

CENTRIFUGAL COMPRESSOR INSTRUMENTATION ENGINEERING

INGENIERIA DE INSTRUMENTACION DEL COMPRESOR CENTRIFUGO

MSc. Jorge Luis Díaz Rodríguez, Ing. Durwin Alexis Rozo Ibáñez
PhD. Aldo Pardo García

Universidad de Pamplona

Ciudadela Universitaria. Pamplona, Norte de Santander, Colombia.

Tel.: 57-7-5685303, Fax: 57-7-5685303 Ext. 156

E-mail: {jdiazcu, durwin.rozo, apardo13}@unipamplona.edu.co

Abstract: This paper deals with the calculation procedure and selection of control and supervision devices and instruments for the installation of an industrial centrifugal compressor. Additionally, it was develop the model and the simulation of the resulting industrial process comprising the centrifugal compressor and a recirculation valve, necessary for the regulator calculation. Finally the total system reliability calculation was performed.

Resumen: En este artículo se muestra el procedimiento de cálculo y selección de los dispositivos e instrumentos de control y supervisión para la instalación de un compresor centrífugo industrial. Adicionalmente, se desarrolla el modelado y la simulación del proceso industrial resultante constituido por el compresor centrífugo y una válvula de recirculación, necesario para el cálculo del regulador. Por último se realiza el cálculo de confiabilidad del sistema resultante.

Keywords : Centrifugal compressors, control valves, dynamic analysis , PID Control.

1. INTRODUCCION

El compresor centrífugo es una máquina en la que el gas es comprimido por la acción dinámica de las paletas giratorias de uno o más rodetes. El rodetes logra esta transmisión de energía variando el momento y la presión del gas. El momento (energía cinética) se convierte en energía de presión útil al perder velocidad el gas en el difusor del compresor u otro rodetes. (Maviansa, 2005).

El aire comprimido se utiliza para la operación de máquinas y herramientas, taladrar, pintar, soplar hollín, en transportadores neumáticos, en la preparación de alimentos, en la operación de instrumentos y para operaciones en el sitio de uso. (Usteola, 2005).

Los compresores centrífugos son el tipo que más se emplea en la industria de procesos químicos porque su construcción sencilla, libre de mantenimiento permite un funcionamiento continuo durante largos períodos. (Usteola, 2005).

El compresor centrífugo más sencillo es el suspendido, de una sola etapa. El impulsor convencional, cerrado o con placas se utilizaría para cargas adiabáticas hasta de unas 12000 (ft-lb)/lb. El impulsor abierto, de álabes radiales producirá mas carga con los mismos diámetros y velocidad, sus variantes, con inductor o alabes tridimensionales producirá hasta 20000 (ft-lb)/lb de carga. (Usteola, 2005).

2. NARRATIVA DE PROCESO

2.1 Definición del proceso

Procedimiento mediante el cual se disminuye el volumen de una determinada cantidad de aire y aumenta su presión por procedimientos mecánicos para el sistema de aire industrial.

2.2 Explicación del proceso

El aire comprimido posee una gran energía potencial, ya que si eliminamos la presión exterior, se expandiría rápidamente. El control de esta fuerza expansiva proporciona la fuerza motriz de muchas máquinas y herramientas, como válvulas, martillos neumáticos, taladradoras, limpiadoras de chorro de arena y pistolas de pintura. Otra aplicación es en la industria del petróleo, gas y sus derivados, una instalación típica de este tipo se muestra a continuación según [ISA, 1992]:

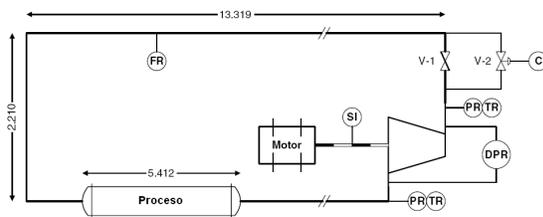


Fig. 1: Diagrama P&ID del sistema

En este ejemplo el compresor utiliza un motor eléctrico de 1.7 MW que se conecta al eje a través de una caja de engranajes. La velocidad rotatoria del compresor puede variarse entre 6 000 y 16 000 rpm. El compresor opera en un circuito cerrado que lo hace posible para usar gases puros diferentes o mezclas de gas. Además, esta configuración permite variar la media presión en el sistema entre 1 y 15 bar. El gas de Nitrogeno N_2 ($28.0134 \cdot 10^3$ kg/mol, $R = 296.8$ J/kg · K), un promedio la presión de la succión de 10 bar y a las velocidades rotatorias entre 9 000 y 16 000 rpm.

