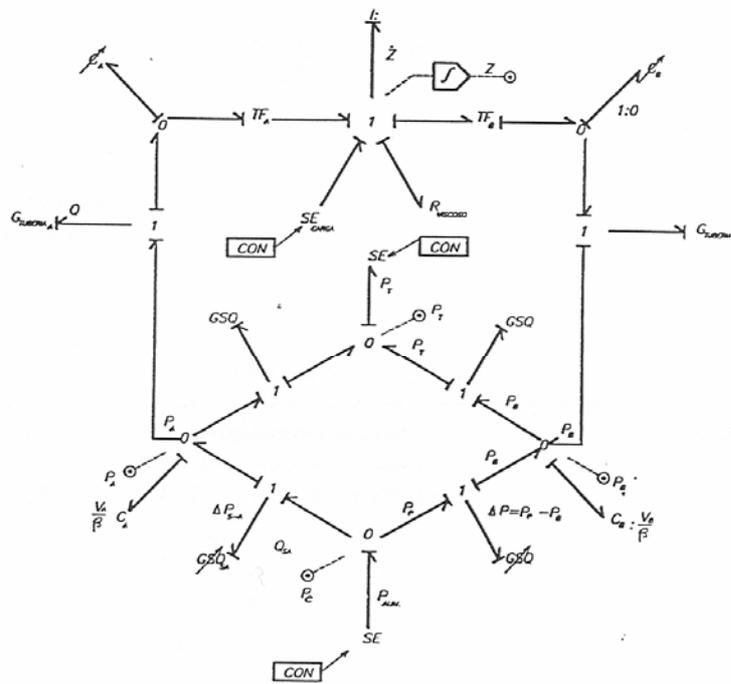


Fig 16 A.

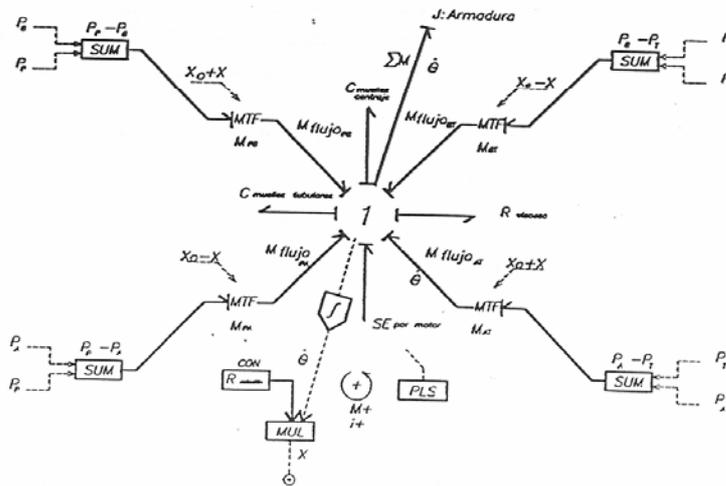


Fig. 16B.

Fig. 16 Simulación del conjunto servoválvula actuador lineal mediante diagramas de enlaces.

Volviendo a la simulación de la servoválvula con un actuador lineal, observamos que el movimiento del vástago de dicho actuador que obedece a una ecuación del tipo:

$$M \frac{d^2 Z}{dt^2} + K \frac{dZ}{dt} = \Delta P S + F_{ext} \quad (52)$$

se ha representado por los siguientes elementos

ELEMENTO	VARIABLE QUE LLEVA ASOCIADA	VALOR
I	M masa del actuador	2,4 Kg
R	K rozamiento viscoso	0,001 Kg m /s
TF	S secciones efectivas del pistón	0,001583 m ²
C _A , C _B	Compresibilidad de las cámaras del actuador	variable en función de su posición C _{max.} = 3,16 10 ⁻¹³ m ⁵ /N C _{min.} = 2,11 10 ⁻¹⁴ m ⁵ /N
SE	F _{ext.} fuerza exterior a vencer	1 Kg

En lo que a la simulación del amplificador oleohidráulico se refiere, hemos considerado en primer lugar los flujos de aceite a través de los cuatro estrangulamientos variables (sistema cuatro toberas y dos paletas).

Sabemos que el caudal que pasa a través de un orificio es:

$$Q = Cd S \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (53)$$

Donde S es la sección de paso de fluido, que para nuestro caso depende de la distancia tobera paleta.

