

Aplicación de Bond-Graph a Hidráulica

5.1 INTRODUCCIÓN.

En los fluidos incompresibles la presión total es la suma de la presión estática más la presión dinámica.

La potencia viene definida por:

$$\text{POTENCIA} = \text{PRESIÓN TOTAL} \times \text{CAUDAL}$$

Siendo:

Q = caudal

ρ = densidad

V = velocidad del fluido

P_{est} = presión estática

A = sección del conducto

A

$$\text{POTENCIA} = (P_{est} + \rho \cdot V^2 / 2) \cdot Q$$

La velocidad del fluido puede definirse como:

$$V = Q/A$$

Sustituyendo este valor, se tiene:

$$\text{POTENCIA} = (P_{est} + \rho \cdot Q^2 / 2 \cdot A^2) \cdot Q$$

Normalmente:

$$P_{est} \gg (Q/A)^2 \cdot \rho / 2$$

Y además puede despreciarse la presión dinámica, por lo que consideramos que:

$$\text{POTENCIA} = \text{PRESIÓN ESTÁTICA} \times \text{CAUDAL}$$

Si no se desprecia la presión dinámica, la aplicación del Bond-Graph se complica mucho, ya que la potencia no podría definirse como el producto del esfuerzo por el flujo.

Por este motivo, siempre supondremos despreciable la presión dinámica y, en definitiva, cada grafo llevará asociados dos parámetros: esfuerzo y flujo que, en este caso, son la presión estática y el caudal.

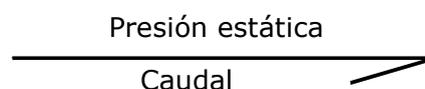


Figura 5.1

La correspondencia entre variables generales con variables de este dominio físico particular es la siguiente:

$$\text{ESFUERZO} = \text{PRESIÓN ESTÁTICA} \quad (\text{N/m}^2)$$

$$\text{FLUJO} = \text{CAUDAL} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

$$\text{DESPLAZAMIENTO} = \text{VOLUMEN} \quad (\text{m}^3)$$

A continuación se analizan los elementos fundamentales de la hidráulica y su representación mediante la técnica de Bond-Graph.

Resistencia hidráulica

La resistencia hidráulica se caracteriza por una pérdida de presión (también denominada pérdida de carga) que el fluido sufre al circular por un conducto. Tiene el sentido físico de una pérdida de energía, por lo que se representará mediante un elemento resistencia.

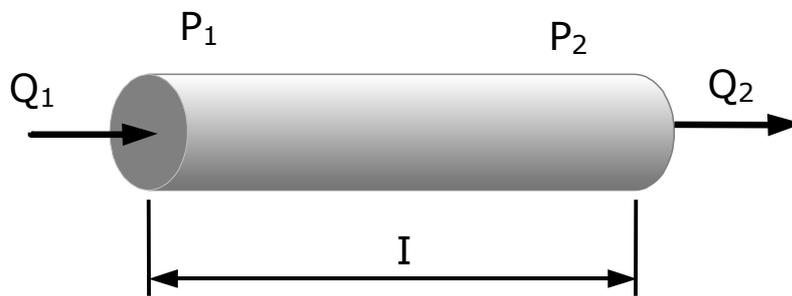


Figura 5.2

Sean:

Q_1 = Caudal del fluido a la entrada del conducto

Q_2 = Caudal del fluido a la salida del conducto

P_1 = Presión del fluido a la entrada del conducto

P_2 = Presión del fluido a la salida del conducto

L = Longitud del conducto

Evidentemente, si en el conducto no existen fugas no habrá pérdidas de caudal y se cumplirá que $Q_1 = Q_2$. En este caso, todo el caudal pasa por el conducto y genera, debido al rozamiento, la pérdida de presión. Al ser en todo momento igual el caudal, el elemento resistencia saldrá de una unión 1.

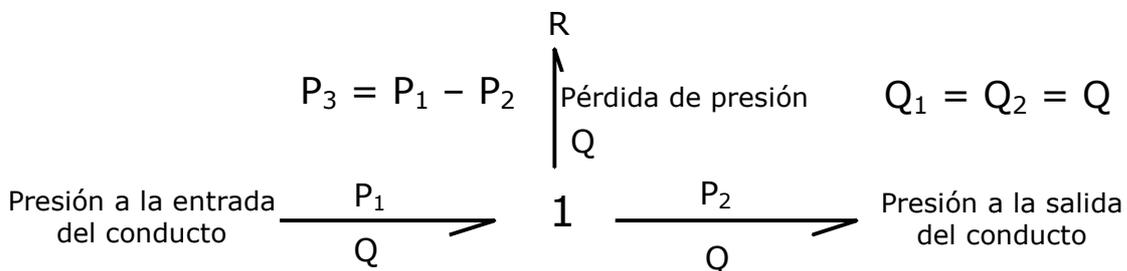


Figura 5.3

Como siempre, el elemento resistencia relaciona la presión con el caudal mediante la expresión:

$$\text{PRESIÓN en elemento resistencia} = R \cdot Q$$

O lo que es lo mismo:

$$P_3 = P_1 - P_2 = R \cdot Q$$

Las pérdidas de presión en hidráulica no solo se producen por el paso de un fluido por un conducto, como se verá posteriormente.

En el caso de que el elemento R represente pérdidas de presión en un conducto longitudinal, se tendrá para régimen laminar del fluido:

$$P_3 = R \cdot Q \quad \text{con} \quad R = 128 \cdot \mu \cdot l / \pi \cdot d^4$$

Y para régimen turbulento:

$$P_3 = R \cdot Q \quad \text{con} \quad R = 8 \cdot \rho \cdot l \cdot f \cdot Q / \pi \cdot d^5$$

Siendo:

μ = Viscosidad del fluido

l = Longitud del conducto

d = Diámetro del conducto

ρ = Densidad del fluido

f = Coeficiente de pérdidas de carga

El elemento R sirve también para representar las pérdidas de presión puntuales, que son las originadas, por ejemplo, por el paso del fluido por una válvula o un orificio.

En este caso:

$$R = 8 \cdot \rho \cdot k \cdot Q / \pi^2 \cdot d^5$$

Donde k es el coeficiente de pérdida de presión del orificio.

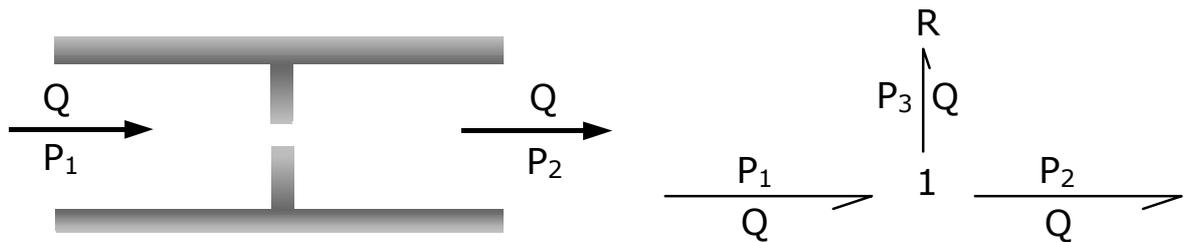


Figura 5.4

Resorte hidráulico

El elemento resorte hidráulico relaciona como siempre esfuerzo y desplazamiento, en hidráulica; presión y volumen.

$$\text{PRESIÓN} = K \times \text{VOLUMEN}$$

Estará siempre combinado con una unión 0, en la que se cumplirá:

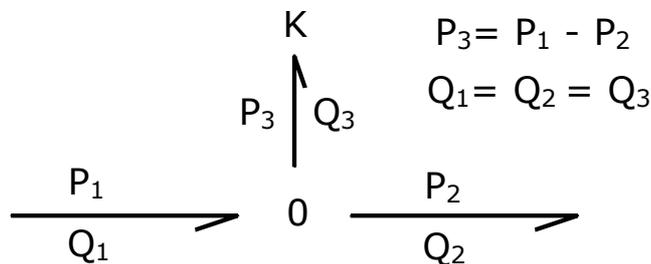


Figura 5.5

En sistemas hidráulicos el elemento resorte puede representar varios efectos como son: depósitos de gravedad, la compresibilidad del fluido y los acumuladores hidroneumáticos.