3. NARRATIVA DE CONTROL

3.1 Objeto

Describir la funcionalidad del sistema de control para el compresor centrífugo

3.2 Filosofía de control

Controlador en modo “regulador”, para mantener a la variable controlada en un punto de control

constante, en presencia de las entradas de perturbaciones, con el fin de conseguir parámetros de ajuste óptimos para cada caso.

3.3 Esquemas de Control

El diagrama en bloque del sistema de control se muestra a continuación según [ISA, 1992]:

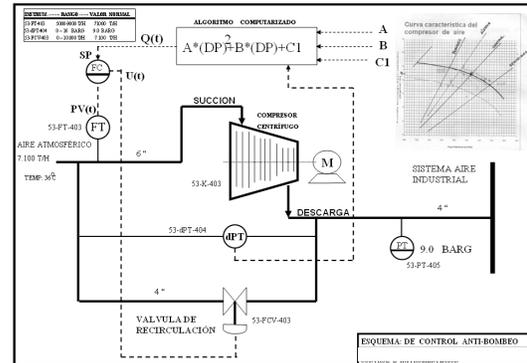


Fig. 2: Diagrama en bloques del sistema de control

3.4 Lista de instrumentos y equipos

El listado de los instrumentos y equipos del Sistema de Control, según la figura 2, son:

- 53-FT-403 (Transmisor de flujo).
- 53-K-403 (Compresor centrífugo).
- 53-FCV-403 (Válvula de control).
- 53-dPT-404 (Transmisor de presión dif.).
- 53-PT-405 (Transmisor de presión).

3.5 Descripción funcional

La descripción funcional de cada instrumento y equipo se reseña a continuación:

- 53-FT-403
P&ID: Esquema de Control Anti-Bombeo
Propósito: Detectar flujo de entrada.
- 53-K-403
P&ID: Esquema de Control Anti-Bombeo
Propósito: Comprimir aire
- 53-FCV-403
P&ID: Esquema de Control Anti-Bombeo
Propósito: Control de flujo.
- 53-dPT-404
P&ID: Esquema de Control Anti-Bombeo
Propósito: Detectar presión diferencial.
- 53-PT-405
P&ID: Esquema de Control Anti-Bombeo
Propósito: Detectar de presión.

4. INGENIERIA DE DETALLES

4.1 Dimensionamiento de los instrumentos de control

4.1.1 Válvula

Teniendo en cuenta el *P&ID* del sistema de control del compresor centrífugo, se procede a realizar el cálculo de la válvula de control, que en este caso será de la marca Masoneilan debido a su amplia trayectoria en este campo. Basados en [Masoneilan, 1992] y formulas de dimensionamiento según [Masoneilan, 2000], observamos si el flujo es crítico o subcrítico, para nuestro caso que es un flujo crítico se cumple la ecuación (1).

$$\Delta P \geq 0,5 \cdot C_f^2 \cdot P_1 \quad (1)$$

Donde:

ΔP = caída de presión a través de la válvula
= $P_1 - P_2 = 9.787 \text{ Kg / cm}^2$

P_1 = Presión aguas arriba de la válvula

P_2 = Presión aguas abajo de la válvula

C_f = Factor de flujo crítico

Basados en el nomograma consultado en [Masoneilan, 1992], se selecciona la válvula SD CH2500 3/92 Series 10000 y obtenemos el C_f , que para una puesta de trabajo de 50% tiene un factor crítico de 0.9, en cuanto a las particularidades de la válvula se tuvo en cuenta:

Selección de la curva de la válvula de control:

- La variable a controlar (presión).
- El tipo de aplicación (vapor, gas en general).
- Velocidad de proceso (rápida).
- Cuando la dinámica del sistema no se conoce muy bien.
- Cuando se requiere alta rangeabilidad.

Por lo que se decidió que la curva característica fuera Iso-porcentual.

Selección del diseño de la válvula:

- Estrangulación o regulación de circulación.
- Accionamiento frecuente.
- Cierta resistencia aceptable a la circulación.
- El tipo de aplicación (vapor, gas en general).

Por lo que se decidió que el diseño del cuerpo y el movimiento del obturador fuera de válvula de globo, entre las ventajas obtenemos:

- Estrangulación eficiente con estiramiento o erosión mínimos del disco o asiento.

