

ESTUDIO DE VARIABLES OPERATIVAS EN UN COMPRESOR ALTERNATIVO USANDO GAS NATURAL COMO FLUIDO DE TRABAJO

JESÚS MORENO

*Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Departamento de Mecánica
Universidad de Oriente, Pto. La Cruz, Venezuela*

.RESUMEN

En este trabajo se simula la operación de un compresor usando gas metano como fluido de trabajo. El gas metano es el componente mayoritario del gas natural, un recurso importante de estudiar en Venezuela y principalmente en el Oriente del país, dadas las reservas probadas. Para lograr el objetivo se considera un modelo matemático con el cual se puedan obtener las magnitudes de las variables operativas: presión, volumen, temperatura y masa del fluido de trabajo, tanto en el interior del cilindro como en el depósito de descarga, cuando el compresor funciona a velocidad constante. Una vez obtenido el modelo matemático se elaboró un código de computación en Turbo Pascal 6.0 para resolver las ecuaciones diferenciales usando el método de Runge-Kutta de cuarto orden y se encontró el valor numérico de las variables antes citadas para cada grado de giro de la manivela. Se obtuvo adicionalmente la potencia media (por ciclo) requerida por el compresor durante su funcionamiento. Se encontró que los resultados obtenidos aplicando el modelo propuesto, se comportaron de acuerdo con los reportados por la literatura tradicional, lo cual valida el modelo y nos permitirá luego de hacer mediciones y ajustes, relacionados principalmente con la transferencia de calor, predecir el comportamiento del compresor al variar los parámetros de operación y diseño.

PALABRAS CLAVES: Mecánica, compresores, simulación

ABSTRACT

In this study, we simulated the mechanical behavior of an alternative compressor using methane gas as a working fluid. Methane is the most important component in natural gas, which is a natural resource that must be studied in Venezuela, specially in the eastern part of the country, considering the large underground proven reserves. For our purpose, we considered a numerical simulation which made possible the calculation of the operative variables (pressure, volume, temperature and mass of the working fluid, both inside the cylinder and in the discharge vessel) when running a compressor at a constant speed. Once the mathematical model was obtained, we elaborated a Turbo Pascal 6.0 computation code to allow us to solve the differential equations by using the fourth order Runge-Kutta method, and we determined the numerical values for each grade of angular movement of the crank shaft. Additionally, we obtained the mean power (per cycle) required by the compressor during its operation. We found that the results obtained by applying the proposed model were consistent with the results reported in traditional literature, which indicates the validity of the model, and will allow us, after some measurements and adjustments mostly related with heat transfer, to predict the behavior of the compressor when we vary operation and design parameters.

KEY WORD: Mechanics, Compressors, Simulation.

INTRODUCCION

Los compresores alternativos son equipos de uso generalizado, por poseer un amplio rango de capacidades, tanto en lo referente a la presión de descarga, como en lo referente al caudal que manejan, en la industria del gas natural son usados para transporte y accionamiento de equipos neumáticos. En este traba-

jo se modela y simula su operación, con la intención de estudiar el comportamiento de las distintas variables durante su actividad, lo cual nos permitiría plantear modificaciones, un uso más eficiente y abordar con mayor claridad problemas en su funcionamiento, tales como vibraciones, recalentamientos y fallas prematuras de algunos componentes. Se modela el funcionamiento del compresor en base a cuatro procesos, la admisión, la compresión, la descarga y la expansión.

FUNDAMENTOS DEL MODELO

Los modelos matemáticos están formados por un conjunto de ecuaciones diferenciales, las cuales permiten calcular las variables de estado del sistema. Tratándose de un compresor los cálculos se realizaron en base al modelado de los siguientes procesos: el flujo de los gases al interior del cilindro, su compresión, la descarga y finalmente la expansión en el interior del cilindro, de los gases comprimidos, que no fueron desplazados al depósito, para lo cual se usaron las ecuaciones 1, 2, 3 y 4. En los compresores alternativos estos cuatro procesos se llevan a cabo en una vuelta de la manivela, en otras palabras en dos carreras del émbolo, iniciándose cada proceso con la apertura y cierre de las válvulas (de succión y descarga) las cuales son gobernadas por las presiones experimentadas en el fluido de trabajo, para una mejor comprensión del funcionamiento del compresor modelado ver figura 1. Se simula el comportamiento del compresor usando metano como fluido de trabajo, sin considerar la transferencia de calor con el ambiente, tanto en el interior del cilindro, como en el depósito descarga.