Depósito de gravedad

Considerando un depósito de líquido lleno hasta una altura h, la presión en el fondo del depósito será:

$$\text{PRESIÓN} = \rho \cdot g \cdot h = \rho \cdot g \cdot v/A$$

Ya que la altura h del líquido es igual a su volumen dividido por el área del depósito.

g = Aceleración de la gravedad

h = Altura del líquido en el depósito

A = Área del depósito

ρ = Densidad del fluido

v = Volumen de líquido en el depósito

P = Presión en la base del depósito

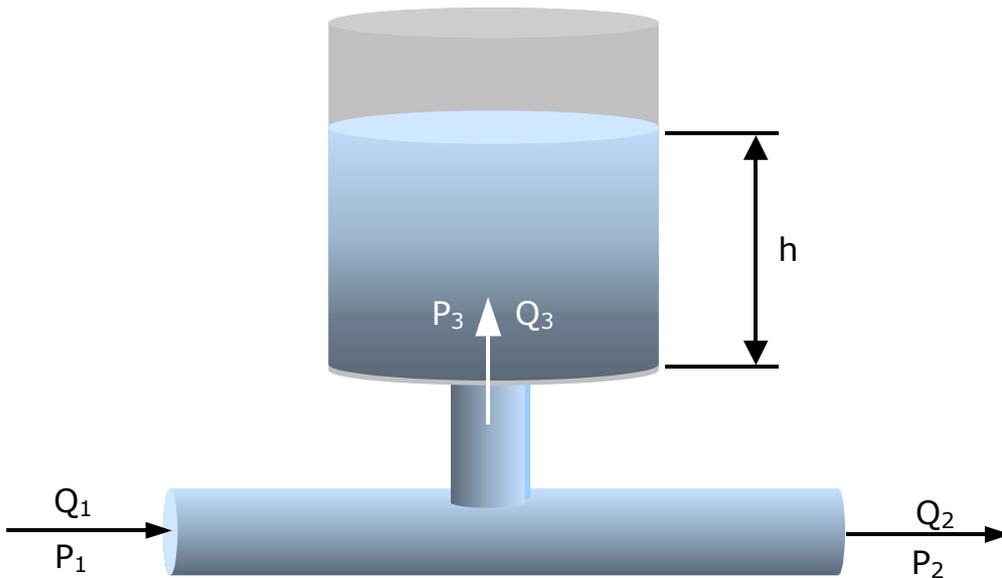


Figura 5.6

Como en las puertas resorte se cumple en hidráulica que:

$$\text{PRESIÓN} = \text{RIGIDEZ} \times \text{VOLUMEN}$$

La rigidez en este caso valdrá:

$$\text{RIGIDEZ} = K = \rho \cdot g/A$$

Compresibilidad de los líquidos

La compresibilidad de los líquidos actúa como un resorte, de tal forma que el incremento de presión necesario para comprimirlo produce una disminución de su volumen.

El cambio de presión que se produce cuando un líquido es comprimido depende del módulo de Bulk B , según la siguiente expresión:

$$dP = - B \cdot dv/v$$

En donde dP es el cambio de presión cuando el volumen de líquido v se incrementa dv . El signo menos representa que a todo incremento de presión positivo le corresponde una disminución de volumen.

En la figura 5.7, se representa un trozo de conducto en donde se va a considerar la compresibilidad del líquido.

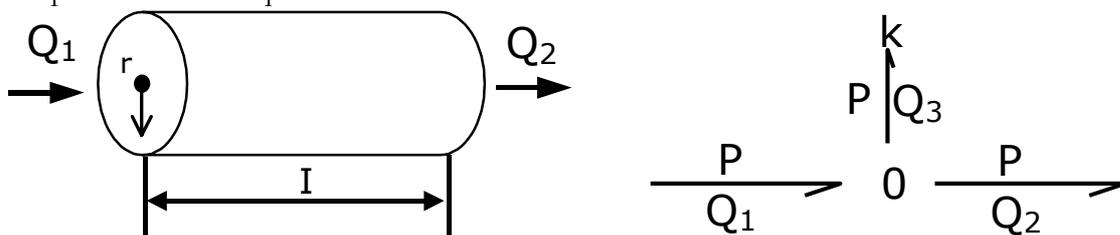


Figura 5.7

La disminución del volumen de líquido puede expresarse como:

$$v_3 = \int^t Q_3 \cdot dt$$

Y para pequeños cambios puede hacerse lo siguiente:

$$v_3 = - dv$$

Con lo que la expresión fundamental queda así:

$$P_3 = B \cdot v_3 / v_0$$

En donde:

v_0 = Volumen de líquido inicial en el fragmento de conducto considerado.

v_3 = Disminución del volumen debido a la compresibilidad.

P_3 = Incremento de la presión que se necesita para conseguir la disminución de volumen v_3 .

El volumen inicial v_0 es:

$$v_0 = \pi \cdot r_0^2 \cdot l = A \cdot l$$

En donde A es la sección del conducto considerado y, como en las puertas resorte, se cumple que:

PRESIÓN = RIGIDEZ x VOLUMEN

En este caso se tendrá que:

$$P = B \cdot v / v_0$$

Siendo:

$$\text{RIGIDEZ} = B/v_0$$

Deformación de tuberías

Si el trozo de tubo de la figura 5.8, es elástico y, por lo tanto, se deforma al paso de un fluido que se considera incompresible, el volumen de líquido que puede albergar el tubo se incrementa.

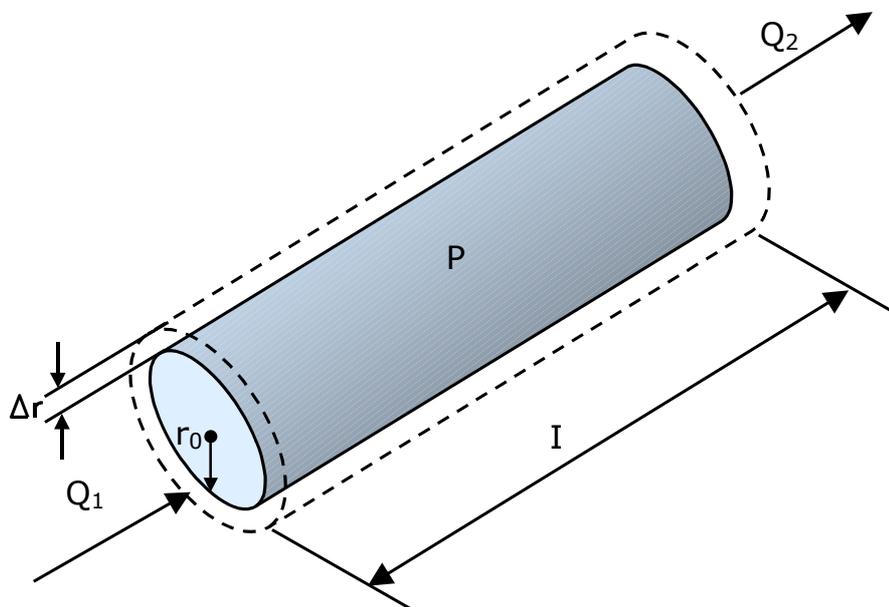


Figura 5.8

La deformación que se produce en los tubos al paso de un líquido a presión es, principalmente, circunferencial, de tal forma que pueden despreciarse el resto de deformaciones.