- Carrera corta del disco y pocas vueltas para accionarlas, lo cual reduce el tiempo y desgaste en el vástago y el bonete.
- Control preciso de la circulación.
- Disponible con orificios múltiples.
- Gran caída de presión.

Desventajas:

- Costo relativamente alto en relación al C_v .

Reemplazando en la ecuación (1), los valores anteriores, tenemos:

$$9.787 \geq 0.5 \cdot (0.9)^2 \cdot 10.8$$

Podemos observar que el flujo es crítico, entonces vamos a [Masoneilan, 1992] y determinamos el coeficiente de flujo de la válvula con la ecuación (3).

$$C_v = \frac{Q\sqrt{GTZ}}{257 \cdot F_L \cdot P_1(y - 0,148y^3)} \quad (3)$$

Donde:

Q = Caudal que circula a través de la válvula.

G = Gravedad específica del gas.

T = Temperatura del gas.

Z = Factor de compresibilidad.

Reemplazando en la ecuación (3), los valores anteriores, tenemos:

$$C_v = \frac{7100 \cdot \sqrt{1 \cdot 36 \cdot 0,9}}{257 \cdot 0,9 \cdot 10,8 \cdot (1)} = 16.17825 \cdot$$

Seleccionamos la válvula según [Masoneilan, 1992] las cuales tiene las características siguientes:

$C_v = 16.17825$.

Diámetro de tubería (D) = 4" .

Diámetro de orificio = 3.4"-3.5" .

Viaje del Actuador = 1.5" .

Rotación de la válvula = 20% -30% .

4.1.2 Cálculo de la placa orificio

Basados en los datos anteriores, realizamos los respectivos cálculos para la placa orificio, teniendo en cuenta la ecuación (4) y hallando en coeficiente geométrico de la válvula " K_v "

$$\begin{aligned} K_v &= 0.86 \cdot C_v . \\ K_v &= 0.86 \cdot 16.17825 . \\ K_v &= 13.913295 . \end{aligned} \quad (4)$$

Para hallar el cálculo de la placa orificio nos basamos en la ecuación (5);

$$K_v = p \left(\frac{d}{2} \right)^2 \sqrt{\frac{2}{1 - \frac{d^4}{D^4}}} \quad (5)$$

Despejando el *diámetro de la placa orificio* “*d*” de la ecuación (5) y reemplazando obtenemos:

$$d = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot K_v \cdot D^4}{D^4 \cdot p^2 + 8 \cdot K_v^2}} = 0.07 \quad (6)$$

Calculamos *b*, para comprobar si el rango se encuentra entre 0,2 - 0,7:

$$b = \frac{d}{D} = \frac{0,07}{0,1016} = 0.68 \quad (7)$$

Vemos que *b* se encuentra en el rango, por tanto podemos decir que el diámetro calculado es óptimo

5.1.3 Selección de instrumentos y equipos

Este aparte se realizó según [Masoneilan, 2009].

5.1.4 Típicos de instalación de instrumentos

Transmisor de presión estándar y diferencial para medición de gas.

- Situar las llaves de paso en la parte superior o lateral de la línea, como se observa en la siguiente figura.
- Montar el transmisor al lado o debajo de las llaves de paso de forma que los líquidos puedan drenarse en la línea de proceso.

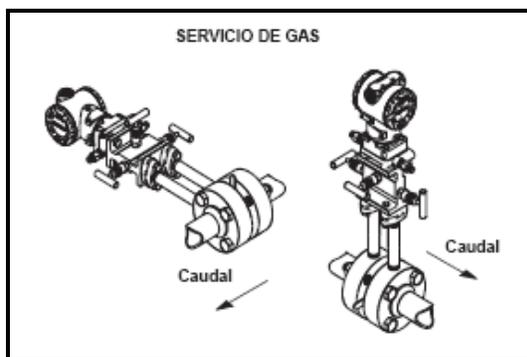


Fig. 3: Ubicación del transmisor de presión

- Para realizar las conexiones eléctricas, extraer la tapa de la carcasa del lateral marcado *Terminales de Campo*.
- No extraer la tapa del instrumento en atmósferas explosivas cuando el circuito esté activo.

- Toda la alimentación al transmisor se suministra mediante un circuito de señalización. Conectar el cable que se origina en el lado positivo de la fuente de alimentación al terminal marcado “+” y el cable que se origina en el lado negativo de la fuente de alimentación con el terminal marcado “-”.