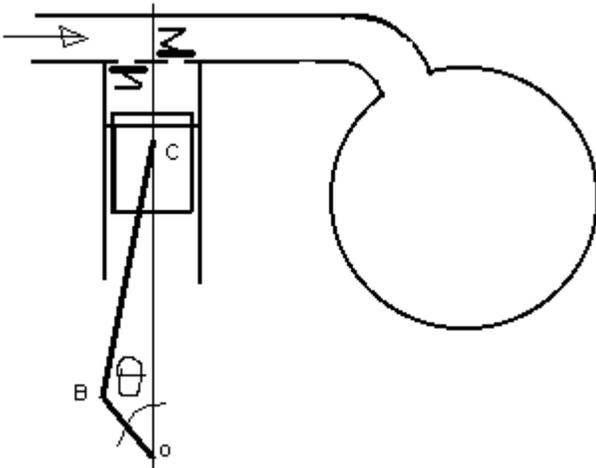


Figura 1. Esquema del compresor modelado

MODELADO DE LOS PROCESOS DE ADMISIÓN Y DESCARGA

La admisión se produce, consecuencia del aumento de volumen experimentado por el gas en el interior del cilindro (al girar la manivela), de manera que disminuye la presión, se abre la válvula correspondiente y se desplaza cierta masa de gas desde el exterior, ocupando ahora el volumen comprendido por la culata, el pistón y las paredes del

cilindro. El caudal másico correspondiente se calculó a partir de la ecuación del flujo isentropico en restricciones, tomada de Burton (1994), en donde la presión p_1 es la presión aguas arriba y la presión p_2 es la presión aguas abajo.

$$m^* = \frac{C_p A_o p_1}{\sqrt{RT_1}} \left[\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

Para el calculo de las variables de estado del sistema presión temperatura y volumen se usaron:

- La derivada respecto al tiempo de la ecuación de estado de Benedict – Webb – Rubin para metano, la ecuación sin derivar se tomó de Cengel – Boles (1996).

$$\begin{aligned} \dot{P} = & \left[\frac{\bar{R}T}{\bar{v}} \right] \left[\frac{\dot{T}}{T} - \frac{\dot{\bar{v}}}{\bar{v}} \right] + \left[\frac{B_o \bar{R}T}{\bar{v}^2} \right] \left[\frac{\dot{T}}{T} - \frac{2\dot{\bar{v}}}{\bar{v}} \right] \\ & + \left[\frac{A_o}{\bar{v}^2} \right] \left[\frac{2\dot{\bar{v}}}{\bar{v}} \right] + \left[\frac{2C_o}{T^2 \bar{v}^2} \right] \left[\frac{\dot{T}}{T} + \frac{\dot{\bar{v}}}{\bar{v}} \right] \\ & + \left[\frac{b \bar{R}T}{\bar{v}^3} \right] \left[\frac{\dot{T}}{T} - \frac{3\dot{\bar{v}}}{\bar{v}} \right] + \left[\frac{a}{\bar{v}^3} \right] \left[\frac{3\dot{\bar{v}}}{\bar{v}} \right] - \\ & \left[\frac{a\alpha}{\bar{v}^6} \right] \left[\frac{6\dot{\bar{v}}}{\bar{v}} \right] + \left[\frac{ce^{-\frac{\gamma}{v^2}}}{\bar{v}^3 T^2} \right] \left[\frac{2\gamma\dot{\bar{v}}}{\bar{v}^3} - \frac{3\dot{\bar{v}}}{\bar{v}} - \frac{2\dot{T}}{T} \right] \\ & + \left[\frac{cye^{-\frac{\gamma}{v^2}}}{\bar{v}^5 T^2} \right] \left[\frac{2\gamma\dot{\bar{v}}}{\bar{v}^3} - \frac{5\dot{\bar{v}}}{\bar{v}} - \frac{2\dot{T}}{T} \right] \quad (2) \end{aligned}$$

- La ecuación de conservación de la energía para un sistema abierto, flujo uniforme:

$$\dot{E} = -P\dot{V} + \dot{m}h + \dot{Q} \quad (3)$$

- y la relación cinemática para el mecanismo de manivela, biela, corredera

$$\dot{V} = Ap \left[1 + \frac{Rm \cos \theta}{\sqrt{lb^2 - (Rm \sin \theta)^2}} \right] Rm \sin \theta \dot{\theta} \quad (4)$$

Durante la descarga la presión en el cilindro aumenta, consecuencia de la disminución en el volumen de los gases, logrando vencer las fuerzas ejercidas por el resorte, y por los gases dentro del deposito de descarga, ver figura 2, por esta razón se abre la válvula de descarga y fluye masa de gases, modelándose este proceso con las ecuaciones antes citadas.

