

Análisis de las causas y efectos de la avería de compresor de amoníaco en Frigorífico de la ciudad de Cienfuegos. Parte II.

R. Goytisol Espinosa*, **N. Arzola de la Peña***, **L. Martínez Díaz***, **L. Bruno Wason****,
T. Frómata Castillo**, **J. J. Cabello Eras***.

*Facultad de Mecánica. Universidad de Cienfuegos. Carretera a Rodas km 4, Cienfuegos.

Teléfono: 22 962. E-mail: ragoyti@fmec.ucf.edu.cu

**CENEX del MICONS.

(Recibido el 15 de Marzo del 2001, aceptado el 6 de Enero del 2002).

Resumen.

En el presente artículo se continúa la investigación de la avería producida en un compresor de amoníaco de un frigorífico de la ciudad de Cienfuegos. En el trabajo se aplican los conceptos de la Fractura Mecánica Lineal Elástica y de la Fractura Mecánica Subcrítica para analizar las causas que provocaron el estallido de la válvula inferior de la tubería de admisión de dicho compresor.

Palabras claves: Compresor de refrigeración, fractura mecánica lineal elástica, fractura mecánica subcrítica.

1. Introducción.

En la Parte I de esta serie de artículos se analizaron las causas de la avería de la pared de la cámara de agua de enfriamiento del compresor de simple etapa reciprocante, de amoníaco No. 6 [4] de la Planta de Refrigeración de la Filial Frigorífico Agropecuario de Cienfuegos de la Empresa Cítricos Caribe S.A.

La avería consistió en el desprendimiento de un pedazo de la pared de la cámara de agua de enfriamiento del compresor, que provocó la mezcla del amoníaco gaseoso de la admisión con el agua de enfriamiento del compresor. El desprendimiento de este pedazo se produjo mientras se realizaba vacío en la línea de admisión del sistema con otro compresor, para extraer amoníaco líquido existente en el cuerpo del compresor No. 6, producto de la falta de estanqueidad de las válvulas del sistema. Este hecho desencadenó un conjunto de fenómenos como fueron: inundación con agua de la línea de admisión de la instalación compresora, elevación de la presión en la línea, oscilaciones longitudinales del cabezal de la misma con una frecuencia y amplitud elevada. Este conjunto de fenómenos condujeron a que después de un breve intervalo de tiempo, se produjeran otros efectos como: estallido de la válvula inferior de la tubería de admisión de dicho compresor, desprendimiento de un pedazo de la válvula; el cual golpeó la tubería de agua de enfriamiento del compresor y provocó la fractura de la boquilla de conexión de esta tubería con el cuerpo del

compresor y finalmente el escape de un cierto volumen de amoníaco gaseoso a la atmósfera.

El Centro CEDON de la Facultad de Mecánica de la Universidad de Cienfuegos y el Centro Experimental de la Construcción y el Montaje de la CEN, Juraguá, Cienfuegos desarrollaron la investigación de los hechos cuyos objetivos generales fueron:

- Esclarecer las causas que provocaron la avería de la cámara de agua de enfriamiento del compresor.
- Realizar un análisis de los efectos que provocó la avería, con vistas a esclarecer el fenómeno que tuvo lugar como resultado de la misma y sus posibles consecuencias en la instalación compresora.

En la parte anterior de este artículo se inició el estudio de los efectos que se produjeron como consecuencia de la avería, en particular los siguientes:

- Fractura por impacto de la boquilla de agua de enfriamiento. El análisis de esta fractura permitió determinar la velocidad a la que se produjo el impacto del pedazo de válvula que se desprendió al estallar la misma y conocida esta velocidad, se pudo calcular el valor que alcanzó la presión en la línea de admisión.
- Oscilaciones longitudinales del cabezal de la línea de admisión de amoníaco del compresor.

- En este estudio de los efectos físico – químicos que tuvieron lugar. La evaluación de estos efectos permitió formular una hipótesis acerca del fenómeno oscilatorio observado en el cabezal de la línea de admisión.

En esta última parte de la serie de artículos, se verá como la superposición de los efectos originados por el incremento de la presión y las tensiones provocadas por las oscilaciones del cabezal permitieron esclarecer en que condiciones se produjo la fractura de la válvula. Esto permitió por un lado descartar la posibilidad de la falla instantánea de la misma y concluir que la fractura estuvo originada por un proceso de crecimiento subcrítico por fatiga de algún microdefecto o microgrieta superficial; proceso éste que pudo ocurrir, según los cálculos realizados, en cuestión de minutos.

2. Desarrollo.

2.1 Cargas provocadas sobre la válvula producto de las oscilaciones longitudinales del cabezal de la línea de admisión de amoniaco del compresor.

Según el testimonio de los presentes en la instalación en el momento de los hechos, la semiamplitud de las oscilaciones que se produjeron en el cabezal de admisión, pueden haber alcanzado valores del orden de 10 a 20 cm y la frecuencia pudo haber estado entre los 120 a 240 ciclos/min. Los cálculos que se muestran a continuación se realizaron para valores medios de la semiamplitud y frecuencia de $f=15$ cm y $\omega=180$ ciclos/min respectivamente.

La fuerza P longitudinal requerida en la conexión de la tubería de admisión del compresor con el cabezal superior, para provocar una oscilación del extremo libre de la misma en una magnitud f , se obtuvo de la expresión de la flecha en el extremo libre de una viga empotrada en su base con una carga concentrada en el extremo (Fig. 1), dada en [3]. o sea:

$$f = \frac{P \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I_x} \quad [mm] \quad (1)$$

despejando P

$$P = \frac{3 \cdot f \cdot E \cdot I_x}{l^3} \quad [N] \quad (2)$$

Donde:

P Fuerza longitudinal originada en el cabezal.

