

## ESTUDIO DEL EFECTO DE LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN SOBRE EL COMPORTAMIENTO DE COMPRESORES RECIPROCANTES USANDO UN MODELO DINÁMICO NO AMORTIGUADO

Henry Espinoza, María Collado\* y Miguel Reyes\*\*

### RESUMEN

La interacción entre el flujo, la dinámica de las válvulas y el comportamiento acústico de los sistemas de succión y descarga de los compresores reciprocantes, producen pulsaciones de presión que al transmitirse causan vibraciones en las tuberías, problemas en las válvulas, afectando la eficiencia y confiabilidad del compresor. Como el funcionamiento de las válvulas depende del flujo que las atraviesa y de los componentes que la forman, incluyendo resortes, asiento y masa del elemento de cierre, por lo que el diseño o selección de los componentes de una válvula debe hacerse cuidadosamente tomando en consideración las condiciones operativas, tipo de fluido, características de los sistemas de succión y descarga, para asegurar un funcionamiento apropiado de las válvulas y el compresor. En el presente trabajo se realiza un estudio teórico del efecto de la masa del disco de la válvula, la constante del resorte, la pre carga y la velocidad del compresor sobre el comportamiento dinámico de las válvulas y la eficiencia volumétrica de un compresor de una etapa, cuyas válvulas tienen disco de masa y amortiguamiento despreciable en comparación con el efecto del resorte, por lo que el modelo dinámico utilizado es no amortiguado con excitación variable.

**PALABRAS CLAVES:** Compresores reciprocantes, válvulas, simulación de compresores, modelo de acción de onda.

### ABSTRACT

In reciprocating compressors, the interaction between flow, valve dynamics and the acoustic behaviour of suction

\*Grupo de Ingeniería Mecánica, Universidad de Oriente, Puerto la Cruz, Venezuela.

\*\*Universidad del Zulia, Dpto. de Energía, Facultad de Ingeniería, Maracaibo, Venezuela.

Recibido: Febrero 1998. Aprobado: Marzo 1999.

and exhaust systems produces pressure pulsations that, when transmitted, cause vibrations in the pipelines and problems in the valves, and affect compressor efficiency and reliability. Valve operation depends on the flow that goes through them, and they include springs, mass, form, state and surface of the closing disk, which is why valve design or choice must be made carefully, taking into account operation conditions, type of fluid, and suction and exhaust system characteristics, in order to ensure that valves and the compressor operate in an appropriate manner. In this work, we present a theoretical study of the effect that the valve disk mass, the spring constant, and the precharge and speed of the compressor may have on the dynamic behaviour of the valves and the volumetric efficiency of a one-stage compressor. In this type of compressor, valves have a disk mass and damping that are negligible in comparison with the spring effect, which is why the dynamic model that we use is not deadened with a variable excitement.

**KEY WORDS:** Reciprocating compressors, Valves, Compressor simulation, Wave action model.

### INTRODUCCIÓN

Es de vital importancia en el estudio de la eficiencia y confiabilidad de los compresores reciprocantes tomar en consideración los efectos producidos por las pulsaciones de presión cuyo origen radica en la interrelación existente entre el flujo, la dinámica de las válvulas y la acústica de los sistemas de succión y descarga, así como la flexibilidad de las tuberías. (Collado y Espinoza, 1995) (Espinoza *et al.* 1997). Dada la importancia de las válvulas se realizó el modelado y el análisis del efecto de la relación de compresión sobre los diagramas de presión, gasto y sección efectiva de las válvulas. Para realizar el estudio se utilizó un programa de computación que simula el fenómeno pulsante de los conductos de succión y descarga de compresores reciprocantes, el cual se elaboró a partir del original basado en el Modelo de Acción de Ondas, desarrollado por el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia (Payri *et al.* 1991). Este

último modelo fue desarrollado para el modelado de motores alternativos, por lo tanto el movimiento de las válvulas a lo largo del ciclo viene dado por una función impuesta por el perfil del árbol de levas. En compresores alternativos, se utilizan válvulas de láminas, las cuales se mueven en función de la diferencia de presión que exista a través de la lámina, la cual a su vez depende del ciclo termodinámico que realiza el compresor. Por esta razón, fue necesario desarrollar una condición de contorno para el caso de válvulas de compresores. El desarrollo de esta condición de contorno requirió de un estudio previo para determinar cuáles son las variables que influyen sobre el comportamiento dinámico de estas válvulas y de este modo poder desarrollar un modelo matemático que reproduzca en la mejor medida posible el comportamiento del sistema físico real.