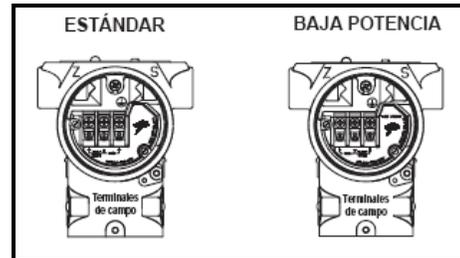


Fig. 4: Instalación del transmisor

- No conectar el cableado de señal alimentado a los terminales de prueba. La alimentación podría dañar el diodo de comprobación en la conexión de comprobación.
- Enchufar y sellar las conexiones del conducto en el alojamiento del transmisor para evitar la acumulación de humedad en el lateral del terminal del alojamiento. Si no se sellan las conexiones no usadas, montar el transmisor con el alojamiento eléctrico situado hacia abajo para el drenaje.
- Instalar el cableado con un circuito de goteo. Ajustar el circuito de goteo de forma que la parte inferior esté por debajo de las conexiones del conducto y del alojamiento del transmisor.
- El puente de la alarma del modo de fallo está situado en la parte delantera de la tarjeta electrónica y en el interior de la cubierta del alojamiento del panel. La posición de este puente determina si la señal de salida se dirige con alta o baja potencia cuando se detecta un fallo (ver próxima figura). Si el puente de la alarma no está instalado, el transmisor funcionará de forma normal y la condición de preajuste de la alarma será alta.

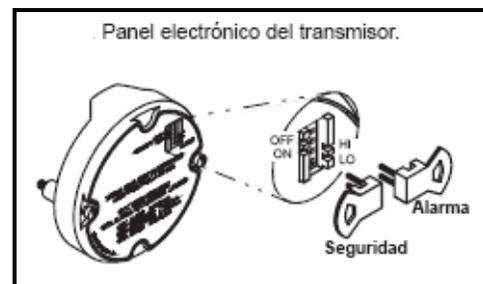


Fig. 5: Instalación del puente de alarma

4.1.5 Red de Campo de Control

La red de campo de control a utilizar es la de tipo electrónica de 4-20 mA, Bus de Campo (FieldBus), usando la una topología anillo (*ring*) como se muestra en la próxima figura.

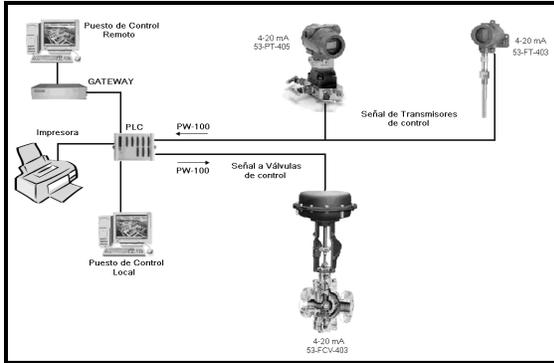


Fig. 6: Topología de la red de campo

La señal de corriente es la misma en cualquier punto de la línea. Puede diferenciarse una avería o ruptura de línea del rango inferior de medida. Además, puede conectarse un número máximo de cargas o instrumentos.

5.1.6 Control supervisorio del proceso

El sistema de automatización HMI (*Interfaz Hombre Máquina*) que se presenta en la figura 7 fue diseñada como una herramienta de interacción con el usuario, el *Intouch*[®], basado en una plataforma específica para el monitoreo de entradas analógicas o digitales, visualización gráfica, adquisición y registro de datos, direccionamiento y cambio de parámetros de la red de operación en las secciones individuales de un control antibombeo.

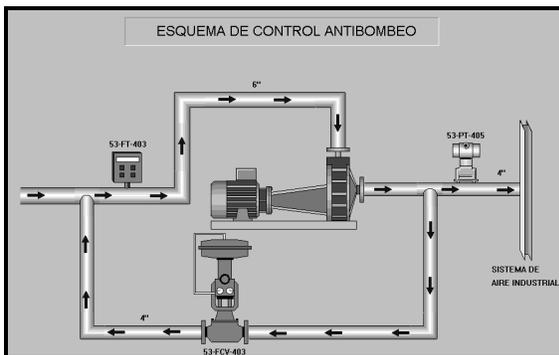


Fig. 7: Esquema del control supervisorio

4.2 Cálculo del sistema de control

4.2.1 Curva característica del compresor

Las características de funcionamiento de un compresor centrífugo pueden expresarse, como en el caso de las bombas centrífugas, mediante curvas características que muestran la variación de la carga desarrollada frente al caudal volumétrico, para cada velocidad de giro. (Maviansa, 2005).