$f = 150$ mm Semiamplitud de las oscilaciones.

$E = 2 \cdot 10^4$ MPa. Módulo de elasticidad de la tubería de admisión de acero.

$l = 4\ 400$ mm. Longitud del tramo vertical de la tubería de admisión.

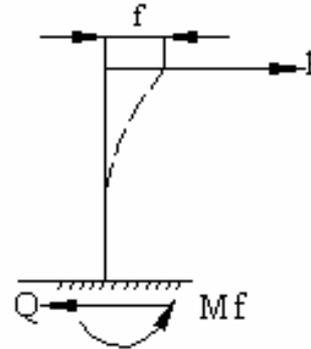


Fig. 1 Esquema de análisis para las oscilaciones del cabezal.

$$I_x = \frac{\pi}{64} \cdot d_e^4 \cdot (1 - c_e^4)$$

Donde:

$$d_e = 152 \text{ mm}$$

$$c_e = 0.868$$

Sustituyendo los valores en (2) se obtiene que:

$$P = 11\ 300 \text{ N.}$$

Como se aprecia esta carga no es excesivamente grande dada la escasa rigidez de la instalación en el sentido de las oscilaciones. Conocida la fuerza P se puede calcular la fuerza cortante Q y el momento flector M_f que se produce sobre la válvula. O sea:

$$Q = P = 11\ 300 \text{ N}, \quad M_f = P \cdot l = 5.25 \cdot 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

2.2 Cargas sobre la brida de la válvula provocadas por las oscilaciones del cabezal.

En la Fig. 2 se muestran las cargas reactivas que se provocaron por la oscilación, sobre la brida de la válvula y que equilibran la fuerza transversal Q y el momento M_f .

La fuerza transversal Q provoca fuerzas cortantes Q_r en cada uno de los tornillos que se transmiten a la brida. La magnitud de esta fuerza será:

$$Q_r = \frac{Q}{8} = 1492 \text{ N} \quad (3)$$

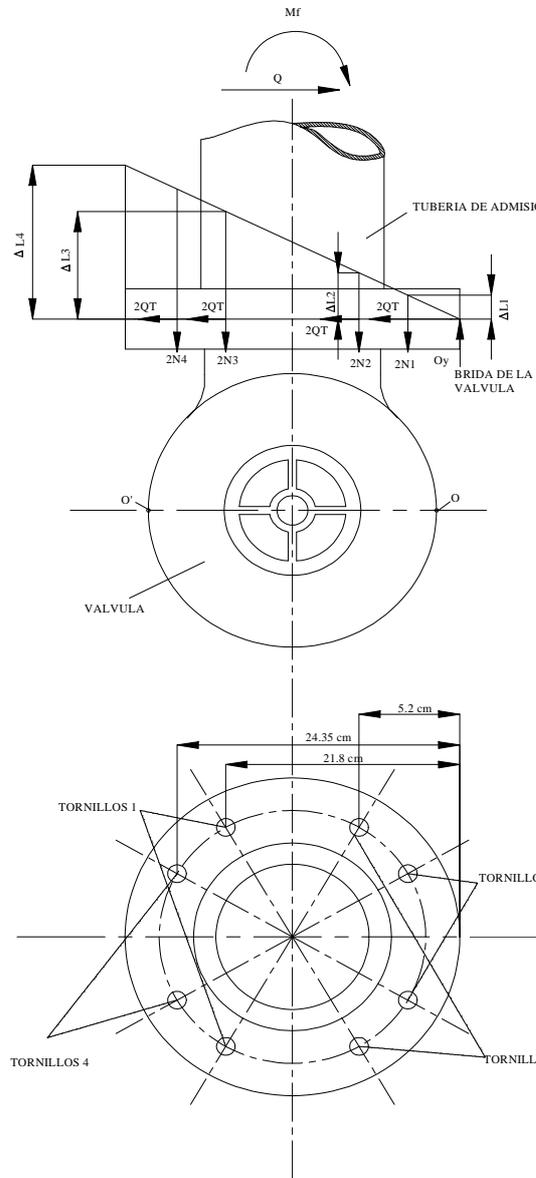


Fig. 2 – Cargas sobre la brida de la válvula

Cuando la oscilación se produce en el sentido señalado en la Fig. 2, la tubería de la línea de admisión tiende a apoyarse en el punto O de la brida y se generan fuerzas de tracción sobre los tornillos: N_1 , N_2 , N_3 y N_4 ; dependiendo de la posición relativa de éstos, con relación al punto O. En el punto O surge entonces una reacción vertical O_y .