Dicho flujo, ha sido modelizado mediante elementos GSQ complementados con un dispositivo de cálculo (ver diagrama de bloques de la figura 17) que permite estimar la variación de C_d en base a los resultados experimentales obtenidos en el capítulo 3.

Para hallar el valor del coeficiente de descarga, el modelo halla para cada una de las restricciones variables el número de Reynolds, y en función del sentido de flujo y de la posición de la paleta va a la gráfica de los coeficientes de descarga correspondiente (figuras 9 y 10 del capítulo 3) obteniendo el coeficiente de descarga para cada caso.

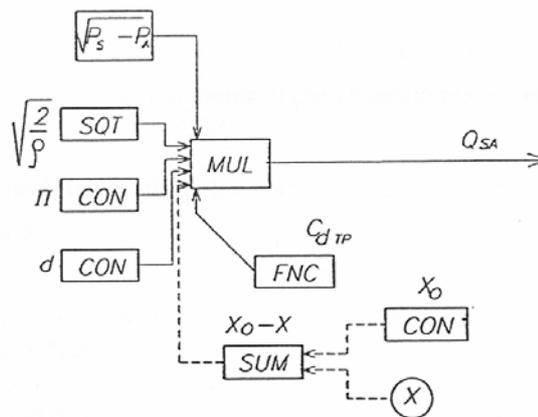


Fig 17. Representación mediante diagrama de bloques de la ecuación que nos dá el caudal que atraviesa un orificio.

La compresibilidad del aceite en las cámaras donde se conectan las toberas dos a dos, se han representado por elementos C. Habida cuenta la pequeña influencia de la compresibilidad, los valores de los volúmenes de estas cámaras se han considerado iguales y constantes.

Las presiones de alimentación y tanque se han considerado constantes, y se han introducido mediante una fuente de esfuerzo SE. Sus valores respectivos són: $P_{Ali.} = 7 \text{ Mpa}$; $P_T = 0 \text{ Mpa}$.

La conexión de las vías de salida de la servoválvula al actuador lineal se han representado por elementos G, que obedecen a una ecuación del tipo

$$\Delta P_{Tuberia} = K Q^2 \quad (54)$$

Puesto que la estrangulación de los orificios paleta / tobera viene determinada por el

movimiento de la paleta, y este obedece a la segunda ecuación de Newton, los elementos que hemos considerado son: (ver figura 16b)

J - Momento de inercia del conjunto armadura, en relación a su punto de anclaje.

C_{Tubo} - Representa la rigidez de un elemento elástico tubular.

C_{Muelles} - Representa la rigidez de los muelles de centraje.

R_{Viscoso} - Representa la amortiguación viscosa que el aceite causa sobre el movimiento de la paleta.

MTF - Representan las fuerzas de flujo del aceite que entra o sale de las toberas, y cuyas ecuaciones fundamentales se han desarrollado en el apartado 4.4.

El elemento SE de la figura 16b representa el par generado por el motor de par, y que sigue la ecuación 19.

Los valores de los parámetros utilizados para cada uno de los elementos descritos se han resumido en la tabla 2.

TABLA 2

PARÁMETRO	VALOR
J Momento de inercia de la armadura, respecto su punto de rotación.	5902 g mm ²
C_{Tubular} Constante del muelle tubular.	75,79 N m / rad.
C Constante de los muelles de centraje.	5 N / mm.
K_m Constante magnética del motor de par.	25,50 N m / rad.
K_t Constante del motor de par.	1,506 N m / amp.
R Radio de rotación de las paletas.	10,14 mm.
d Diámetro de las toberas.	1 mm.
X_o Distancia tobera paleta cuando la paleta está centrada.	0,1 mm
C_d Coeficiente de descarga.	Ver figuras 9 y 10 cap.3
β Módulo de elasticidad del aceite.	1300 Mpa.

ν Viscosidad cinemática.	$3.3134 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{s}$.
ρ Densidad del aceite	875 Kg/m^3
P_T Presión en el tanque.	0 Mpa.
P_s Presión de alimentación de la servoválvula.	7 Mpa.

Como resultante de la actuación de las fuerzas que inciden sobre el conjunto armadura, esta se desplaza hacia una posición determinada, posición que nos sirve para evaluar los parámetros de los elementos GSQ que representan los estranguladores tobera-paleta.

Una vez disponemos de las ecuaciones de estado deducidas mediante el método de diagramas de enlaces, es necesario integrarlas numéricamente. Para efectuar esta integración, se ha optado por utilizar un paquete convencional de resolución de ecuaciones denominado TUTSIM.