La presión P genera en una fracción del tubo una tensión de tracción que, para el caso de que el radio del tubo sea mucho más grande que su espesor, tiene como valor:

$$\sigma = r_0 \cdot P/h$$

En donde:

σ = Tensión de tracción circunferencial.

r_o = Radio inicial del tubo.

h = Espesor del tubo.

La deformación unitaria tiene de valor:

$$\varepsilon = r_o \cdot P/E \cdot h$$

E = Módulo de Young

El cambio de volumen del tubo debido al incremento del radio es aproximadamente:

$$\Delta v = 2 \cdot \pi \cdot l \cdot r_o \cdot \Delta r$$

Para pequeñas deformaciones:

$$\varepsilon = \frac{\text{Cambio de longitud de circunferencia}}{\text{Longitud de circunferencia inicial}} = (2 \cdot \pi \cdot \Delta r) / 2 \cdot \pi \cdot r_o = \frac{\Delta r}{r_o}$$

Igualando las expresiones anteriores se obtiene:

$$\Delta r = r_o^2 \cdot P/E \cdot h$$

Y sustituyendo:

$$\Delta v = 2 \cdot \pi \cdot l \cdot r_o^3 \cdot P/E \cdot h$$

La representación mediante Bond-Graph es:

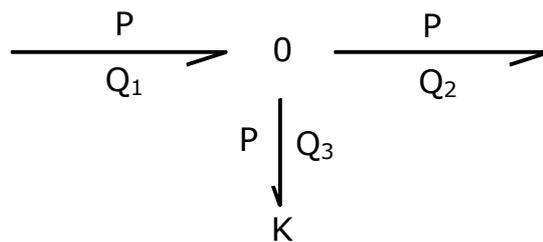


Figura 5.9

Es decir, la deformación de la tubería puede representarse por medio de una puerta resorte.

Denominando v_3 al volumen asociado a la puerta resorte, que no es otra cosa que el incremento de volumen debido a la deformación de la tubería, y teniendo en cuenta que el volumen inicial v_0 vale: $v_0 = \pi \cdot r_o^2 \cdot l$, se tiene definitivamente:

$$-v_3 = v_0 \cdot 2 \cdot r_o \cdot P/E \cdot h \quad P = E \cdot h \cdot \Delta v_3 / v_0 \cdot 2 \cdot r_o$$

Y, por lo tanto, la rigidez de la puerta resorte tiene como valor:

$$K = E \cdot h / v_0 \cdot 2 \cdot r_o$$

Para representar a la vez la compresibilidad del fluido y la deformación de la tubería puede disponerse el Bond-Graph de la siguiente manera:

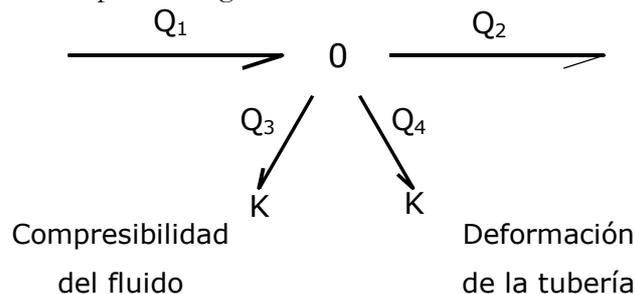


Figura 5.10

Acumuladores hidroneumáticos

En la figura 5.11, se representa un acumulador hidroneumático. Bajo condiciones dinámicas el gas no tiene tiempo de intercambiar calor con el ambiente, en consecuencia, se considera que su comportamiento es isoentrópico, es decir:

$$P \cdot v^r = P_0 \cdot v_0^r = \text{Constante}$$

Derivando la anterior expresión y particularizando para el instante inicial se tiene:

$$\left. \frac{dp}{dv} \right|_0 = - P_0 \cdot r / v_0$$

Linealizando el comportamiento puede deducirse que:

$$dp = p \quad \text{y} \quad dv = v$$

Y en definitiva:

$$P = P_0 \cdot r \cdot v / v_0$$

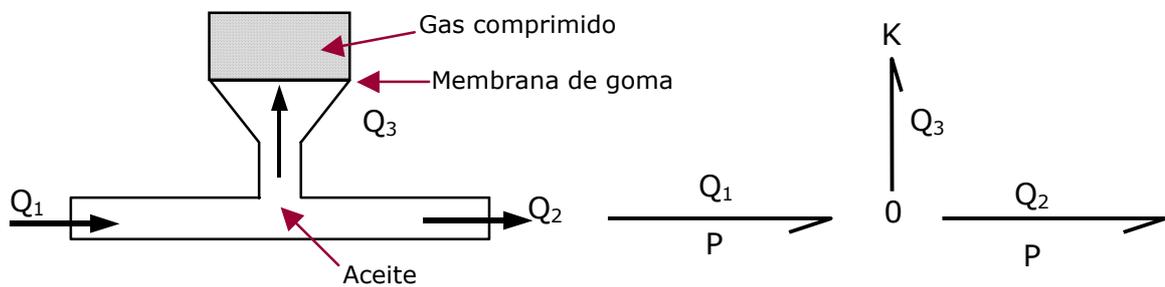


Figura 5.11

El valor de la rigidez de la puerta es finalmente:

$$K = P_0 \cdot r / v_0$$

Puerta de inercia

Cuando un fluido se encuentra recorriendo una tubería, es necesario vencer la propia inercia del líquido. En la figura 5.12 se representa un fragmento de tubería de sección A y longitud l por el que circula un caudal Q.

Si se considera que el fluido es incompresible y que la tubería no es elástica y por lo tanto, no sufre ninguna deformación, el caudal Q es constante a lo largo del tubo.

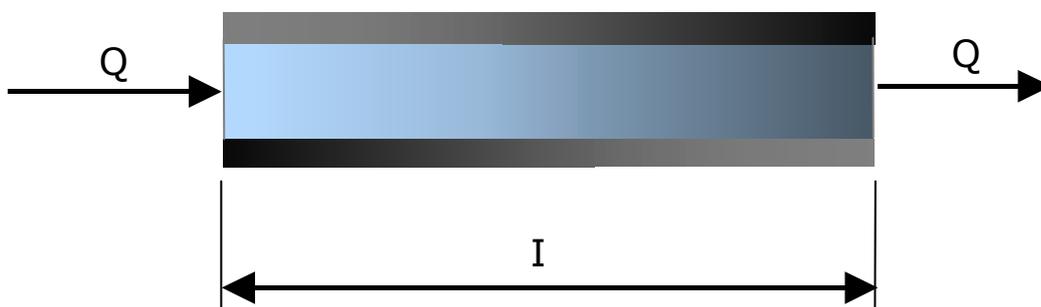


Figura 5.12

Debido a que el caudal permanece constante se representará mediante Bond-Graph con una unión 1.