Las ecuaciones de equilibrio para el sistema de fuerzas planteado son:

$$\sum F_y = O_y - 2 \cdot N_1 - 2 \cdot N_2 - 2 \cdot N_3 - 2 \cdot N_4 = 0 \quad (4)$$

$$\sum M_0 = 2 \cdot N_4 \cdot 24.35 + 2 \cdot N_3 \cdot 21.8 + 2 \cdot N_2 \cdot 5.2 + 2 \cdot N_1 \cdot 2.65 - M_f = 0 \quad (5)$$

El sistema es hiperestático, hay 5 incógnitas y solo dos ecuaciones de equilibrio. Se pueden plantear tres ecuaciones de compatibilidad de las deformaciones. Al apoyarse la brida en O, se cumple que:

$$\frac{\Delta L_4}{24.35} = \frac{\Delta L_1}{2.65} \quad (6)$$

Como $\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot A}$, l , E y A son iguales para todos los tornillos. Se tiene que:

$$\frac{N_4}{24.35} = \frac{N_1}{2.65} \quad (7)$$

Por analogía se puede plantear también que:

$$\frac{N_3}{21.8} = \frac{N_1}{2.65} \quad (8)$$

$$\frac{N_2}{5.2} = \frac{N_1}{2.65} \quad (9)$$

Simultaneando (4), (5), (7), (8) y (9) se obtiene que:

$$\begin{aligned} N_1 &= 6315 \text{ N} \\ N_2 &= 12391 \text{ N} \\ N_3 &= 51856 \text{ N} \\ N_4 &= 58019 \text{ N} \\ O_y &= 257390 \text{ N} \end{aligned}$$

Cuando el sentido de las oscilaciones se invierte, la tubería de la línea de admisión se apoya en el punto O' y se produce el mismo efecto pero ahora referido al punto O'' , o sea, los tornillos 4 se convierten en 1 y los 3 en 2.

2.3 Tensiones provocadas en la brida y en el cuerpo de la válvula producto de las cargas originadas por las oscilaciones.

Para el cálculo de las tensiones se considera que estas cargas originan tensiones tangenciales en una superficie de la válvula como la mostrada en la Fig. 3. La posición del centroide de esa superficie se calculó obteniéndose:

$$\bar{X}_0 = 6.00 \text{ cm} \quad \bar{Y}_0 = 12.12 \text{ cm}$$

El área total de la superficie es:
 $A = 66.15 \text{ cm}^2 = 6615 \text{ mm}^2$.

Las fuerzas resultantes que actúan en el centroide son:

$$R_y' = \frac{O_y}{2} - N_1 = 122380 \text{ N} \quad (10)$$

$$R_x' = Q_\tau = 1492 \text{ N} \quad (11)$$

$$M_R' = \frac{O_y}{2} \cdot \bar{X}_0 + Q_\tau \cdot \bar{Y}_0 - N_1 \cdot (\bar{X}_0 - 1.75) = 7625900 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (12)$$

Las tensiones tangenciales provocadas por las fuerzas resultantes R_x y R_y son:

$$\tau_{R_x}' = \frac{R_x'}{A} = 0.226 \text{ MPa} \quad (13)$$

$$\tau_{R_y}' = \frac{R_y'}{A} = 18.5 \text{ MPa} \quad (14)$$

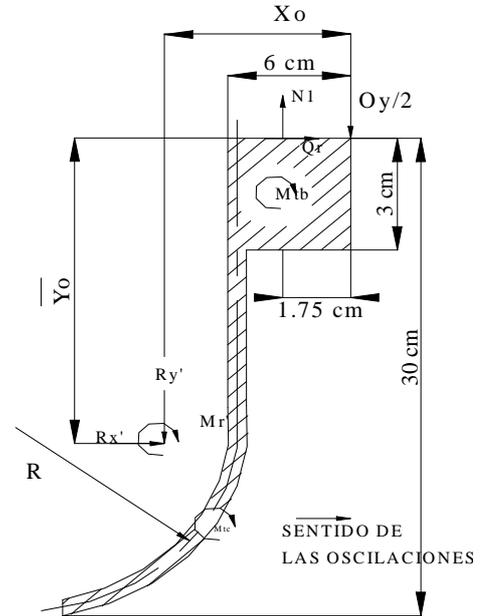


Fig. 3 Esquema de análisis para el cálculo de las tensiones tangenciales en la válvula para el sentido señalado de las oscilaciones.

La dirección y sentido de estas tensiones son τ_{R_x}' horizontal y hacia la derecha y τ_{R_y}' vertical y hacia abajo.

Las tensiones provocadas por el momento torsor M_R se calcularon por la teoría de la torsión en perfiles de paredes delgadas abiertos no desarrollables, para los cuales se cumple que: el momento M_R se asimila, una parte por el cuerpo de la válvula y la otra parte por la brida. O sea:

$$M_R' = M_{tc}' + M_{tb}' = 7625900 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (15)$$

Donde:

M_{tc}' - parte de M_R asimilado por el cuerpo de la válvula.

M_{tb}' - parte de M_R asimilado por la brida de la válvula.

La relación entre estos momentos es:

$$\frac{M_{tc}'}{M_{tb}'} = \frac{\delta_c^3 \cdot S_c}{\delta_b^3 \cdot S_b} \quad (16)$$

donde:

$\delta_c = 15 \text{ mm}$, espesor de la pared del cuerpo.

$S_c = 321 \text{ mm}$, longitud del tramo del cuerpo.

$\delta_b = 30 \text{ mm}$, espesor de la pestaña de la brida.

$S_b = 60 \text{ mm}$, longitud de la pestaña de la brida.

Sustituyendo estos valores en (16) se obtiene que:

$$M'_{tb} = 1.50 \cdot M'_{tc} \quad (17)$$

Simultaneando (15) y (17) se obtiene:

$$M'_{tb} = 4\ 569\ 800\ N \cdot mm$$

$$M'_{tc} = 3\ 056\ 100\ N \cdot mm$$

Las tensiones tangenciales respectivas se calculan por las expresiones:

$$\tau'_{tb} = \frac{3 \cdot M'_{tb}}{\delta_b^2 \cdot S_b} = 253.9\ MPa \quad (18)$$

$$\tau'_{tc} = \frac{3 \cdot M'_{tc}}{\delta_c^2 \cdot S_c} = 126.9\ MPa \quad (19)$$

Estas tensiones son en cada punto tangentes al contorno y orientadas en el sentido del momento correspondiente.