### MODELO MECÁNICO

El comportamiento mecánico de una válvula de láminas se puede relacionar con el comportamiento de un sistema de masa, resorte y amortiguador como el que se aprecia en la Figura 1.

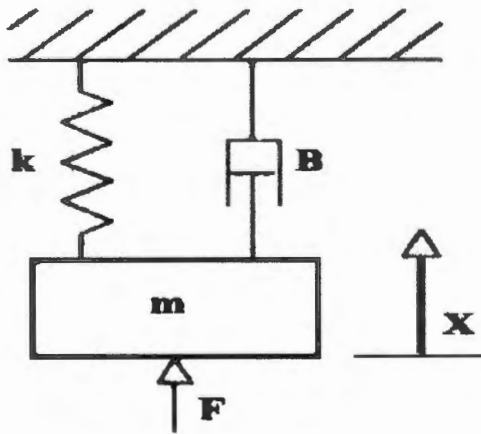


Fig. 1. Sistema Masa-Resorte-Amortiguador.

La masa del sistema la constituye, la del elemento móvil de la válvula que está formada por el anillo y una fracción de resorte. El resorte corresponde al elemento flexible encargado de mantener la lámina en posición cerrada y el amortiguador procede de las fuerzas debidas al rozamiento entre las partes metálicas de la válvula y entre ésta y el aire.

Para un sistema como el mostrado en la Figura 1, el movimiento de la masa está gobernado por la siguiente ecuación diferencial:

$$mX'' + BX' + kX = F - F_0 \quad (1)$$

donde:  $m$  es la masa del elemento móvil,  $B$  es el coeficiente de amortiguamiento del sistema,  $k$  es la constante de rigidez del resorte,  $F$  representa las fuerzas externas que actúan sobre el sistema (área frontal de la lámina por diferencia de presión a través de la válvula),  $F_0$  es la precarga del resorte y  $X$ ,  $X'$  y  $X''$  son la posición, la velocidad y aceleración del elemento móvil, respectivamente.

La Ecuación (1) puede resolverse mediante algoritmos numéricos sencillos, si se conocen las fuerzas externas que actúan sobre el sistema en cada instante y las condiciones iniciales correspondientes  $X_0$  y  $\dot{X}_0$ , para así conocer la posición de la lámina de la válvula en cualquier instante de tiempo.

Para el estudio a realizar se seleccionó un compresor de un cilindro con dos válvulas de plato o anillo cuya masa medida es 0.0066 kg. La constante de rigidez del resorte de la válvula se midió en el laboratorio, resultando igual a 1822 N/m.

La frecuencia natural del sistema se calculó por la ecuación 2.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{1822}{0.0066}} = 524 \frac{rad}{s} \text{ o } 83.4 \frac{ciclos}{s} \quad (2)$$

El régimen de giro seleccionado del compresor fue de 300 r.p.m., por lo que la frecuencia de excitación de la válvula es:

$$\omega = 300 \frac{ciclos}{min} \text{ o } 5.0 \frac{ciclos}{s} \quad (3)$$

La relación entre la frecuencia de excitación y la frecuencia propia (relación de frecuencia) es:

$$\frac{\omega}{\omega_n} = \frac{5.0}{83.4} = 0.06 \quad (4)$$

En la Figura 2, se muestran gráficas de la relación de amplitudes  $X/X_0$  y  $\Phi$  en función de la relación de frecuencias y la relación de amortiguamiento (Fredric 1992), donde:  $X$  = Amplitud del movimiento del sistema,  $X_0$  = Deflexión estática =  $(F - F_0)/K$ ,  $F$  = Ángulo de desfase entre la excitación y la respuesta del sistema,  $\omega$  = Frecuencia natural,  $\omega_n$  = Frecuencia propia del sistema y  $\xi$  = Relación de amortiguamiento  $B/B_c$  ( $B_c$  es el amortiguamiento crítico  $B_c = 2m\omega_n$ ).

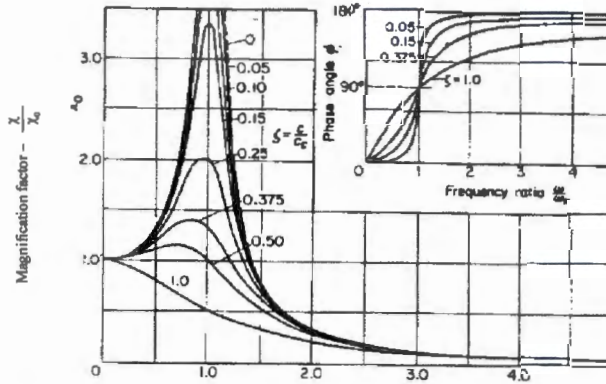


Fig. 2. Amplitud de oscilación de un sistema Masa-Resorte-Amortiguador.