4.7.3 SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO EN REGIMEN PERMANENTE DE LA SERVOVÁLVULA.

Para analizar el comportamiento en régimen permanente de un sistema, podemos someter al sistema a una señal de entrada tipo escalón y rampa.

La respuesta del sistema a una señal escalón, en concreto, la variación del ángulo de la armadura para una señal de entrada del 60% de la intensidad máxima, la podemos observar en la figura 18.

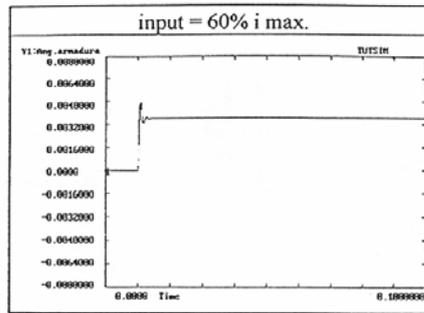


Fig. 18 Respuesta de la servoválvula a una señal escalón.

Con el fin de validar la modelización realizada, se decidió hallar via modelización dos de las curvas características estáticas de la servoválvula, la curva caudal de fugas respecto la intensidad de alimentación, y la de diferencia de presión entre las dos cámaras A y B respecto la intensidad de alimentación.

Para comparar estas curvas con las realizadas experimentalmente en el capítulo 2 hemos de modificar el modelo anterior extrayendo el cilindro y aislando cada una de las cámaras A y B, puesto que la normativa exige que los ensayos se realicen de este modo, vease que las curvas experimentales halladas en el capítulo dos se han obtenido utilizando este procedimiento. El modelo resultante es el mismo que el del caso anterior pero sin el cilindro.

Para hallar estas curvas, la señal de entrada del modelo fue una rampa que barría todo el campo de intensidades admisibles por la servoválvula.

El resultado de realizar la simulación con el nuevo modelo, se muestra en las figuras 19 y 20, donde se comparan además con las curvas halladas experimentalmente.

En ambas figuras se comprueba que en las curvas obtenidas via modelización aparecen ciertos saltos, estos son debidos a que cuando se efectúa el cálculo del caudal, el ordenador utiliza coeficientes de descarga discretos, que provienen de las gráficas de coeficientes de descarga halladas en el capítulo 3.

De comparar las curvas teóricas con las obtenidas experimentalmente en el capítulo 2 se observa una notoria similitud, se concluye diciendo que la modelización es aceptable.

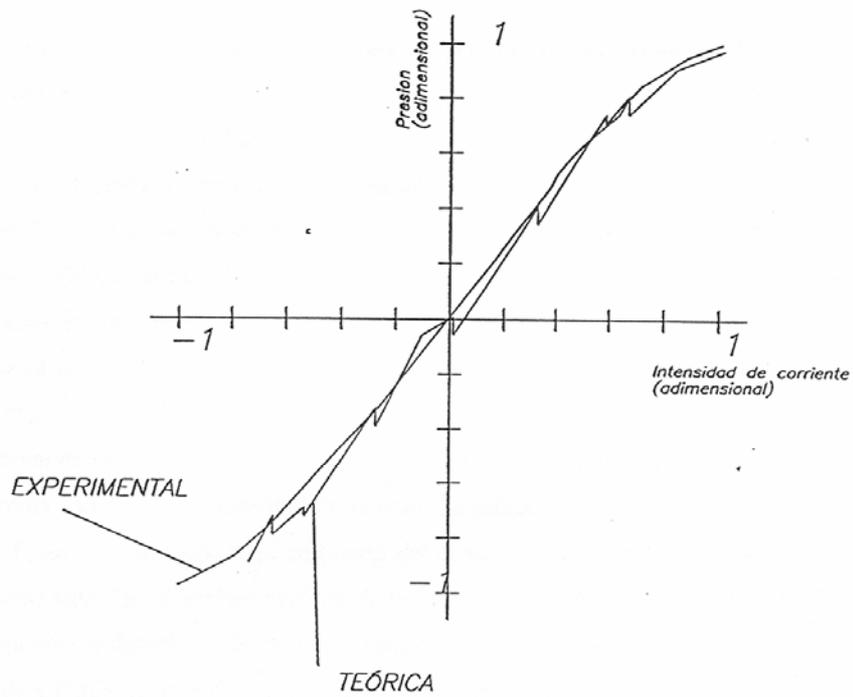


Fig. 19 Curva característica experimental y teórica, que nos da la diferencia de presión entre las dos cámaras del amplificador oleohidráulico respecto la intensidad de alimentación.