La tensión tangencial resultante será:

$$\tau'_b = \sqrt{(-\tau'_{Mtb} + \tau'_{Ry})^2 + \tau'^2_{Rx}} = 235.4\ MPa \quad (20)$$

$$\tau'_c = \sqrt{(-\tau'_{Mtc} + \tau'_{Ry})^2 + \tau'^2_{Rx}} = 145.4\ MPa \quad (21)$$

Si el sentido de las oscilaciones se invierte, el esquema de análisis de la Fig. 3 se modifica como se muestra en la Fig. 4.

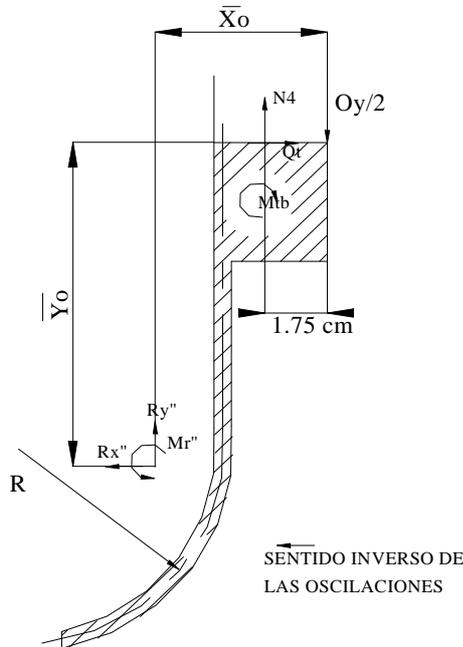


Fig. 4 Esquema de análisis para el sentido invertido de las oscilaciones.

Las fuerzas resultantes serán entonces:

$$R''_y = N_4 = 57\ 930\ N \quad (22)$$

$$R''_x = Q_\tau = 1\ 492\ N \quad (23)$$

$$M''_R = Q_\tau \cdot \bar{X}_0 + N_4 \cdot (\bar{X}_0 - 1.75) = 2\ 639\ 100\ N \cdot mm \quad (24)$$

Las tensiones se calculan de la misma forma, obteniéndose los siguientes valores:

$$\tau''_{Rx} = \frac{R''_x}{A} = 0.23\ MPa,$$

$$\tau''_{Ry} = \frac{R''_y}{A} = 8.8\ MPa$$

$$\tau''_{Mtb} = 87.9\ MPa$$

$$\tau''_{Mtc} = 43.9\ MPa$$

y las tensiones tangenciales resultantes:

$$\tau''_b = 79.1\ MPa \quad \text{y} \quad \tau''_c = 52.7\ MPa$$

2.4 Tensiones provocadas en el cuerpo de la válvula producto de la presión en la misma y las tensiones principales del estado tensional.

Como se aprecia en la Fig. 5, en la zona agrietada del cuerpo de la válvula, además de las tensiones tangenciales calculadas en el epígrafe anterior, existen tensiones normales circunferenciales σ_c y meridionales σ_m . En el cálculo de la tensión meridional hay que tomar en cuenta el efecto de borde (efecto de flexión) que le introducen las bridas próximas a dicho punto. Según [1] la tensión σ_m se calcula, tomando en cuenta el efecto de borde, por la expresión:

$$\sigma_m = \frac{p \cdot R}{\delta} \cdot \frac{3}{\sqrt{3 \cdot (1 - \mu^2)}} \quad MPa \quad (25)$$

donde:

P – presión que se alcanzó en el sistema de admisión [MPa].

R – radio del cuerpo de la válvula [mm].

δ – espesor de la pared del cuerpo de la válvula [mm].

μ – coeficiente de Poisson.

Para los datos: $P=8\ MPa$, $R=102.5\ mm$, $\delta=15\ mm$ y $\mu=0.25$

Se obtiene:

$$\sigma_m = 99.5\ MPa$$

La tensión circunferencial σ_c se calcula por la ecuación:

$$\sigma_c = \frac{p \cdot R}{\delta} = 54.7\ MPa \quad (26)$$

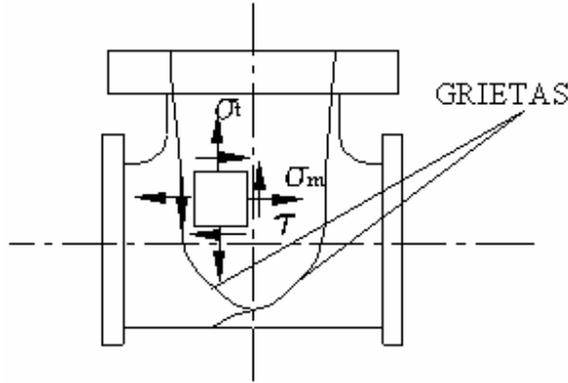


Fig. 5 Estado tensional en la pared del cuerpo de la válvula.