Los fabricantes de compresores suministran estas curvas para definir el rendimiento entre las bridas de los mismos. Los componentes externos tales como tubos de entrada y descarga, filtros de admisión y válvulas de entrada y descarga, no se suelen tomar en consideración al establecer la curva de rendimiento. Por lo tanto, se debe tomar en cuenta la caída de presión producida por esos componentes, al emplear la curva de rendimiento.

Se tiene el siguiente conjunto de datos el cual se obtuvo de Cherkasky, 1977:

x=5000	5100	5200	5300	5400	5500
5600	5700	5800	5900	6000	6100
6200	6300	6400	6500	6600	6700
6800	6900	7000	7100	7200	7300
7400	7500	7600	7700	7800	7900
8000	8100	8200	8300	8400	8500
y=10.55	10.53	10.51	10.46	10.43	10.4
10.36	10.32	10.25	10.2	10.15	10.1
10.01	9.895	9.8	9.72	9.6	9.5
9.4	9.28	9.14	9	8.82	8.6
8.35	8.1	7.9	7.7	7.48	7.2
6.88	6.52	6.23	5.97	5.73	5.4

El único punto de trabajo en el que el compresor puede actuar de forma que suministra la presión necesaria es el punto de intersección con la curva característica del sistema. (Maviansa, 2005).

Con estos datos y la herramienta *cftool* para ajuste de curvas del Matlab, se ajusta el conjunto de pares ordenados a una curva cuadrática, obteniendo la figura 8.

Con el ajuste se obtienen el siguiente polinomio de segundo orden:

$$f(x) = p1 \cdot x^2 + p2 \cdot x + p3.$$

Donde los coeficientes son:

$$p1 = -4.963e-07, \quad p2 = 0.00528, \quad p3 = -3.587.$$

Con los siguientes indicadores del ajuste de la segunda gráfica de la figura 8 se puede observar que el ajuste es excelente con tan sólo un error medio cuadrático de aproximadamente 0.74 %.

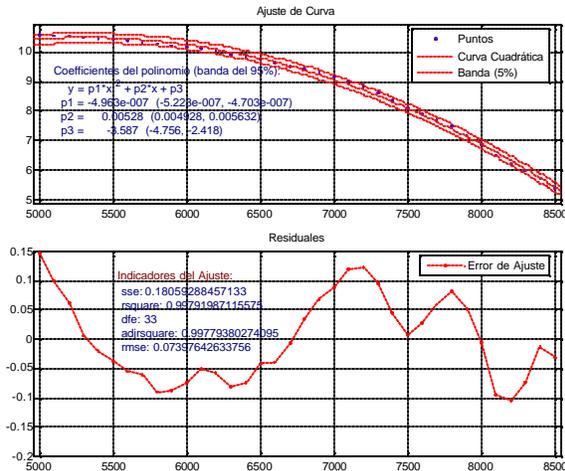


Fig. 8: Ajuste de curva característica

4.2.2 Linealización de la curva característica

Una vez obtenida la curva característica se procede a linealizarla en las cercanías de su punto de operación ($P = 9 \text{ Kg.cm}^2$) y dentro del rango posible de operación. Esta linealización se puede observar en la siguiente figura.

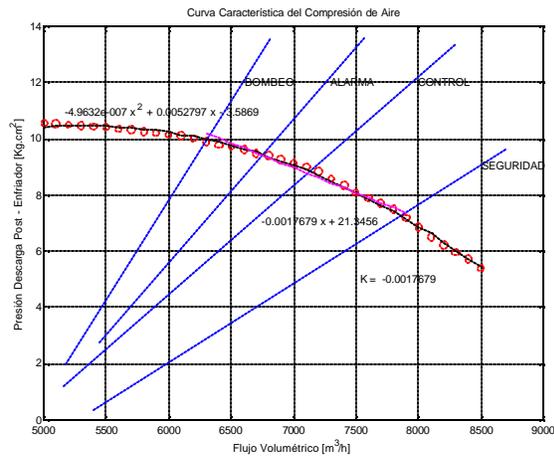


Fig. 9: Linealización de la curva característica del compresor para el rango de operación

Donde se procede a calcular la constante K, que coincide con la pendiente de la recta y cuyo valor es de -0.0017679, es cual es $K \approx -0.0018$.