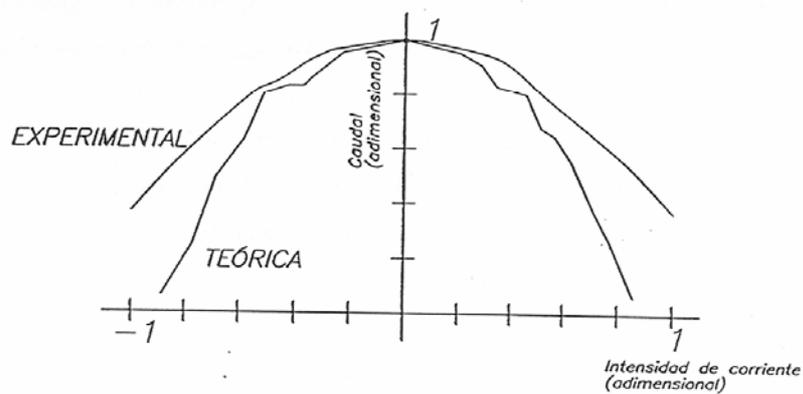


Fig. 20 Comparación entre las curvas teórica y experimental que nos dan el caudal de fugas en función de la intensidad suministrada a la servoválvula.

4.7.4. SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE LA SERVOVÁLVULA.

Puesto que el objeto de esta tesis era el estudiar las vibraciones que aparecían en el conjunto servoválvula actuador lineal, se procedió a dar al modelo de servoválvula y actuador una señal senoidal de entrada. Cuando la señal senoidal era de baja frecuencia, las paletas seguían perfectamente la señal, pero se observó que cuando la frecuencia empezaba a ser elevada, el sistema respondía con una onda de mayor amplitud que la esperada. Se observó además que a medida que la frecuencia de la señal de entrada iba aumentando, aumentaba la amplitud de la señal de salida, aunque a partir de un cierto valor, al aumentar la frecuencia de la señal de entrada, disminuía la amplitud de la onda de salida.

En la figura 21 se muestra la respuesta del sistema a una señal senoidal de entrada. La diferencia entre las diferentes gráficas de la figura 21 es la frecuencia de la señal de entrada. De izquierda a derecha y de la parte superior a la inferior tenemos que la frecuencia de la señal de entrada es de 450, 500, 550, 575, 600, 625, 650 Hz.

La intensidad aplicada fue en todo momento del 5% de la intensidad máxima.

En la figura 22 encontramos una representación de la amplitud de la señal resultante del sistema en función de la frecuencia de la señal de entrada. Se observa que aparece como una campana de Gauss, teniendo su punto máximo para una frecuencia de alrededor de 605 Hz. Lo que este diagrama nos indica, es que el sistema bajo estudio se excita para un margen de frecuencias determinado, teniendo su punto de máxima inestabilidad para la frecuencia de 605 Hz.

Démosnos cuenta que esta frecuencia es muy próxima a la frecuencia natural de la armadura. Como conclusión podemos decir, que la simulación nos indica que el sistema se excita para diversas frecuencias de la señal de entrada, y cuando esta es próxima a la frecuencia natural del conjunto servoválvula, la inestabilidad es máxima.

Estos resultados concuerdan perfectamente con los experimentales, donde se obtenía que la servoválvula vibraba a una frecuencia de 587 Hz. confirmando además la hipótesis establecida inicialmente y que era que la servoválvula vibra a su frecuencia natural.

La diferencia entre los resultados experimentales y los obtenidos vía ordenador, se explica si tenemos en cuenta el grado de precisión de los parámetros hallados experimentalmente. Como ejemplo, diremos que si disminuimos un 2% el valor de la constante de los muelles,

la frecuencia de vibración obtenida experimentalmente y via ordenador coincidirían.