Las tensiones principales para el cuerpo de la válvula se calculan por las conocidas expresiones:

$$\sigma'_{1c} = \frac{\sigma_m + \sigma_c}{2} + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_m - \sigma_c)^2 + 4 \cdot \tau_c'^2} = 224.2 \text{ MPa} \quad (27)$$

$$\sigma'_{3c} = \frac{\sigma_m + \sigma_c}{2} - \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_m - \sigma_c)^2 + 4 \cdot \tau_c'^2} = -70.1 \text{ MPa} \quad (28)$$

Para el sentido inverso de las oscilaciones:

$$\sigma''_{1c} = \frac{\sigma_m + \sigma_c}{2} + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_m - \sigma_c)^2 + 4 \cdot \tau_c''^2} = 134.3 \text{ MPa} \quad (29)$$

$$\sigma''_{3c} = \frac{\sigma_m + \sigma_c}{2} - \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_m - \sigma_c)^2 + 4 \cdot \tau_c''^2} = 19.8 \text{ MPa} \quad (30)$$

2.5 Evaluación de la posibilidad de la falla instantánea de la válvula por la zona del cuerpo.

La posible destrucción instantánea de la válvula se evaluó por la Hipótesis de Mohr. O sea; para que ocurriera la falla instantánea debía cumplirse que:

$$\sigma_{eqc} = \sigma'_{1c} - k \cdot \sigma'_{3c} \quad (31)$$

donde:

$$k = \frac{\sigma_{ut}}{\sigma_{uc}} \quad (32)$$

σ_{ut} – resistencia máxima a tracción [MPa].

σ_{uc} – resistencia máxima a compresión [MPa].

Para el hierro fundido de la válvula SCH 35 – 56:

$$\sigma_{ut} = 350 \text{ MPa} \quad \text{y} \quad \sigma_{uc} = 1\ 200 \text{ MPa},$$

De donde:

$$\sigma'_{eqc} = \sigma'_{1c} - k \cdot \sigma'_{3c} = 244.7 \text{ MPa} < 350 \text{ MPa}$$

$$\sigma''_{eqc} = \sigma''_{1c} - k \cdot \sigma''_{3c} = 128.6 \text{ MPa} < 350 \text{ MPa}$$

Como se aprecia, no era posible la falla instantánea de la válvula, a pesar de los niveles que alcanzó la presión en la línea de admisión y de la tensión máxima originada en el cuerpo por las oscilaciones. Las grietas en la misma se desarrollaron mediante un proceso de crecimiento subcrítico por fatiga a partir de un pequeño defecto o microgrieta.

2.6 Tensiones provocadas en la brida de la válvula producto de la presión en la misma y tensiones principales del estado tensional.

La brida de la válvula se comporta como un cilindro de pared gruesa. En el borde interior de la pestaña las tensiones radial σ_r y circunferencial σ_c , se calculan por las expresiones:

$$\sigma_r = -p = -8.0 \text{ MPa} \quad (33)$$

$$\sigma_c = p \cdot \frac{r^2}{R^2 - r^2} \cdot \left(1 + \frac{R^2}{r^2} \right) \text{ MPa} \quad (34)$$

donde:

$$r = \frac{d}{2} = 75 \text{ mm} \text{ radio interior de la brida.}$$

$$R = \frac{D}{2} = 135 \text{ mm} \text{ radio exterior de la brida.}$$

Sustituyendo los valores: $\sigma_c = 15.1 \text{ MPa}$

Las tensiones principales del estado tensional en la zona de la brida de la válvula, serán en este caso:

$$\sigma'_{1b} = \frac{\sigma_c + \sigma_r}{2} + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_c - \sigma_r)^2 + 4 \cdot \tau_b'^2} = 239.2 \text{ MPa} \quad (35)$$

$$\sigma'_{3b} = \frac{\sigma_c + \sigma_r}{2} - \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_c - \sigma_r)^2 + 4 \cdot \tau_b'^2} = -232.1 \text{ MPa} \quad (36)$$

Para el sentido inverso de las oscilaciones:

$$\sigma''_{1b} = \frac{\sigma_c + \sigma_r}{2} + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_c - \sigma_r)^2 + 4 \cdot \tau_b''^2} = 83.5 \text{ MPa} \quad (37)$$

$$\sigma''_{3b} = \frac{\sigma_c + \sigma_r}{2} - \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_c - \sigma_r)^2 + 4 \cdot \tau_b''^2} = -76.4 \text{ MPa} \quad (38)$$

2.7 Evaluación de la posibilidad de la falla instantánea de la válvula por la zona de la brida.

Para el sentido de las oscilaciones de la Fig. 3:

$$\sigma'_{eqb} = \sigma'_{1b} - k \cdot \sigma'_{3b} = 307 \text{ MPa} < 350 \text{ MPa} \quad (39)$$

Para el sentido inverso de las oscilaciones:

$$\sigma''_{eq_b} = \sigma''_{1_b} - k \cdot \sigma''_{3_b} = 1058 \text{ MPa} < 350 \text{ MPa} \quad (40)$$

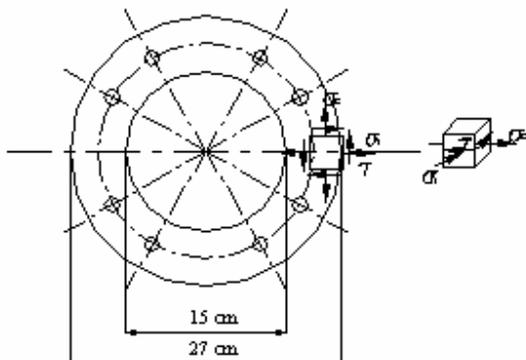


Fig. 6 Estado tensional en la brida de la válvula

Como se aprecia la falla instantánea de la válvula tampoco podía ocurrir por la zona de la brida, ya que aunque las tensiones equivalentes en este caso son mayores que en el cuerpo, están por debajo de la resistencia máxima a tracción de la fundición gris de la que está fabricada la válvula. Se confirma entonces que la falla de la válvula tuvo que haber ocurrido por un fenómeno de crecimiento subcrítico por fatiga, con mayor probabilidad de ocurrencia de este fenómeno por la zona de la brida.