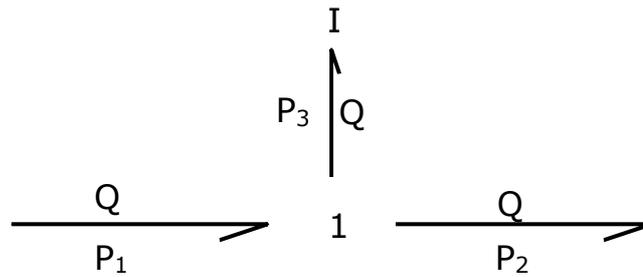


Figura 5.13

El momento asociado a las puertas de inercia puede definirse como el producto del valor asociado a la inercia por el flujo en la puerta. En este caso tendrá:

$$m_p = I \cdot Q$$

En donde m_p es el momento.

Por otra parte, aplicando que $F = m \cdot a$, se tiene:

$$P_1 \cdot A - P_2 \cdot A = (ro \cdot A \cdot l) \cdot \dot{Q}/A$$

ro = Densidad del fluido.

A = Sección del tubo.

l = Longitud del tubo.

$ro \cdot A \cdot l$ = Masa del fluido en el tubo.

\dot{Q}/A = Aceleración ya que Q/A es la velocidad.

Simplificando y teniendo en cuenta que $P_3 = P_1 - P_2$, se deduce lo siguiente:

$$ro \cdot l \cdot \dot{Q}/A = P_3$$

Por otra parte, la cantidad de movimiento asociada a una puerta de inercia puede definirse también como:

$$m_p = \int^t P_3 \cdot dt$$

Y por lo tanto:

$$m_p = \int^t ro \cdot l \cdot \dot{Q} \cdot dt/A = ro \cdot l \cdot Q/A$$

En definitiva, el valor de la inercia es:

$$I = ro \cdot l/A$$

Es denominada inercia del fluido.

Modelización completa de tuberías

Se entiende por modelización completa de tuberías la consideración conjunta de la compresibilidad del fluido, la deformación de la tubería, la inercia del fluido y la pérdida de carga.

Para que la aproximación al comportamiento real sea buena, es necesario dividir la tubería en estadios en tramos relativamente cortos.

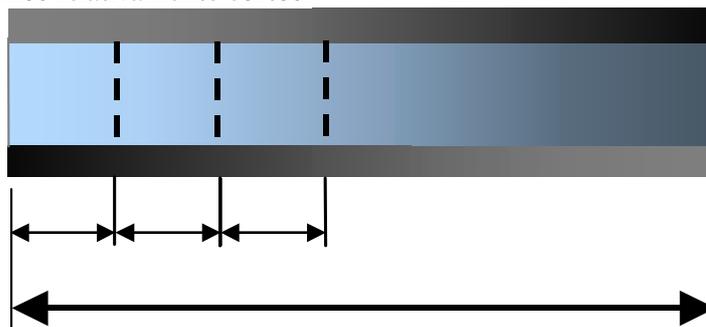


Figura 5.14

En cada tramo se consideran los cuatro fenómenos indicados, dando una representación en Bond-Graph como la indicada en la figura 5.15.

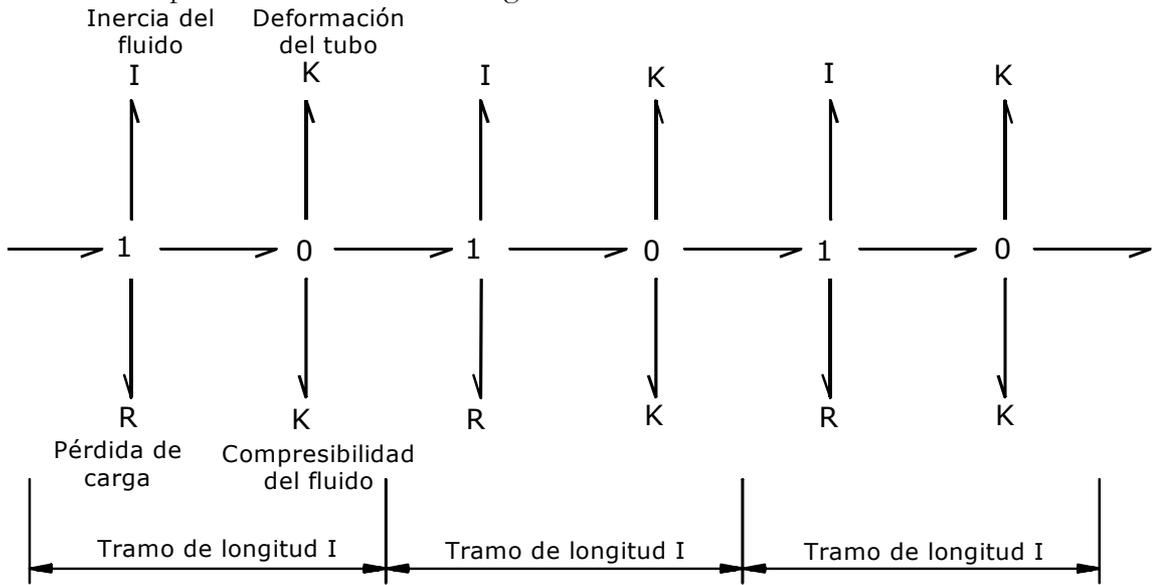


Figura 5.15

5.2. ELEMENTOS HIDRÁULICOS

Cilindro hidráulico

Supongamos un émbolo de sección A , sobre el que se ejerce una fuerza F , que se desplaza en el interior de un cilindro hidráulico con una velocidad v . Este émbolo produce en el fluido una presión p , y genera un caudal Q .

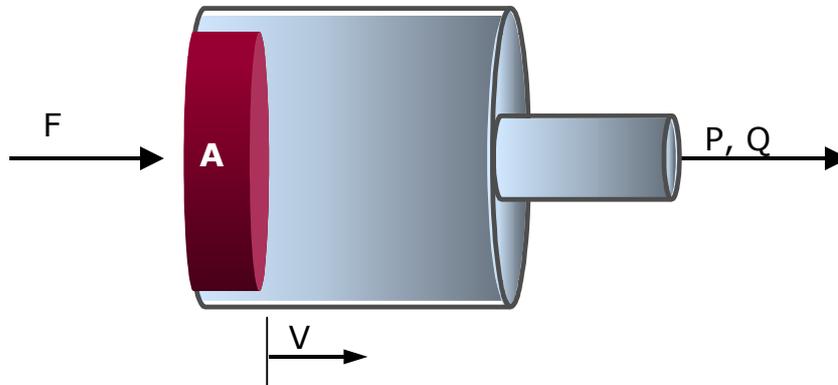


Figura 5.16

Evidentemente, se cumplirá que la presión en el fluido, aceite por ejemplo, será:

$$p = \text{Fuerza/Sección} = F/A$$

A su vez el caudal está relacionado con la velocidad del émbolo por:

$$Q = A \cdot v$$

El funcionamiento del cilindro hidráulico se representa en Bond-Graph como se vio en los primeros capítulos, mediante un transformer.



Figura 5.17

Donde efectivamente se cumple que:

$$Q = A \cdot V$$

$$p = F / A$$

Este transformer, además de representar al cilindro hidráulico, cambia sin ninguna dificultad de un sistema mecánico (fuerzas y velocidades), a un sistema hidráulico (presiones y caudales).