4.2.3 Cálculo del regulador

Según van Helvoirt, 2005 y para los datos de la fig. 1, teniendo en cuenta la dinámica de la válvula y las no linealidades el modelo resultante queda:

$$Gp(s) = e^{-\left(\frac{53}{1280}\right)} \frac{155208.9566}{(s + 30.79)(s^2 + 60.32s + 5042)}$$

Para obtener un modelo lineal y con un retardo de transporte pequeño lo podemos despreciar, su valor es tan sólo de 0.041 seg., obteniendo de esta forma el sistema lineal invariante en el tiempo siguiente:

$$Gp(s) = \frac{155208.9566}{(s + 30.79)(s^2 + 60.32s + 5042)}$$

$$Gp(s) = \frac{155208.9566}{s^3 + 91.11s^2 + 6899s + 155208.9566}$$

De la función de transferencia del sistema se puede observar que en estado estable la ganancia es $K = 1$. Además, el margen de ganancia del sistema anterior es de $G_m \approx 3.05$ a la frecuencia de cruce de ganancia es de $w_{cg} \approx 83.1 \text{ rad/seg}$. Estos resultados se obtuvieron del diagrama de Bode del sistema con el uso del Matlab® (próxima figura).

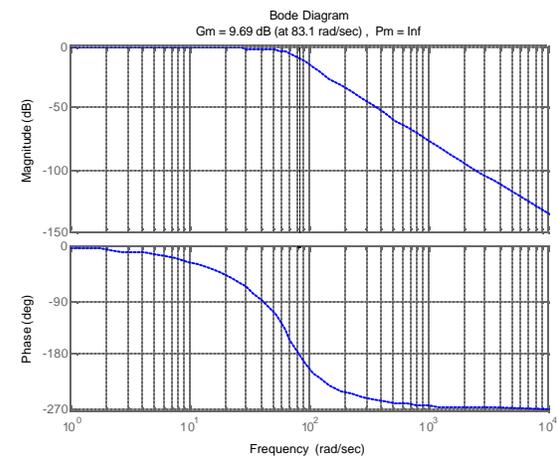


Fig. 10: Diagrama de Bode del sistema

Con los datos anteriores sintonizamos el regulador por el 2^{do} método de Ziegler-Nichols, también conocido como el método de la oscilación cíclica. Este consiste en determinar la ganancia crítica que hace oscilar libremente el sistema Kc_{cr} , y su período de oscilación libre del sistema P_{cr} .

$$Kc_{cr} = Gm \cdot K \approx 3.05 \cdot 1 \approx 3.05$$

$$P_{cr} = 2p/W_{cg} \approx 6.2832 / 83.1 \approx 0.0756 \text{ seg}$$

Tabla 1: Ajuste según Ziegler y Nichols

Regulador	K_c	T_i	T_d
P	$0.5 Kc_{cr}$	¥	0
PD	$0.6 Kc_{cr}$	¥	$P_{cr}/8$
PI	$0.45 Kc_{cr}$	$P_{cr}/1.2$	0
PID	$0.6 Kc_{cr}$	$P_{cr}/2$	$P_{cr}/8$

Según la tabla anterior y escogiendo un regulador tipo PID, podemos obtener los parámetros:

$$K_c = 0.6 \cdot K_{cr} = 0.6 \cdot 3.05 \approx 1.83.$$

$$T_i = P_{cr}/2 = 0.0756/2 \approx 0.0378 \text{ seg}.$$

$$T_d = P_{cr}/8 = 0.0756/8 \approx 0.00945 \text{ seg}.$$

Sustituyendo los parámetros anteriores en la función de transferencia del regulador PID:

$$D(s) = K_c (1 + 1/T_i s + T_d s),$$

$$D(s) = 1.83(1 + 1/0.0378s + 0.00945s).$$

Simulando el sistema y el regulador, previamente calculado, en lazo cerrado ante una entrada escalón unitario en la referencia y en la carga se obtiene la gráfica que se muestra a continuación:

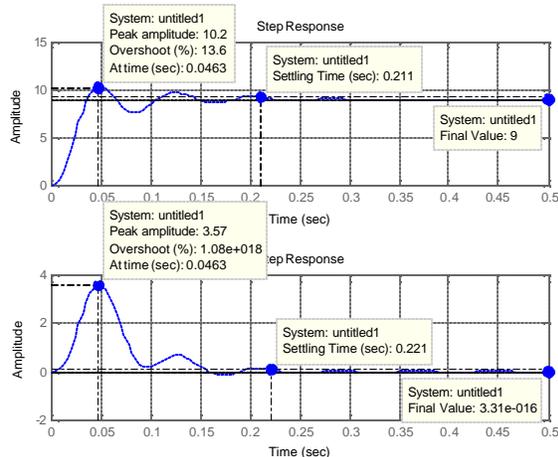


Fig. 11: Respuesta del sistema compensado
Variación: (a) referencia, (b) carga.