Como puede apreciarse en las gráficas, para la relación  $\omega/\omega_n$  de 0.06, las amplitudes  $X$  y  $X_0$  son prácticamente coincidentes y el ángulo de desfase entre la excitación y la respuesta es muy pequeño, lo cual significa que el desplazamiento del sistema para cada instante tendrá el mismo sentido de la fuerza excitadora y la magnitud de su amplitud será igual a la deflexión estática, independientemente del coeficiente de amortiguamiento, por lo que para cualquier instante la amplitud del desplazamiento del anillo de la válvula puede calcularse por la ecuación 5, obtenida como solución de la ecuación 1.

$$X = \frac{F - F_0}{k} \tag{5}$$

### MODELO FLUIDODINÁMICO

Una vez conocida la posición de la lámina de la válvula, es necesario establecer un coeficiente de flujo asociado a su levantamiento actual. La forma más conveniente para ello sería ensayar la válvula en un banco de flujo y determinar por vía experimental los coeficientes de flujo para cada levantamiento de la lámina. En vista de que no se dispone de los recursos necesarios para realizar dichos ensayos, se decidió utilizar coeficientes de flujo de válvulas de motores de combustión interna alternativos (MCIA), estableciendo como condición que exista una razonable semejanza geométrica con la válvula en cuestión.

Después de analizar las válvulas y las condiciones del flujo en ellas, se decidió tomar como parámetro de similitud geométrica que ambas válvulas tuvieran la misma área de cortina para un determinado levantamiento, por considerarse que es la magnitud más representativa de su comportamiento. Para utilizar criterio de semejanza, se comprobó que la válvula estudiada tiene la misma área de cor-

tina que una válvula de MCIA de 40 mm de diámetro. Finalmente, se utilizaron los coeficientes de flujo de una válvula de admisión de 37 mm de diámetro. En la Figura 3 se muestra una gráfica del coeficiente de flujo de esta válvula en función del levantamiento. Es posible, que los coeficientes de flujo para la válvula del compresor sean ligeramente mayores que los tomados en este trabajo, puesto que la válvula con la cual se hizo la similitud posee un ángulo de asiento de 30° mientras que en la válvula del compresor, el a|

Coeficiente de flujo vs Levantamiento Válvula MCIA 37 mm

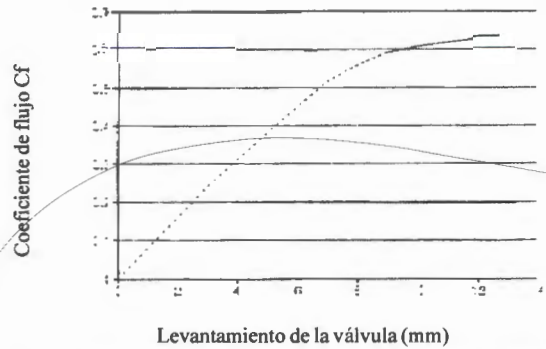


Fig. 3. Coeficiente de flujo en función del levantamiento para una válvula de MCIA de 37 mm.

El rango de levantamiento de la válvula de anillo es de 0 a 2.11 mm. Como puede apreciarse en la Figura 3, para este rango de levantamientos, el coeficiente de flujo de la válvula en función de su levantamiento es una línea recta, por lo tanto se puede caracterizar únicamente con su pendiente según una ecuación de la forma:

$$C_f = pen X \tag{6}$$

Donde,  $X$  es el levantamiento actual de la válvula y  $(pen)$  la pendiente de la línea de la Figura 3 en el intervalo  $[0, 2.11]$  que resultó ser de 74/m. Así, el coeficiente de flujo de la válvula de lámina quedó definido como:

$$C_f = 74.0 X \tag{7}$$

Con,  $X$  en metros.

### PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

El procedimiento utilizado para el cálculo dentro del programa es el siguiente (se muestra el caso de la válvula de admisión pero el procedimiento es similar para la válvula de escape):

a. Al finalizar los cálculos de un determinado intervalo temporal en el cual se han encontrado las condiciones del fluido para el instante y, se calcula la fuerza que actualmente trabaja sobre la lámina, con la ecuación:

$$F = A_v(P_{ex} - P_{cil}) \quad (8)$$

donde;  $A_v$  = área de la lámina sobre la cual actúa la presión,  $P_{ex}$  = Presión en el extremo del conducto de admisión que da a la válvula de admisión y  $P_{cil}$  = Presión en el interior del cilindro.

b. Una vez calculada la fuerza, se calcula la posición de la lámina con la Ecuación (5).

c. Si la fuerza es negativa, se asigna el valor 0 a X.

d. Si el desplazamiento resultante es mayor que el permitido por la válvula, se le asigna a X el valor del desplazamiento máximo  $X_{max}$  (0.00211 m en este caso).

e. Este desplazamiento se utilizará para calcular el coeficiente de flujo en la válvula en el intervalo y+1.

f. El mismo procedimiento se repite al final de cada intervalo de tiempo.