Si el problema planteado es el contrario, es decir; se conoce la presión del aceite y el caudal que entra en el cilindro hidráulico y se pretende hallar el esfuerzo generado en su émbolo así como su velocidad, se representa también mediante un transformer, pero ahora de razón $1/A$.

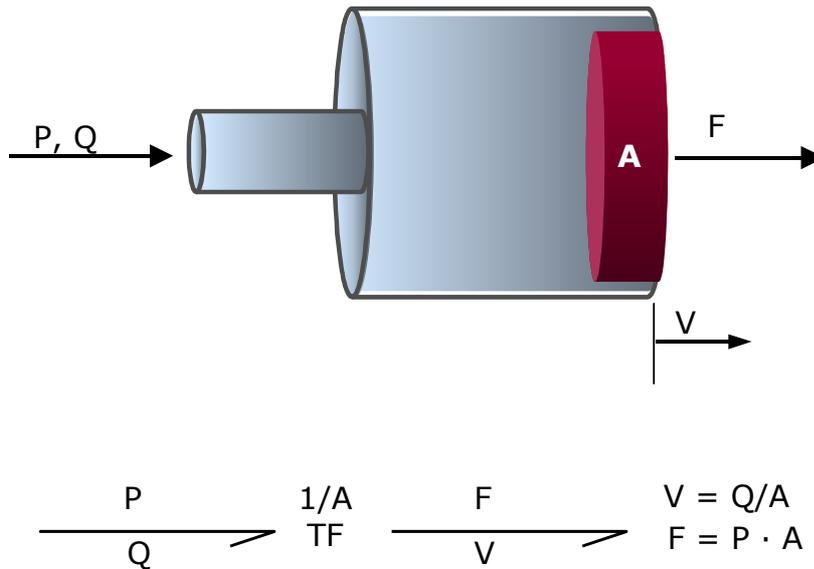


Figura 5.18

En este caso, ha habido un cambio de un sistema hidráulico (presiones y caudales) a otro mecánico (fuerzas y velocidades).

Bombas y motores hidráulicos

Una bomba hidráulica es, en síntesis, un elemento que arrastrado a una velocidad angular w , por un par N , genera un caudal de fluido Q a una presión p .

La característica fundamental de una bomba hidráulica es su cilindrada por vuelta, que define el volumen de aceite generado por cada vuelta del eje de la bomba. En los diagramas de grafos se representan mediante un transformer de razón: cilindrada por vuelta. Como en el caso del cilindro hidráulico, las bombas suponen un cambio de dominio físico de la mecánica a la hidráulica.

Efectivamente, se cumple que:

$$Q(\text{cm}^3/\text{s}) = w(\text{rad/s}) \cdot V_0(\text{cm}^3/\text{rad})$$

$$P(\text{dN/cm}^2) = N(\text{dN} \cdot \text{cm})/V_0(\text{cm}^3/\text{rad})$$

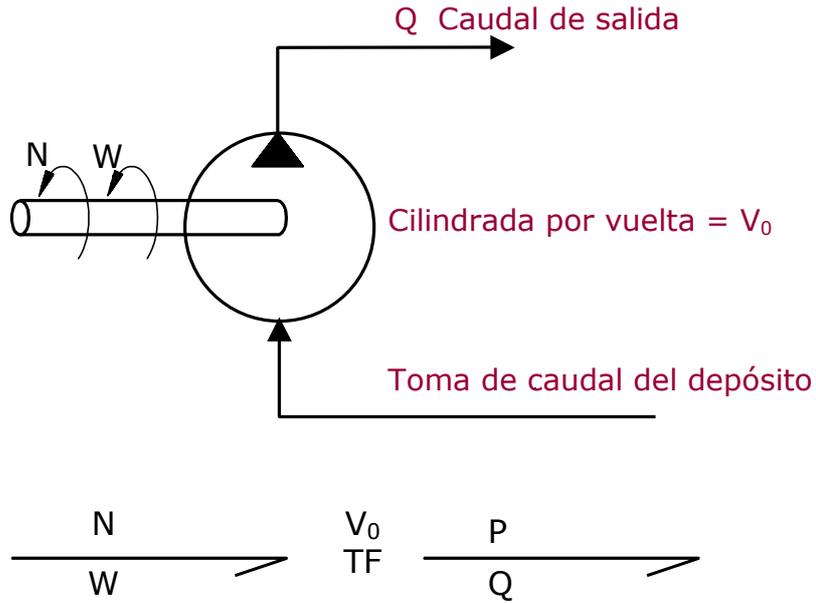


Figura 5.19

En los esquemas hidráulicos, las bombas tienen como símbolo un círculo en cuyo interior hay un triángulo con la punta hacia afuera, símbolo que se empleará a partir de ahora en este libro.

El motor hidráulico es el elemento inverso a la bomba; recibe presión y caudal, y da par motor y velocidad angular. Se representa también mediante un transformador de razón: la inversa de la cilindrada por vuelta. En los esquemas, el motor tiene como símbolo el mismo que el de la bomba, con la diferencia de que el triángulo tiene la punta hacia adentro.

Se cumple que:

$$w = Q / V_0 \quad \text{Velocidad angular de salida del motor}$$

$$N = p \cdot V_0 \quad \text{Par motor}$$

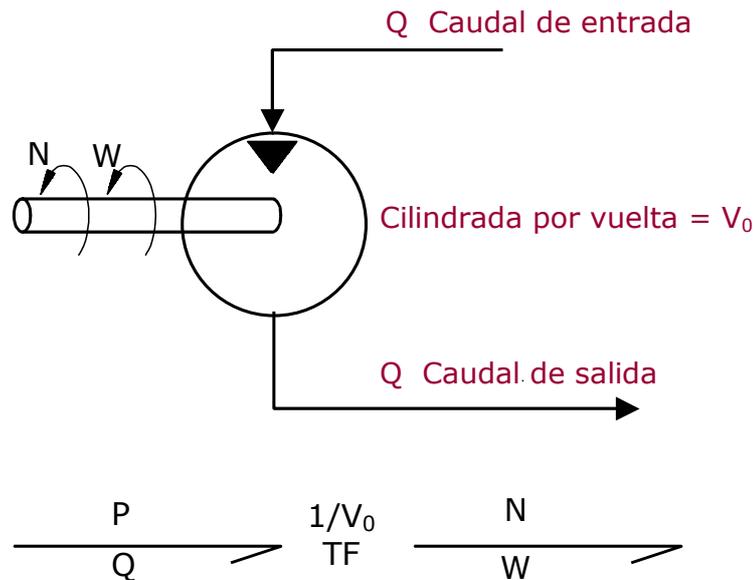


Figura 5.20

Cilindro hidráulico de doble efecto

En el caso del cilindro de doble efecto, ambas cámaras contienen aceite y, en consecuencia, cuando a una de ellas llega caudal la otra debe evacuarlo.

Sea el cilindro de doble efecto de la figura 5.21, en el que Q_1 y P_1 son el caudal y la presión de entrada; y Q_2 , P_2 , los de salida. Debido al vástago, el área del émbolo no es igual en ambas cámaras, de tal forma que si A_c es el área interna de la cámara, en el lado de entrada el área del émbolo es A_c ; mientras que en el de salida es $A_c - A_v$, siendo A_v el área del vástago.