5. CÁLCULO DE LA CONFIABILIDAD

5.1 Confiabilidad de la válvula de control

Según las tablas internacionales *Failure Rate Data In Perspective (FARADIP)* [Smith, 1988] se obtiene la tasa de fallas de la válvula $\lambda = 0.2$ FPMH. Convirtiendo el dato anterior en *Fallas / Año (F/A)* se obtiene que [Aranguren, 2004]:

$$I = 1.75315568 \cdot 10^{-3} \text{ F/A}.$$

Ahora bien, el *Tiempo Promedio Para Fallar* (TPPF) de la válvula se obtiene a continuación:

$$TPPF = \frac{1}{I} = \frac{1}{1.75315568 \cdot 10^{-3} \text{ F/A}} = 570.4 \text{ años}. \quad (8)$$

En su defecto, aproximadamente el $TPPF = 570$ años y 5 meses. Como la confiabilidad está dada por: $R = e^{-It}$, se tiene la confiabilidad de la válvula:

$$R_1 = e^{-(1.75315568 \cdot 10^{-3} \text{ F/A})(\text{año})} \approx 0.9982.$$

5.2 Confiabilidad del Transmisor de Presión

Según las tablas internacionales *FARADIP* se obtiene: $\lambda = 1$ FPMH. Convirtiendo el dato anterior en *Fallas / Año (F/A)* se obtiene que:

$$\lambda = 8.765778401 \cdot 10^{-3} \text{ F/A}.$$

Ahora bien, el *TPPF* del Transmisor de Presión se obtiene a continuación y se observa que:

$$TPPF = \frac{1}{I} = \frac{1}{8.765778401 \cdot 10^{-3} \text{ F/A}} = 114.08 \text{ años}. \quad (9)$$

En su defecto, aproximadamente el $TPPF = 114$ años y 29 días. Como la confiabilidad está dada por: $R = e^{-It}$, se tiene que la confiabilidad del transmisor de presión de gas combustible es:

$$R_2 = e^{-(8.765778401 \cdot 10^{-3} \text{ F/A})(\text{año})} \approx 0.9913.$$

5.3 Confiabilidad total

Ahora bien, para obtener la confiabilidad total (R_{T1}), del Lazo de control, se obtiene a través de la multiplicatoria de las confiabilidades, obtenidas para cada subsistema, por separado; de acuerdo a lo anterior se obtiene lo siguiente:

$$R_{T2} = \prod_1^3 \{R\} = \{(R_1)(R_2)(R_3)\}.$$

$$R_{T2} = \{(0.9913)(0.9913)(0.9182)\} \approx 0.9023.$$

De forma inversa podemos conseguir el *Tiempo Promedio Para Fallar* del sistema resultante que sería de 58.6418 años o 58 años, 7 meses y 21 días.

6. CONCLUSIONES

Se definió el proceso objeto de estudio, el compresor centrífugo, para el cual se estableció un esquema de control. A partir de este esquema y teniendo disponible los catálogos se calcularon y seleccionaron los dispositivos, entre ellos la válvula de regulación de flujo y los instrumentos, tales como los transmisores de flujo y presión. Como medidor de flujo se calculó la placa orificio, la cual tiene la ventaja en comparación con los otros elementos primarios de medición de su costo el cual llega a ser comparativamente bajo, además es fácil de instalar y desmontar; y que se consigue un alto grado de exactitud.

Se estableció la red de campo de control a utilizar que fue de tipo electrónica de 4-20 mA usando la una topología anillo en la cual el intercambio se lleva a cabo por medio de un mecanismo estándar (Bus de Campo), permite la flexibilidad de extensión, la conexión de diferentes instrumentos en una misma línea, posibilidad de conexión de

dispositivos de diferentes procedencias, distancias operativas superiores al cableado tradicional, reducción masiva de cables y costo asociado con la simplificación de la puesta en servicio.

Se aproximó los datos de la curva característica del compresor centrífugo a un polinomio de 2^{do} orden con error inferior a 0.74% utilizando el Matlab[®].