Cuando el programa llega a la condición de contorno de la válvula, existen tres posibles condiciones:

1.- Que  $X = 0$ , con lo cual se resuelve como un extremo cerrado.

2. Que  $X > 0$

2.1. Que el flujo sea entrante al cilindro (se calcula normalmente).

2.2. Que el flujo resulte saliente del cilindro (se calcula también como cerrado).

Para el caso 2.1, se calcula el coeficiente de flujo con la ecuación (7) y se procede a resolver la condición de contorno de flujo entrante al cilindro.

La situación 2.2 puede parecer contradictoria porque si el flujo es saliente es porque la presión en el cilindro es mayor que en el conducto, y en este caso la válvula estaría cerrada. Lo que ocurre es que la posición de la válvula se calculó con la presión en el instante inicial del intervalo de cálculo, y es posible que en algún intervalo el gradiente de presión se invierta. Como en este caso la válvula se cerraría, entonces se impone también que el extremo es cerrado.

Para la válvula de escape el procedimiento es similar, con la diferencia que la fuerza de los gases sobre la lámina se calcula tomando como sentido positivo la dirección hacia afuera del cilindro, como lo indica la Ecuación (9).

$$F = A_v(P_{cil} - P_{ex}) \quad (9)$$

## RESULTADOS

Se realizaron pruebas con relaciones de compresión 2, 3 y 4. En la Figura 4 se muestran los diagramas indicadores para los tres casos estudiados. Se observa que la relación de compresión afecta la forma del diagrama y las presiones instantáneas para cada grado de giro, las fluctuaciones que se observan en la presión durante los períodos de admisión y escape se deben a las ondas de presión que viajan por los conductos de admisión y escape, mientras las válvulas permanecen abiertas.

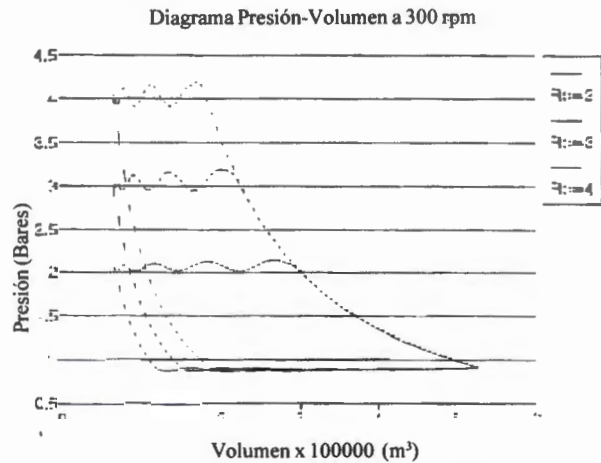


Fig. 4. Diagramas indicadores para los casos estudiados.

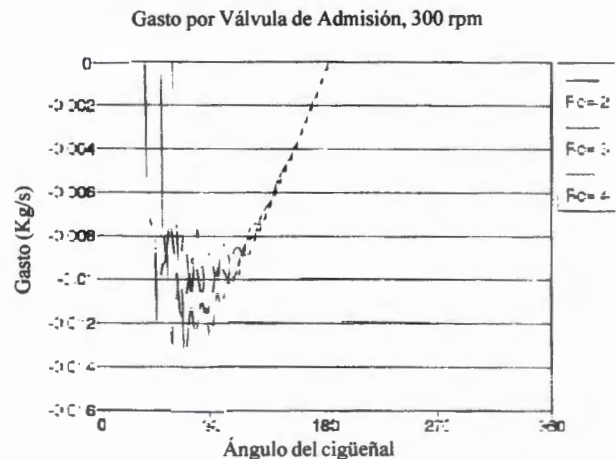


Fig. 5. Variación de gastos por las válvulas de admisión en las relaciones de compresión estudiadas.

En las Figuras 5 y 6 se muestran los gastos por las válvulas de admisión y escape para las tres relaciones de compresión estudiadas. Puede apreciarse como a medida que la relación de compresión aumenta, el período de apertura de las válvulas disminuye, debido a la mayor dificultad que existe tanto para la entrada como para la salida del flujo. Los ángulos de cierre de las válvulas permanecen más o menos invariables puesto que ellos dependen principalmente del instante en que el pistón se detiene y esto sucede en el PMI para admisión y en el PMS para el escape.