La fuerza y la velocidad que se obtienen en el vástago son denominadas F y V .

En el diagrama de grafos, el transformer de razón $1/A_c$ transforma la presión y el caudal de entrada en esfuerzo y velocidad sobre el émbolo. Posteriormente, la unión 1 indica que a la misma velocidad van el émbolo y la evacuación del aceite de la cámara de salida.

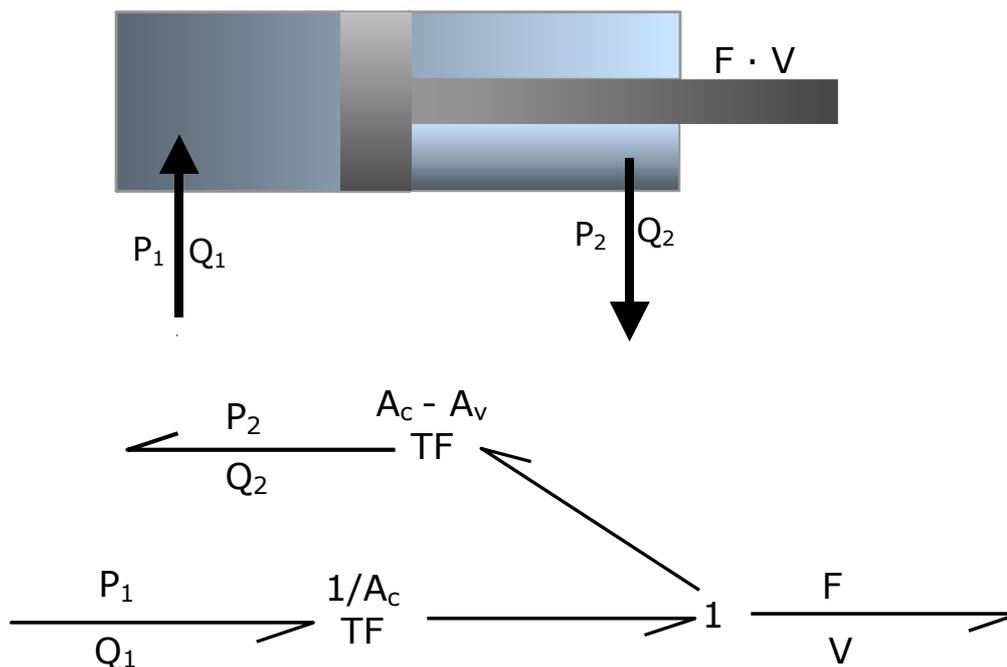


Figura 5.21

Esta unión puede explicarse también, diciendo que del esfuerzo generado en el émbolo, parte se gasta en evacuar el aceite y el resto se encuentra disponible en el vástago.

Por último, el transformer de razón $A_c - A_v$, es el encargado de traducir la velocidad del émbolo en caudal de salida de aceite.

5.3 SUSPENSIÓN CON CILINDROS HIDRÁULICOS COMUNICADOS

En la figura 5.28, se representa una suspensión hidroneumática aplicable tanto a vehículos, principalmente industriales, como a cualquier máquina. Por haberse estudiado en el capítulo anterior el comportamiento mecánico de este tipo de modelos, nos centraremos aquí solamente en el análisis de la parte hidráulica.

Los cilindros son de doble efecto y tienen sus cámaras superiores conectadas con un acumulador hidroneumático. Al mismo tiempo, existe un conducto que comunica la cámara superior de un cilindro con la inferior del otro. Se supone que ambos tienen la misma área de cámara A_c y de vástago A_v .

En la figura 5.28, se tiene que:

F_1 = Esfuerzo que actúa sobre el vástago del cilindro izquierdo.

V_{11} = Velocidad a la que se desplaza el vástago del cilindro izquierdo.

F_2 = Esfuerzo que actúa sobre el vástago del cilindro derecho.

V_{21} = Velocidad a la que se desplaza el vástago del cilindro derecho.

V_{12} = Velocidad que comunica el cilindro izquierdo sobre la masa suspendida.

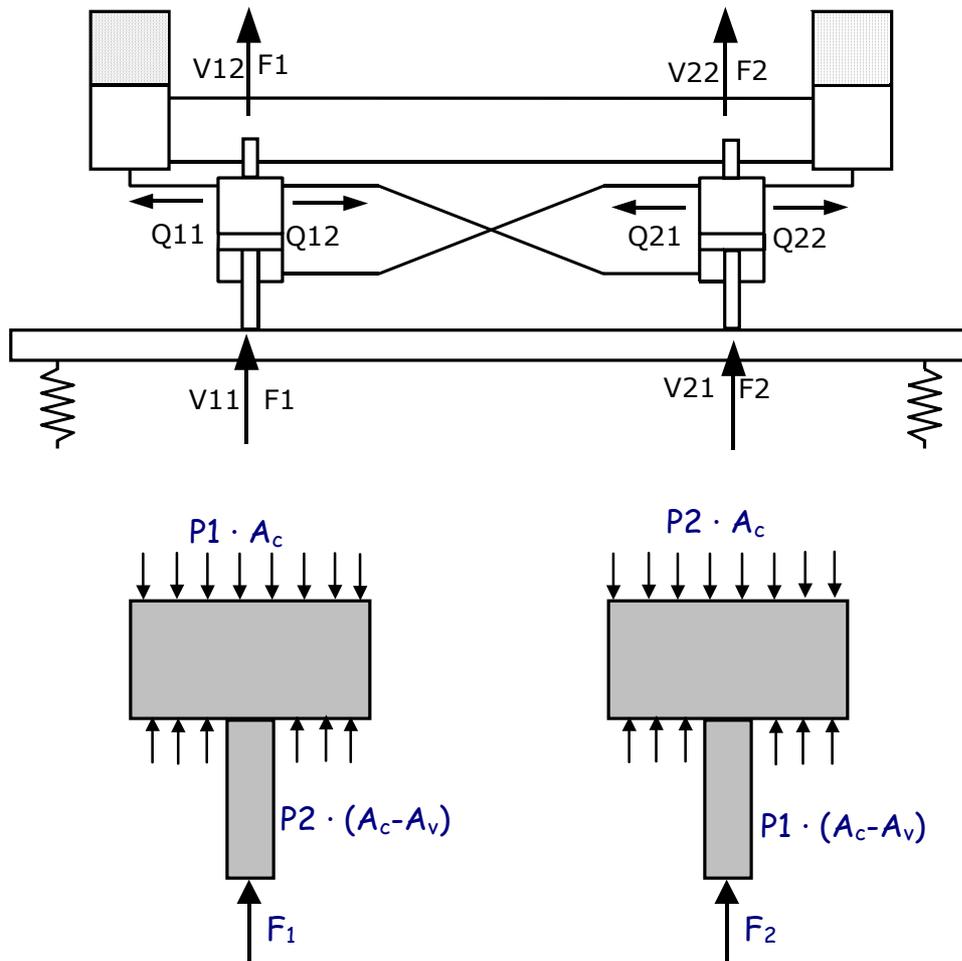


Figura 5.28

V_{22} = Velocidad que comunica el cilindro derecho sobre la masa suspendida.

Q_{11} = Caudal de aceite que envía el cilindro izquierdo al acumulador hidroneumático.

Q_{12} = Caudal de aceite que pasa de la cámara superior del cilindro izquierdo a la cámara inferior del cilindro derecho.

Q_{22} = Caudal de aceite que envía el cilindro derecho al acumulador hidroneumático.