2.8 Construcción de la curva de resistencia residual de la válvula.

Las gráficas de resistencia residual para la válvula se construyeron por la misma expresión que para el cuerpo del compresor (Ver Parte I). O sea:

$$\sigma_{cval} = \frac{\phi_0}{\left[1 + 0.12 \cdot \left(1 - \frac{a}{b}\right)\right]} \cdot \sqrt{\frac{(1-\mu) \cdot K_{Ic}^2 - K_{III}^2}{2 \cdot t \cdot (1-\mu) \cdot \tan\left(\frac{\pi \cdot a_c}{2 \cdot t}\right)}} \quad (41)$$

donde:

$$\phi_0 = 1.016, \quad \frac{a}{b} = 0.1, \quad \mu = 0.25 \quad \text{y} \quad t = 1.4 \text{ cm}$$

$$K_{III}^2 = \frac{\tau^2}{\phi_0^2} \cdot 2 \cdot t \cdot \tan\left(\frac{\pi \cdot a_c}{2 \cdot t}\right) \quad (42)$$

Para el hierro fundido de la válvula:

$$K_{Ic_{val}} = K_{Ic_{com}} \cdot \frac{\sigma_{u t val}}{\sigma_{u t com}} = 9.22 \text{ MPa} \cdot \sqrt{m}$$

Para el caso del cuerpo de la válvula se tomó.

$$t = \delta_c = 15 \text{ mm}, \quad \tau_c = 145.4 \text{ MPa.}$$

Para la zona de la brida:

$$t = \delta_b = 30 \text{ mm}, \quad \tau_b = 235.4 \text{ MPa.}$$

Los gráficos de resistencia residual obtenidos para el cuerpo y la brida se muestran en las figuras. 7 y 8. En ambos gráficos se muestra la recta correspondiente a la aproximación para muy pequeñas grietas.

Como se puede apreciar de la Fig. 9 para la tensión principal máxima del cuerpo de la válvula $\sigma_{1c} = 224.2 \text{ MPa}$ un pequeño defecto o microgrieta inicial tiene que desarrollarse por crecimiento subcrítico hasta un valor de: $a_{c \text{ crit}} = 3.5 \text{ mm}$ antes de que se convierta en inestable y se produzca la fractura total. En el caso de la brida, Fig. 10, para la tensión principal máxima de la misma $\sigma_{1b} = 239.2 \text{ MPa}$ el tamaño crítico de la grieta es $a_{b \text{ crit}} = 0.195 \text{ mm}$.

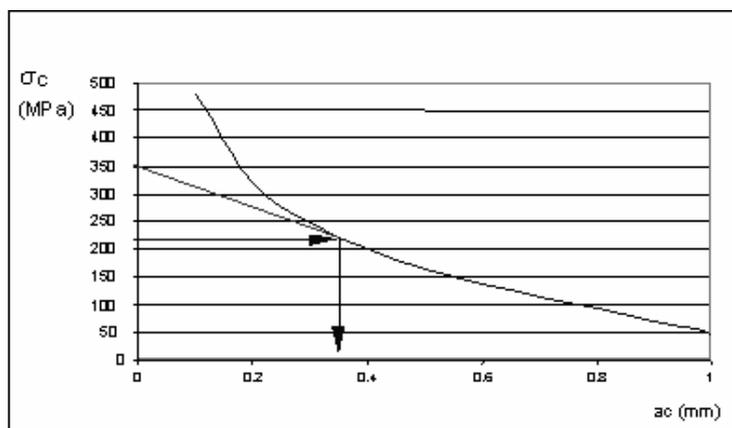


Fig. 7 Gráfico de resistencia residual para el cuerpo de la válvula

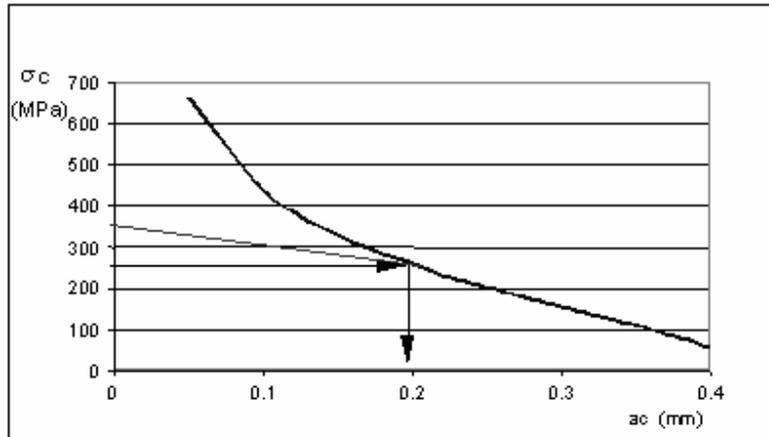


Fig. 8 Gráfico de resistencia residual para la brida de la válvula

2.9 Crecimiento subcrítico de las grietas en el cuerpo y en la brida de la válvula.

El análisis de crecimiento subcrítico de las grietas en la válvula, se realizó por ecuación de razón de París [2] con $n=2.5$ y $C=6.8287 \cdot 10^{-12}$ [5]. En las Figs. 9 y 10 se muestran las curvas de crecimiento subcrítico correspondientes para el cuerpo y la brida de la válvula respectivamente. De estos resultados se aprecia claramente que en el caso del cuerpo de la válvula para que un pequeño defecto crezca hasta el valor $a_{c \text{ crit}}=0.035$ cm tendrían que haber transcurrido en las condiciones de tensiones cíclicas que se originaron en la válvula, un total de 102 minutos. Sin embargo, en el caso de la brida, el tiempo requerido para que un pequeño defecto crezca hasta el valor de $a_{b \text{ crit}}=0.019$ cm es de solo 11 minutos. Este análisis confirma la hipótesis de los niveles de presión que se alcanzaron en la tubería de admisión del compresor y los valores de amplitud y frecuencia de las oscilaciones admitidas, ya que según el testimonio de los presentes en el momento de la avería todo ese proceso ocurrió entre 10 y 20 minutos.