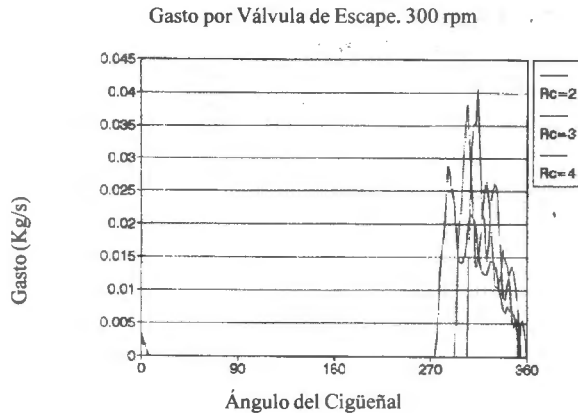


Fig. 6. Variación de gastos por las válvulas de escape en las relaciones de compresión estudiadas.

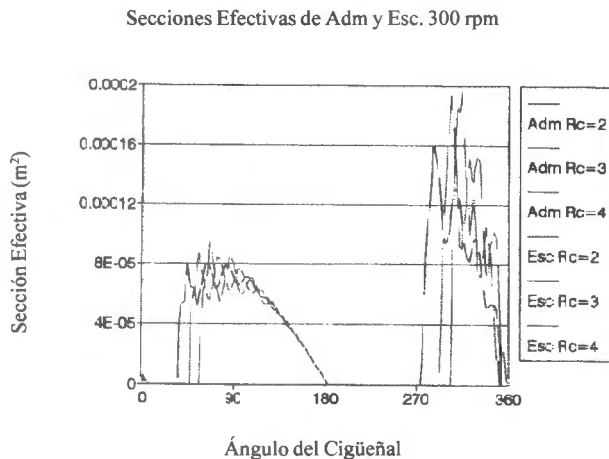


Fig. 7. Secciones efectivas de la válvula de admisión y escape para las relaciones de compresión estudiadas.

En la Figura 7 se muestran conjuntamente las secciones efectivas de la válvula de admisión y escape para todas las relaciones de compresión estudiadas. La sección efectiva es el producto de la sección de referencia de la válvula ( $\pi Dv^2/4$ ) multiplicada por el coeficiente de flujo. Dado que el coeficiente de flujo se ha considerado una función lineal con el levantamiento, entonces la gráfica representa indirectamente el levantamiento de la válvula.

Las fluctuaciones que se observan en dicha gráfica se deben a que las ondas de presión existentes en los conductos de admisión y escape actúan sobre la lámina de la válvula haciendo variar su posición durante el período que se mantienen abiertas. Para los casos presentados, las válvulas nunca alcanzarán el levantamiento máximo (0.0021 m), el cual corresponde a una sección efectiva de 0.0002 m<sup>2</sup>.

## CONCLUSIONES

El análisis del comportamiento dinámico de una válvula de anillos del compresor recíprocante estudiado, permite establecer como conclusión que la masa de la lámina y el coeficiente de amortiguamiento, debido a las fuerzas de fricción tienen un efecto muy pequeño sobre el comportamiento dinámico de la válvula.

Se ha desarrollado una condición de contorno para simular las válvulas de anillos de compresores alternativos en un modelo de acción de ondas. El modelo se basa en el cálculo instantáneo de la posición de la lámina de la válvula y su posterior utilización para la determinación del coeficiente de flujo suponiendo un comportamiento cuasiestacionario.

Se realizaron pruebas de modelado para diferentes relaciones de compresión, observándose un comportamiento razonable del modelo en todos los casos.

La relación de presión reduce el tiempo de apertura de ambas válvulas y afecta el comportamiento dinámico de las válvulas.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- COLLADO, M. Y ESPINOZA, H. 1995. Simulación de flujo pulsante en los conductos de succión y descarga de compresores recíprocantes, I Jornadas Científicas JOCIME 95 Memorias:55-62.
- ESPINOZA, H., COLLADO, M. Y OCANDO, J. 1997. Un Estudio teórico del efecto de parámetros sobre las pulsaciones de presión en la succión y descarga de compresores de una etapa, Anales de Ingeniería Mecánica. Revista de la Asociación Española de Ingeniería Mecánica. Año 11 (1):125-132.
- EHRICH F. 1992. Handbook of Rotordynamics, McGraw-Hill, inc.
- PAYRI, F., BENAÏES, J. Y CHUST, M. 1991. Software for computer - aided study of intake and exhaust systems for engine. ENTROPY.