Q_{21} = Caudal de aceite que pasa de la cámara superior del cilindro derecho a la inferior del izquierdo.

P_1 = Presión en la cámara superior del cilindro izquierdo.

A_c = Área interna de los cilindros.

A_v = Área del vástago.

P_2 = Presión en la cámara superior del cilindro derecho.

En la figura 5.29, se representa el diagrama de grafos en el que la unión 0, identificada como nudo (1), indica la diferencia de velocidades entre el vástago y la carcasa del cilindro. Se trata de una unión tipo 0 porque el esfuerzo comunicado al vástago es el mismo que el que actúa sobre el aceite y sobre la parte superior del cilindro.

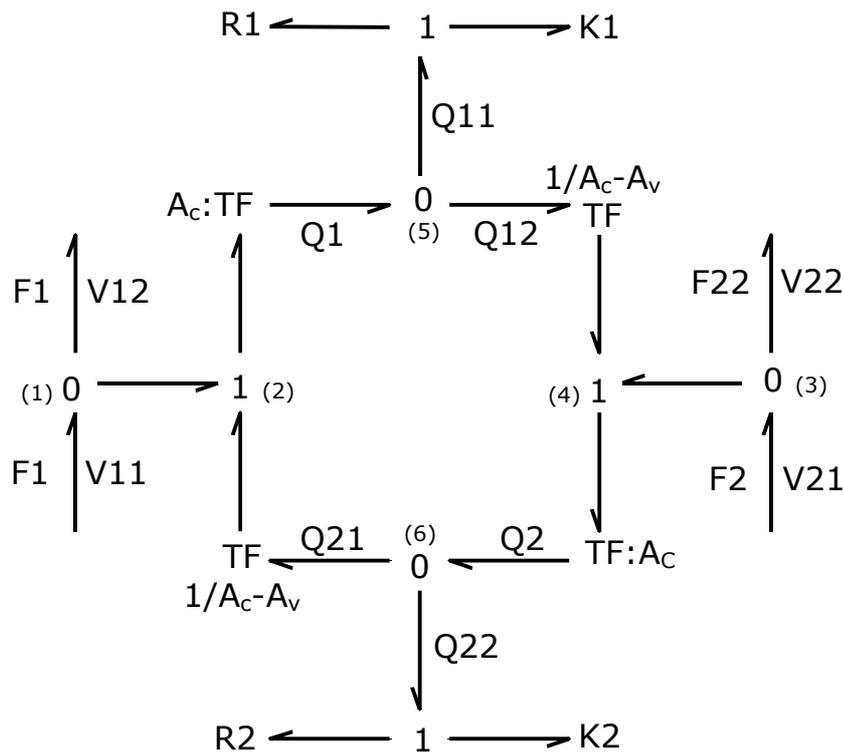


Figura 5.29

El nudo (2) indica que sobre la cara inferior del émbolo del cilindro izquierdo, actúan dos esfuerzos que se suman: el F_1 sobre el vástago y la presión P_2 que viene del cilindro derecho multiplicada por el área $A_c - A_v$. Es decir:

$$\text{Esfuerzo cara inferior cilindro izquierdo} = F_1 + P_2 \cdot (A_c - A_v)$$

Los nudos (3) y (4) representan lo mismo que (1) y (2) pero para el cilindro de la derecha.

El nudo (5) representa la bifurcación de flujos que existe en la cámara superior del cilindro izquierdo, parte del caudal Q_1 va hacia el acumulador hidroneumático Q_{11} y el resto hacia la cámara inferior del cilindro derecho. La rigidez del acumulador izquierdo vale K_1 y la pérdida de carga sufrida por el fluido en su paso hasta el acumulador, se refleja por la puerta resistencia de valor R_1 .

El caudal Q_1 está originado por la diferencia de velocidades que existe entre el vástago y la carcasa del cilindro, de tal forma que:

$$Q_1 = A_c \cdot (V_{11} - V_{12})$$

El comportamiento del nudo (6) es el mismo que el del (5) pero para el cilindro derecho. El acumulador hidroneumático de este lado viene representado por su rigidez K_2 y su puerta resistencia R_2 .

5.4. SERVOVÁLVULAS

Uno de los elementos más importantes de la hidráulica es, sin duda, la servoválvula, cuya aplicación es cada día mayor en los sistemas mecánicos.

Para ver más claramente el funcionamiento de este elemento se va a desarrollar un ejemplo concreto de aplicación.

En la figura 5.30, se representa un mecanismo de dirección de automóvil en el que una servoválvula controla un cilindro hidráulico para ayudar a la dirección, convirtiéndola en una servo-dirección.

Partiendo del volante, se representa en el modelo el par M_c , introducido por el conductor cuando éste quiere tomar una curva, y la inercia de varios elementos, como son: el volante, la barra de dirección y el mecanismo sinfín de reducción, en un solo valor de I_c .

La barra de dirección no se considera como un elemento rígido, ya que se tiene en cuenta su rigidez torsional K_b . En esta barra se sitúa un sensor encargado de determinar si el giro marcado por el conductor es hacia la izquierda o hacia la derecha, enviando la información a la servoválvula hidráulica.

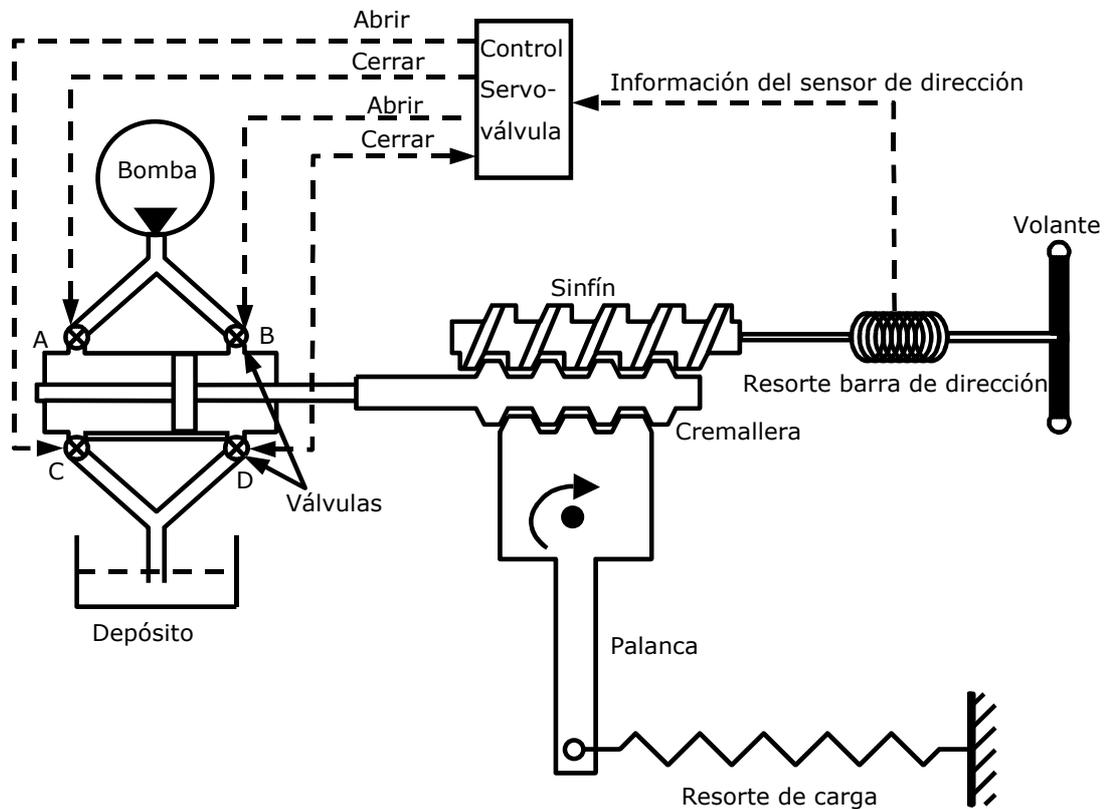


Figura 5.30

La barra de dirección finaliza en un mecanismo sinfín que se encuentra engranado a una cremallera que, a su vez, mueve lo que denominaremos palanca de la dirección.