Se obtuvo la función de transferencia del sistema de control, la cual se aproximó a un sistema lineal y para la cual se calculó un regulador tipo PID el cual se sintonizó según el 2^{do} Método de Ziegler - Nichols. Se simuló el sistema resultante ante entradas tipo escalón en la referencia y el disturbio.

Por último se conduce un análisis de confiabilidad en el cual el sistema resultante consigue un Tiempo Promedio Para Fallar bastante bueno para este tipo de aplicación.

REFERENCIAS

- Aranguren, S. y Tarantino. R. 2004. "Sistemas para la detección y diagnóstico de fallas: implantación industrial". Revista Colombiana de Tecnologías de Avanzada, Vol. 1, No. 3. Universidad de Pamplona. Colombia.
- Cherkasky, V. 1977. *Pumps, fan and compressors*. MIR Publishers, Moscu.
- Creus S., A. 1998. *Instrumentación Industrial*. 6^a Edición. Editorial Alfa-Omega.
- Greitzer, E. M. 1976. "Surge and rotating stall in axial flow compressors: Part I— Theoretical compression system model," ASME J. Eng. Power, vol. 98, pp. 190-198.
- ISA, 1986. *Graphic Symbols for Process Displays*. SA-5.5-1985, February.
- ISA, 1991. *Instrument Loop Diagrams*. ANSI/ISA-5.4-1991, September.
- ISA, 1992. *Instrumentation Symbols and Identification*. ANSI/ISA-5.1-1984 (R1992), July.
- ISA, 1995. *Process Instrumentation Terminology*. ANSI/ISA-51.1-1979 (R1993), May.
- Maldonado, L. C.; Tarantino A., R.; Aranguren, S. y Peñalosa Solano, S. 2009. "Ingeniería de automatización para el proceso de humectación de la arcilla en las industrias del norte de Santander - Colombia". Revista Colombiana de Tecnologías de Avanzada, Vol. 1, No. 13. Universidad de Pamplona.
- Masoneilan, 1992. *10000 Series Control Valves. A Complete Line of Rugged Top and Bottom Guided Double Ported Globe Valves*. Masoneilan North American Operations.
- Masoneilan, 2000. *Handbook OZ1000 7/00*. Masoneilan Valve Division, pp. 30.
- Masoneilan, 2009. *Catalogo en Línea*, consultado: <http://www.masoneilan.com/index.cfm/go/list-prodsubline/productline/instrumentation/>
- Maviansa, 2005. *Compresores (versión Online)*.
- Ogata K. 2003. *Ingeniería de Control Moderna*. Pearson Educación, S.A. Madrid.
- Pardo, A; Díaz, J. L. 2004. *Fundamentos en Sistemas de Control Automático*. Universidad de Pamplona.
- Redmill, F. and Anderson, T. 2008. *Improvements in System Safety*. Sixteenth Safety-critical Systems Symposium Springer London, UK, pp. 225-238.
- Rueda, Jaime. 2002. *Redes LAN-MAN*. Editorial SIC. Colombia.
- Smith D. J. 1988. *Failure rate data in perspective (FARADIP)*. (This is a computer version of failure rates given in Smith).
- Smith D. J. 2005. *Reliability, maintainability and risk: practical methods for engineers*. 7th Ed, Elsevier Butterworth - Heinemann, London, UK.
- Smith D. J., Kenneth G. L. Simpson. 2001 *Functional safety: a straightforward guide to IEC 61508 and related standards*. Butterworth - Heinemann, London, UK.
- Smith, C. y Corripio, A. 2007. *Control Automático de Procesos*. Editorial Limusa.
- Tarantino. R. y Aranguren, S. 2005. *Básico de Instrumentación Industrial*. Universidad de Pamplona. Colombia.
- Ustiola B., Juan C., 2005. *Compresores (versión online)*. *Industriales. Máquinas de flujo. Tipos. Mantenimiento*. Wood Group Gas Turbines. Venezuela.
- van Helvoirt, J.; Jager, B.; Steinbuch M. and Smeulers, J. 2005. "Modeling and Identification of Centrifugal Compressor Dynamics with Approximate Realizations". Proceedings of the IEEE Conference on Control Applications Toronto, Canada, August 28-31.
- Willems, F. P. T. 2000. *Modeling and bounded feedback stabilization of centrifugal compressor surge*. Ph.D. Dissertation, Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, The Netherlands.
- Ziegler, J. G. and Nichols, N. B. 1942. "Optimum settings for automatic controllers". Trans. ASME, 64, 759-768.