2.10 Cálculo de la presión que provocaría el estallido de la válvula en ausencia de vibraciones.

En ausencia de vibraciones longitudinales del cabezal de admisión, la posibilidad de estallido de la válvula solo podría provocarse por el efecto de elevación de la presión. En este caso en la zona del cuerpo tendría que cumplirse que:

Según la Hipótesis de Mohr.

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \frac{\sigma_{ut}}{\sigma_{uc}} \cdot \sigma_3 = \sigma_m = \frac{p \cdot R}{\delta} \cdot \frac{3}{\sqrt{3 \cdot (1 - \mu^2)}} = \sigma_{ut} \quad (43)$$

Despejando P para $R=102.5$ mm, $d=15$ mm, $\mu=0.25$ y $\sigma_{ut}=350$ MPa, se obtiene que:

$$P = 28.6 \text{ MPa}$$

En la zona de la brida tendría que cumplirse que:

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \frac{\sigma_{ut}}{\sigma_{uc}} \cdot \sigma_3 = p \cdot \frac{r^2}{R^2 - r^2} \cdot \left(1 + \frac{R^2}{r^2} \right) - (-p) = \sigma_{ut} \quad (44)$$

Despejando P para $r = 15$ mm, $R = 135$ mm y $\sigma_{ut} = 350$ MPa, se obtiene que: $P = 172.8$ MPa

3. Conclusiones.

La investigación realizada permitió arribar a las siguientes conclusiones:

1. El análisis de las oscilaciones longitudinales que se produjeron en el cabezal de la línea de admisión de la instalación compresora permitió determinar la magnitud de las tensiones tangenciales de carácter cíclico que se generaron tanto en la brida como en el cuerpo de la válvula. En la zona de la brida las tensiones tangenciales variaron cíclicamente entre los valores $\tau_{\max b} = 235.4$ MPa y $\tau_{\min b} = 79.1$ MPa y en la zona del cuerpo de la válvula $\tau_{\max c} = 145.4$ MPa y $\tau_{\min c} = 52.7$ MPa.

2. La presión que se produjo en la línea de admisión provocó, tanto en la zona del cuerpo como en la brida de la válvula, un estado tensional plano de tracción biaxial. Tomando en cuenta el efecto de borde existente en la zona del cuerpo en el plano meridional, esta tensión alcanzó un valor $\sigma_m = 99.5$ MPa y la tensión circunferencial $\sigma_c = 54.7$ MPa, y en la brida $\sigma_r = -8$ MPa y $\sigma_c = 15.1$ MPa.

3. La superposición de los estados tensionales provocados por las cargas originadas sobre la válvula producto de las oscilaciones y por la presión, permitió concluir que no era posible la destrucción instantánea de la válvula, ni por la zona del cuerpo, ni por la zona de la brida, ya que las tensiones equivalentes calculadas por la Hipótesis de Mohr en ambos casos eran menores que la resistencia máxima a tracción del material de la válvula.

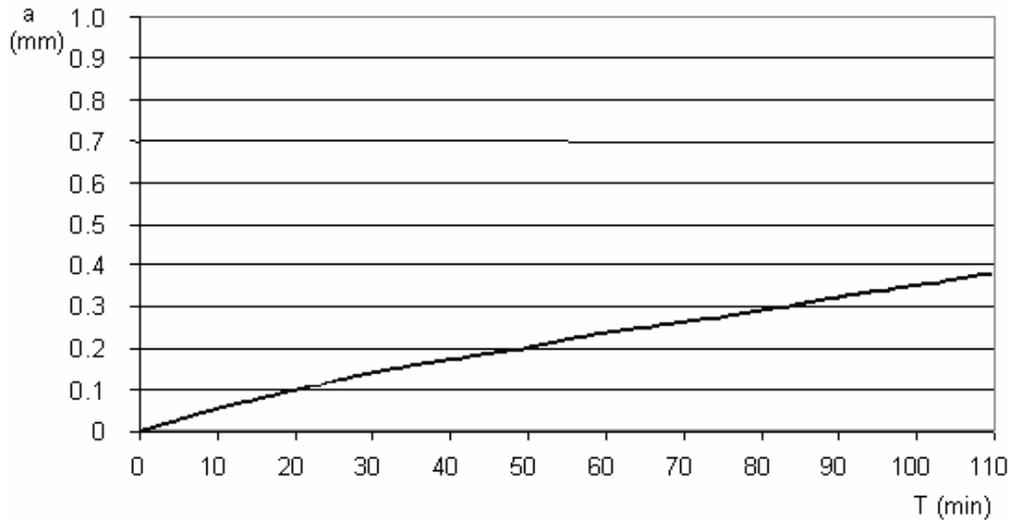


Figura. 9 Crecimiento subcrítico de las grietas para el cuerpo de la válvula.