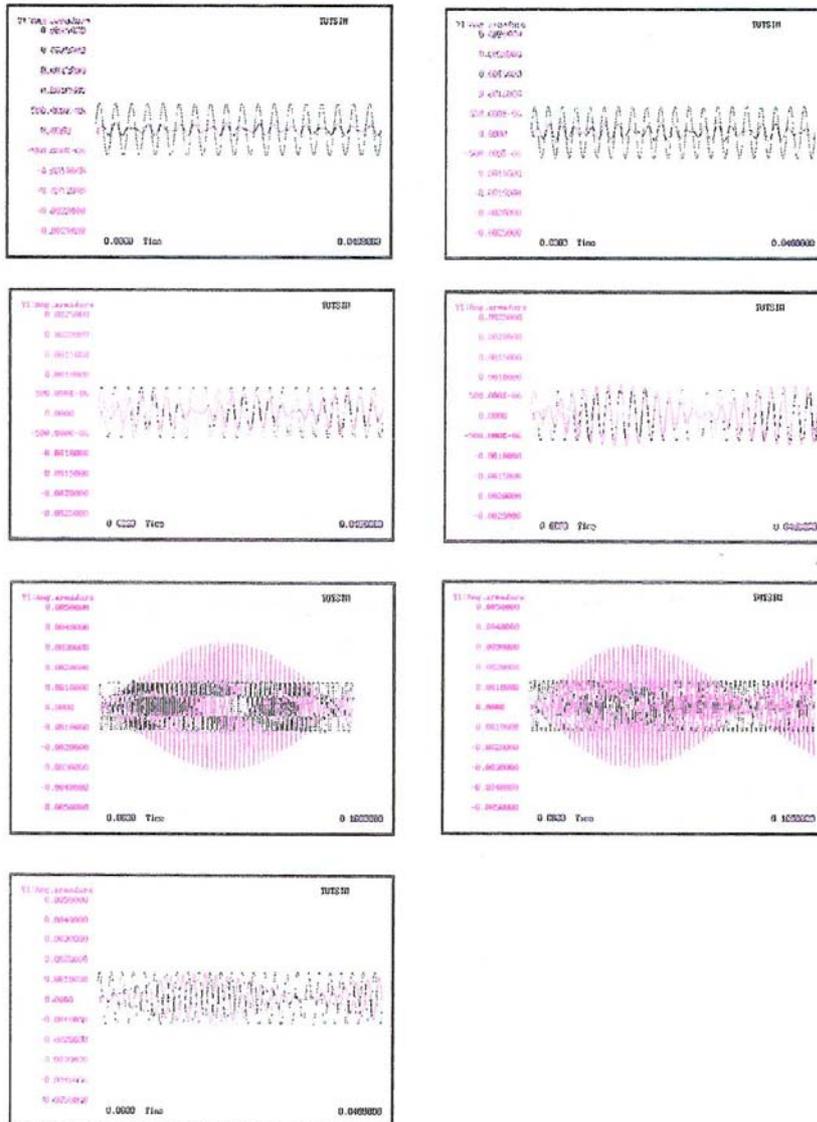


Fig. 21 Relación señal de entrada señal de salida de la servoválvula, siendo la señal de entrada tipo senoidal, como señal de salida se ha tomado el ángulo de desplazamiento de la armadura.

De izquierda a derecha y de la parte superior a la inferior la frecuencia de la señal de entrada es de 450, 500, 550, 575, 600, 625, y 650 Hz. Siendo la intensidad aplicada el 5% de la intensidad máxima.

GANANCIA DE AMPLITUD RESPECTO LA FRECUENCIA

126

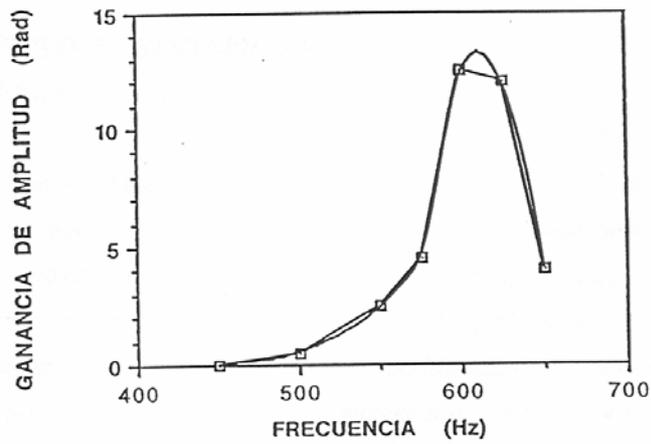


Fig. 22 Ganancia de amplitud respecto la señal de entrada.

Los resultados de la modelización nos permiten confirmar que:

- Se produce un fenómeno de resonancia entre la inestabilidad del flujo y el conjunto armadura.
- La frecuencia propia del conjunto armadura se sitúa alrededor de 600 Hz. (1ª forma modal).
- El conjunto armadura puede excitarse en sus diferentes formas modales, cuyas frecuencias son múltiplos de 600 Hz.