MODELADO DEL COMPORTAMIENTO DE LAS VALVULAS

En la figura 2 se ilustra la salida de los gases del cilindro, esto ocurre al acercarse el embolo al punto muerto superior, de manera que disminuye el volumen del gas y aumenta su presión interior, a esta fuerza ejercida por la presión interior sobre la cara descubierta de la válvula se oponen la fuerza ejercida por la presión de los gases en el deposito, la fuerza del resorte y la fricción viscosa que se opone al movimiento, se usó para modelar este sistema dinámico, la segunda ley de Newton, ver la figura 3 y la ecuación 5. El aumento de la presión del gas en el interior del deposito, se calculó aplicando la conservación de la masa, la conservación de la energía y la ecuación de estado, en un proceso de flujo uniforme (proceso de carga)

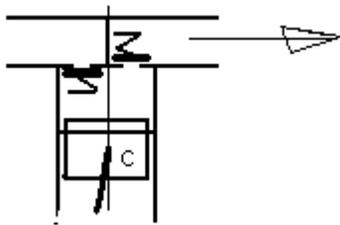


Figura 2. Ilustración salida de los gases del cilindro.

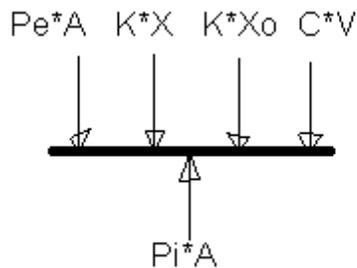


Figura 3. Ilustración fuerzas aplicadas sobre la válvula de escape.

$$P_i A - P_e A - KX_o - KX - C \dot{X} = m \ddot{X} \quad (5)$$

MODELADO DE LA COMPRESION Y DE LA EXPANSION

Tanto para la compresión como para la expansión, se consideró un sistema cerrado donde el fluido de trabajo se encuentra limitado por el embolo, la culata y las paredes del cilindro.

Para su modelado se usaron:

- La ecuación de la Energía en su concepción para un sistema cerrado (Ec 3), de manera que no hay flujo de masa.
- La relación cinemática para el mecanismo manivela, biela, corredera, (Ec 4)
- y La derivada respecto al tiempo de la ecuación de estado de Benedict-Webb-Rubin (Ec 2),

Más detalles sobre el modelado del compresor se encuentran en el artículo de Moreno – Guevara (1997)

RESULTADOS

Obtenido el modelo matemático de este sistema termodinámico, se elaboró un programa de computación en lenguaje Turbo Pascal para resolver las ecuaciones diferenciales que conforman el modelo y de esta manera conocer el comportamiento de los distintos parámetros de operación, del compresor. El programa se ejecutó con los datos indicados en la tabla I, correspondientes a un compresor instalado en los laboratorios del Departamento de Mecánica de la UDO (Núcleo de Anzoategui) el cual fue diseñado para operar con aire.

TABLA I. Características geométricas y de funcionamiento del compresor usado

Diámetro del pistón	0.1016 m
Carrera	0.1016 m
Frecuencia de rotación	300 RPM
Volumen del deposito	0.063 m ³

Los resultados obtenidos se muestran en las figuras 4 a 8. A medida que aumenta el número de ciclos, aumenta la presión en el depósito de descarga y consecuentemente la presión en el cilindro, esto se muestra en la tabla II en donde se presentan los valores de diferentes variables para tres vueltas distintas a saber: la 75, la 100 y la 125