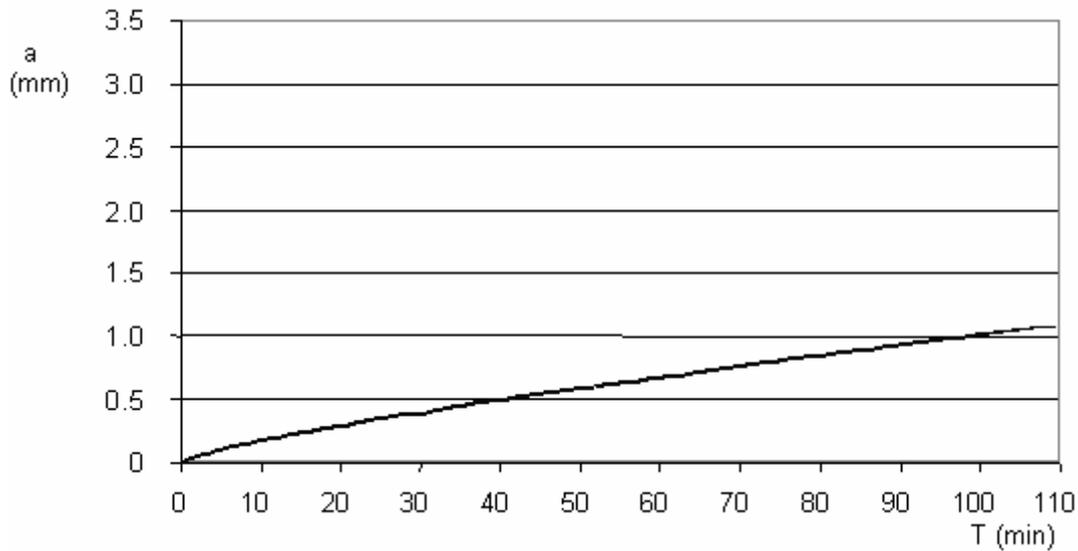


Figura. 10 Crecimiento subcrítico de las grietas para la brida de la válvula

4. La construcción de los gráficos de resistencia residual de la válvula para las zonas del cuerpo y de la brida para un defecto o grieta superficial semielíptico bajo un estado tensional plano con presencia de tensiones normales y tangenciales actuando simultáneamente (modos I y III de cargas) permitió establecer que para la tensión principal máxima en la zona del cuerpo $\sigma_{1c}=224.2$ MPa un pequeño defecto o microgrieta inicial tendría que desarrollarse por crecimiento subcrítico por fatiga, hasta un valor de $a_c=0.35$ mm antes de convertirse en inestable. En la zona de la brida, para la tensión principal máxima $\sigma_{1b}=239.2$ MPa el tamaño crítico de la grieta es $a_c=0.195$ mm.
5. El análisis del crecimiento subcrítico de estas grietas utilizando la ecuación de razón de P. Paris, permitió determinar que el proceso de crecimiento subcrítico de las microgrietas o microdefectos en la zona del cuerpo debía requerir un tiempo de 102 minutos, sin embargo en la zona de la brida solo se requieren 11 minutos. Lo que coincide con gran exactitud con la apreciación de los presentes en el momento en que ocurrió la avería.
6. El análisis de los efectos que se ocasionaron al producirse la avería del compresor ha permitido confirmar que la presión en la línea de admisión tuvo que haberse elevado a niveles del orden de 8 MPa y las oscilaciones en el cabezal de la línea de admisión tendrían que haber alcanzado niveles de frecuencia $\omega=180$ ciclos/min y semiamplitud $f=150$ mm para que pudieran ocurrir los hechos tal como ocurrieron.
7. Es importante destacar que las oscilaciones del cabezal en la dirección longitudinal se produjeron debido a la escasa rigidez a flexión que posee el sistema en esa dirección. Si el sistema estuviera rigidizado en esa dirección la presión en la línea de

admisión tendría que haberse elevado hasta un valor $p=28.6$ MPa para que se produjera el estallido de la válvula por la zona del cuerpo.

4 Bibliografía.

1. Feodosiev, V. I. Resistencia de Materiales. Tercera Edición. Moscú: Editorial MIR. 1985. -- 583 p.
2. Paris, P. A critical analysis of crack propagation laws. **J. Basic Eng. Trans. ASME (USA)**: p.528 – 534, 1963.
3. Pisarenko, G. S.; Yákovlev, A. P.; Matveév V. V. Manual de Resistencia de Materiales. Moscú: Editorial MIR. 1989. -- 694 p.
4. Rusia. Single-stage ammonia refrigerating compressors Ayy 400. Service log. Installation and Maintenance Instruction Manual. 53p. (Catálogo Industrial).
5. Kawasaki T. Outline of JWES standard for critical assessment of defects with regard to brittle fractures and some cases studies. **I. I. W.: Annual Assembly (Bratislava)**, 10: p.274 – 284, 1979.

Agradecimientos.

Se agradece la colaboración de los compañeros Ing. Israel Santana, Ing. Julio Montalvo, Tec. Rogelio Álvarez y el Tec. Cristóbal Berroa en la ejecución de la presente investigación.

Analysis of causes and effects of failure at ammonia compressor in Cienfuegos City Frigorific. Part II.

Abstract.

In this paper we continue working on the failure taken place in an ammonia refrigerating compressor of the Cienfuegos City Frigorific. In this work, concepts of Linear Elastic Fracture Mechanics and Subcritical Fracture Mechanics are applied to analyze the causes of valve exploding at the compressor.

Key words: Refrigerating compressor, linear elastic fracture mechanics, subcritical fracture mechanics.