La cremallera es también el vástago de un cilindro de doble efecto, cuyo funcionamiento está controlado por cuatro válvulas que se abren o se cierran en función de la dirección hacia la que el conductor quiera girar. El sensor, situado en la barra de dirección, es el encargado de proporcionar esta información al sistema que controla la apertura y cierre de las válvulas. Por último, una bomba hidráulica es la encargada de suministrar el aceite al cilindro.

El conjunto de las válvulas y su sistema de control forman lo que se denomina la servoválvula. La definición de servodirección proviene del hecho de que el esfuerzo que recibe la rueda a través de la timonería de dirección, no sólo se debe al conductor, sino que existe un cilindro hidráulico que aporta una parte importante del esfuerzo necesario. Prácticamente, podría decirse que el par realizado por el conductor es más bien el encargado de poner en marcha el funcionamiento de la servoválvula.

La cremallera mueve, en su desplazamiento, la palanca que en una de sus partes lleva un sector dentado. El conjunto sinfín, cremallera y palanca es denominado caja de dirección.

Para no plantear en este ejemplo un modelo más complejo, se supondrá que la salida de la caja de dirección actúa contra un resorte.

El funcionamiento del control de la servoválvula consistirá, en este modelo, en mantener abiertas todas las válvulas mientras no exista señal de que el conductor quiere realizar un giro.

Cuando se recibe la señal, en función de que el giro que se quiera realizar sea hacia la izquierda o hacia la derecha, se cerrarán las válvulas A y D o las B y C. En el primer caso, el aceite llega a la cámara derecha del cilindro y empuja al émbolo hacia la izquierda, siendo enviado el aceite de la otra cámara al depósito por la válvula C. En el caso de cerrar las válvulas B y C, el funcionamiento es a la inversa y el vástago se desplaza hacia la derecha.

Por último, en el caso de que no haya señal, todas las válvulas están abiertas y el aceite, conforme entra al cilindro lo abandona dirigiéndose hacia el depósito sin mover el émbolo.

En la figura 5.31, se ha representado el diagrama de grafos del modelo, en el que las válvulas son puertas resistencias de un valor muy alto cuando están cerradas y muy bajo cuando están abiertas. Se trata pues de puertas resistencia de valor variable que vienen definidas por el control de la servoválvula.

Se observa, también, que se tiene en cuenta la compresibilidad del aceite, tanto antes de entrar al cilindro como dentro de él.

Todos los transformer realizan el cambio de par a esfuerzo o a la inversa; de esfuerzo a par, excepto el transformer que pasa de presión y caudal en el circuito hidráulico, a esfuerzo y velocidad en el vástago. En este último caso, la razón del transformer es el área del émbolo.

Por último, en el diagrama de grafos se observa que se ha tenido en cuenta la inercia de la palanca de salida de la caja de dirección, así como las pérdidas por rozamiento entre la cremallera y el sector dentado.

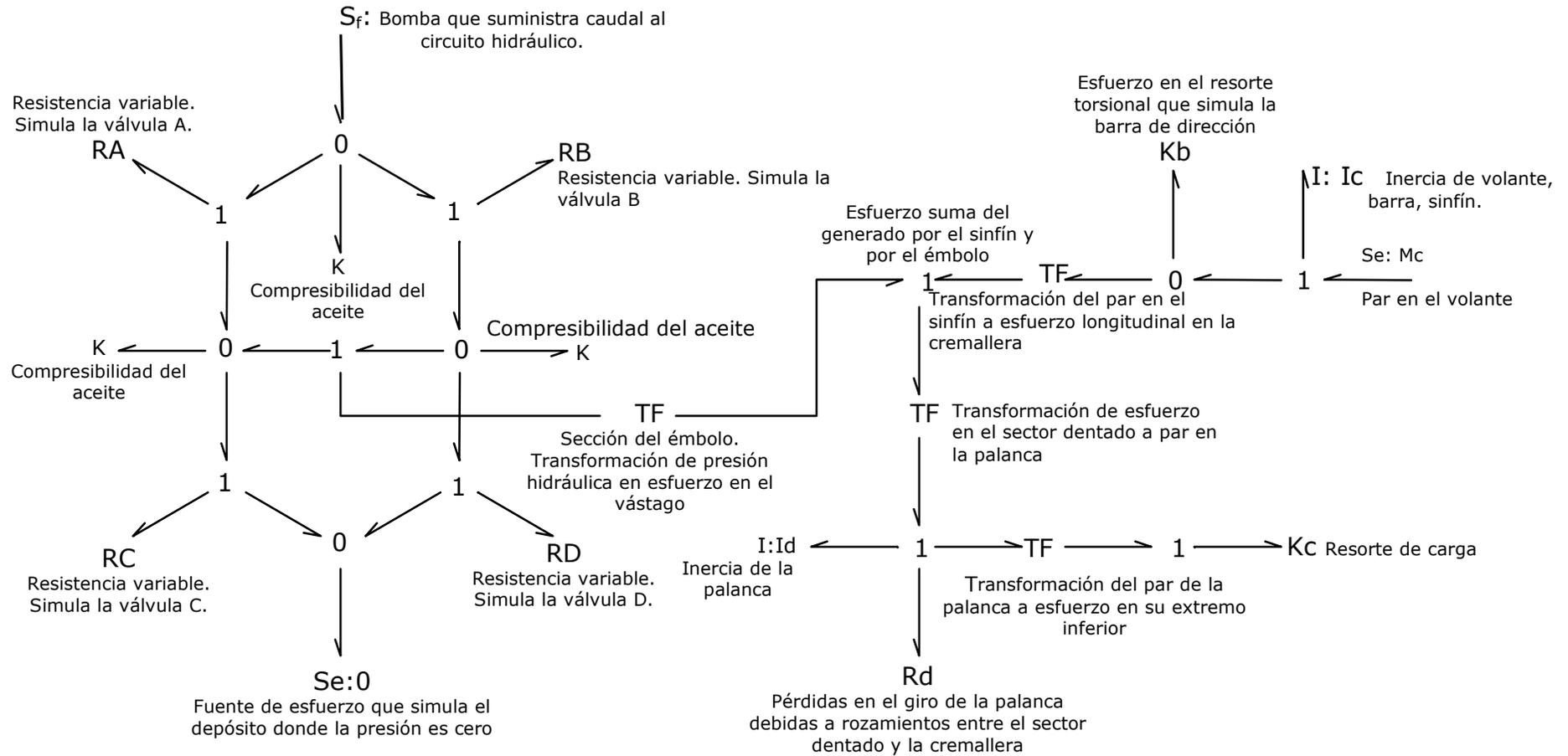


Figura 5.31