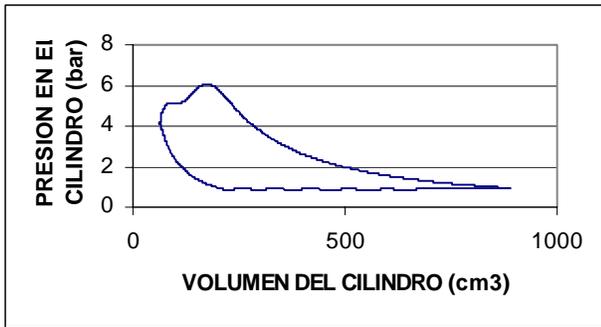


Figura 4. Presión en el cilindro vs volumen

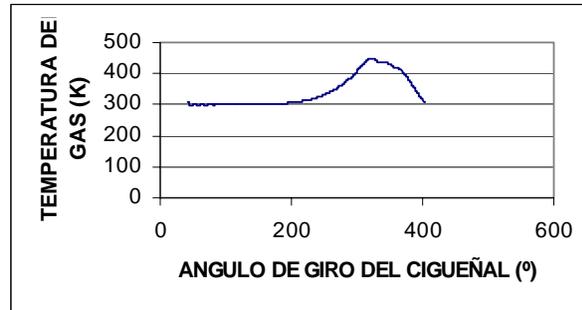


Figura 8. Temperatura de los gases en el cilindro vs ángulo del cigüeñal

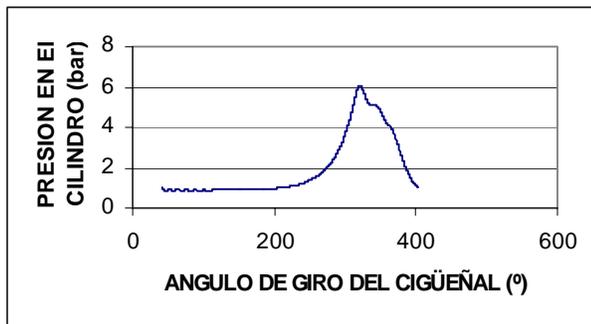


Figura 5 Diagrama presión vs ángulo de giro del cigüeñal

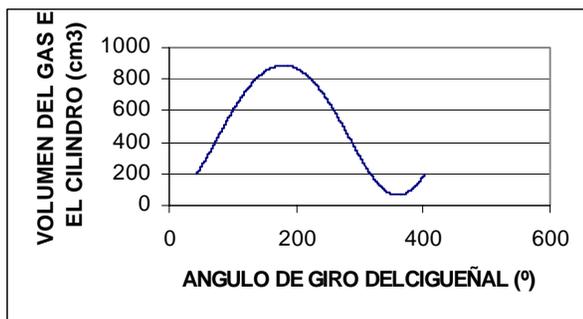


Figura 6 Volumen de los gases en el cilindro vs ángulo de giro del cigüeñal

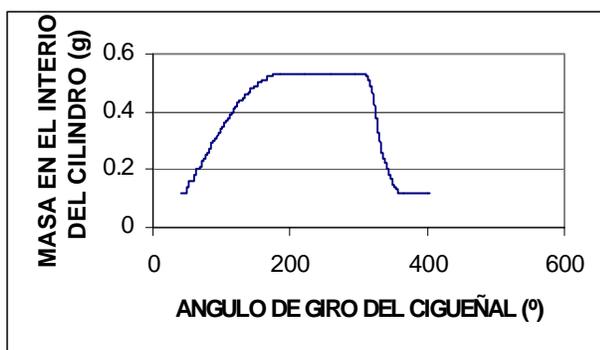


Figura 7 Masa admitida y descargada vs ángulo de giro del cigüeñal

TABLA I.I Comportamiento de la presión, la temperatura y la masa en el depósito para distintas vueltas, máxima presión en el cilindro, trabajo y potencia media.

VARIABLES	VUELTA		
	75	100	125
Vuelta	75	100	125
Presión en el depósito (bar)	2,4	2,9	3,3
Temperatura en el depósito. (K)	401	418	432
Masa en el depósito (g)	73,71	84,06	94,18
Trabajo en el ciclo (J)	136	141	145
Potencia media del ciclo (W)	683,6	707	727
Presión máxima en el cilindro (bar)	5,56	6,07	6,57
Temperatura en el punto de presión máxima (K)	442,67	450,03	456,8
Masa en el cilindro en el punto de presión máxima (g)	0,45	0,46	0,47
Volumen en el cilindro en el punto de presión máxima (cm3)	186,95	178,53	170,83
Angulo girado durante la admisión (°)	170	168	166
Masa admitida (g)	0,42	0,41	0,40

DISCUSION DE LOS RESULTADOS

Se observa en los resultados el comportamiento típico de las variables del sistema, ver Loreto (1995). Puesto que la admisión se produce en condiciones ambiente, por esta razón en la figura 4 se aprecia una presión menor que la atmosférica durante la admisión (0,82 bar), durante la descarga se obtienen valores mayores (6,07 bar).

En la figura 5 se aprecia el comportamiento de la presión en el cilindro para cada grado de giro de la manivela. Se observan presiones cercanas a la atmosférica durante la admisión, que duró 168° de giro del cigüeñal, un aumento de presión durante la compresión y ciertas ondulaciones durante la descarga. Se aprecia el máximo de 6,07 bar, para un ángulo de 321° y seguidamente una disminución de presión durante la expansión. El comportamiento esta acorde con el presentado en literaturas anteriores; ver Espinoza *et al* (1997).

En la figura 6 se muestra el comportamiento del volumen ocupado por los gases en el interior del cilindro. Se aprecia el máximo valor 887 cm³, durante la admisión cuando el embolo se encuentra en el punto muerto inferior, a los 180 ° de giro de la manivela, se observa una disminución durante la compresión hasta alcanzar el mínimo valor durante la descarga, 64.cm³, en el punto muerto superior, cuando el ángulo de giro es de 360 °.

En la figura 7 se observa el comportamiento de la masa en el interior del cilindro. Al inicio un aumento al introducirse masa al volumen de control, durante la succión; posteriormente se mantiene constante en un valor de 0,53 g durante la compresión, luego disminuye al ser transferida al deposito durante la descarga y finalmente se mantiene constante en un valor de 0,12 g, el remanente que quedó atrapado en el interior del cilindro durante la expansión. Cabe destacar que estos valores son bastante bajos comparados con los obtenidos al modelar el funcionamiento de este compresor con aire; 1 g durante la compresión y 0,2 g durante la expansión, lo cual se explica por la diferencia de densidades entre los dos gases.

En la figura 8, se observa el comportamiento de la temperatura de los gases en el interior del cilindro, respecto al ángulo de giro del cigüeñal. Se aprecian temperaturas prácticamente atmosféricas durante la admisión, obteniéndose un mínimo de 288 K, un aumento durante la compresión, seguidamente un máximo de 449 K durante la descarga para un ángulo de 321°, y una disminución durante la expansión.

En la tabla II se aprecia un aumento en la presión de los gases en el interior del deposito de descarga al aumentar el numero del ciclo, lo cual es consecuencia del aumento de masa en un recipiente de volumen constante. Consecuentemente aumentan: la presión máxima en el cilindro, el trabajo y la potencia media para cada vuelta. Efecto también del aumento de presión en el cilindro al aumentar el numero de vueltas, es el hecho de que la duración de la expansión se prolonga unos grados mas, de manera que la admisión se hace mas corta, disminuyendo así la masa admitida en cada vuelta. En la misma tabla se aprecian valores de las variables de estado en el punto de presión máxima, si se comparan con los publicados por Van Wylen, Sonntag, Borgnakke (1996) se observa total concordancia.

CONCLUSIONES

1.-Los cálculos realizados usando el modelo reproducen fielmente el comportamiento de las distintas variables del sistema.

2.-Manteniendo el depósito de descarga cerrado, la presión máxima en el cilindro aumenta en cada vuelta.

3.-El trabajo mecánico va aumentando de magnitud, para cada vuelta, de manera que los requerimientos de energía, se van haciendo cada vez mayores.

4.-La masa admitida y descargada en cada vuelta, es cada vez menor.

5.-Al cambiar el fluido de trabajo en un compresor, de aire para gas natural, disminuye drásticamente la masa de gas manejada.

SIMBOLOS USADOS

A	Área
AP	Area del pistón
A _o	Area de paso al flujo
D	Diámetro del pistón
C _p	Coefficiente de perdidas
E	Energía interna
h	Entalpia
lb	Longitud de la biela
m	Masa
P	Presión
Q	Calor transferido
	Constante universal de los gases
R	Constante gas ideal metano
R _m	Radio de la manivela
T	Temperatura
V	Volumen
\bar{v}	Volumen específico molar
γ	Relación de calores específicos
θ	Angulo en la manivela
Constantes en la ecuación de Benedict-Webb-Rubin	
A _o , B _o , C _o , a, b, c, α , γ	

SUB INDICES

e	Exterior al cilindro
i.	Interior del cilindro
1	Aguas arriba
2	Aguas abajo

REFERENCIAS

BURTON.T.D. 1994, "Introduction To Dynamic Systems Analysis", McGraw-Hill, Inc, pp.99.

CENGEL Y., BOLES M, 1996, "Termodinámica", Segunda Edición, McGraw Hill, pp. A-51.

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, Año II, volumen 1, pp 125 - 132.

LORETO R 1995. “Compresores” Facultad de Ingeniería, Escuela de Mecánica, Universidad de los Andes, Mérida, Venezuela.

MORENO J Y GUEVARA J 1997, “Simulación Gráfica Computarizada de un Compresor Alternativo” Memorias del Segundo Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Merida, Venezuela, pp. 249 – 254.

VAN WYLEN G., SONNTAG R., BORGNAPKE C. 1994 “Fundamentals of Classical Thermodynamics”, John Wiley & Sons, pp. 749 – 751.