

## Determinación de la distribución de esfuerzos y sus influencias durante la vida útil del sello para la bomba KSB ETA 32-200

*Luis E. Vallés, Luis A. Michielli O., Antonio R. Salguero S.*

*Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad de Carabobo, Valencia, Venezuela*

*Email: lvalles@uc.edu.ve*

### Resumen

El sello mecánico es un componente vital en la mayoría de los equipos rotativos, mientras se encuentra en funcionamiento está sometido a presiones que inducen tensiones elevadas en sus partes. Esta razón es la principal causal del desgaste del sello mecánico acortando su vida útil; un factor determinante en este desgaste lo representa los efectos causados por el abrasivo que contiene el fluido. Conocer el patrón de desgaste del sello por efecto abrasivo en el tiempo, es importante para predecir el momento adecuado en el que se deberá reemplazar el mismo, por lo que se propone la creación de un modelo teórico conformado por ecuaciones que relacionan los parámetros de funcionamiento del sello mecánico, del flujo manejado y de la bomba, y de esta manera conocer, ante la combinación de estas ecuaciones el comportamiento de todas las variables que influyen en el desgaste para distintas condiciones de operación. El modelo teórico propuesto fue validado efectuando un ensayo experimental, para establecer las condiciones de trabajo reales del sello. Por otra parte, se pudo conocer que a medida que transcurre el tiempo la masa perdida en la cara rotativa va decreciendo linealmente, además de que el porcentaje de abrasivo no influye significativamente en la temperatura que alcanza las caras en operación.

**Palabras Claves:** Sello mecánico, fricción, abrasivo, vida útil, desgaste.

## Determination of stress distribution and its influences during the seal's useful life for the pump KSB ETA 32-200

### Abstract

The mechanical seal is a vital component in most of the rotary equipments, while it is in operation, it is subjected to pressures induce risen tensions in its parts. This reason is the principal causal of the mechanical seal wear shortening their useful life, and the effects caused by the abrasive contained in the fluid is another decisive factor in this wear. It is important to know the seal wear pattern for abrasive effect in the time to predict the right moment to replace the seal, for that the creation of a theoretical model conformed by equations that relate the operation parameters of the mechanical seal, of the managed flow and of the pump to know, in this way, the behaviour of all the variables that influence in the wear for different operation conditions trough the combination of these equations. The proposed theoretical pattern was validated making an experimental rehearsal, to establish the real work conditions of the seal. On the other hand, as long as the time pass, the lost mass in the revolving face decreases lineally besides that the abrasive percentage doesn't influence significantly in the temperature reaches the faces in operation.

**Keywords:** Mechanical seal, friction, abrasive, useful life, wear.

### 1. INTRODUCCIÓN

En la mayoría de los procesos industriales se manejan fluidos diversos para una amplia gama de aplicaciones, la bomba centrífuga como un componente esencial en el manejo de dichos fluidos interviene

de manera directa en la eficiencia de estos procesos. Los elementos internos que conforman la bomba, como lo son: eje, impulsor, voluta, sello o empaadura y carcasa, determinan el óptimo funcionamiento de la misma. Uno de los componentes con mayor exigencia

mecánica dentro de una bomba centrífuga lo representa el sello. El no conocer los esfuerzos que actúan sobre el sello, ante parámetros de operación y funcionamiento de una bomba en una situación cualquiera, dificulta predecir el momento en el cual dicho sello fallará. En consecuencia, sería muy útil conocer hasta qué punto el sello cumple con su función, y bajo qué condiciones puede hacerse uso de él para los diferentes procesos en la industria. Para predecir la vida útil de sello esta investigación plantea la generación teórica de un modelo matemático validado por los datos obtenidos de un ensayo experimental.

## 2. METODOLOGÍA

### Desarrollo del modelo teórico

Este desarrollo consiste en la modelación matemática de los principales fenómenos que intervienen cuando el sello está trabajando, como lo son: esfuerzos de presión, esfuerzos friccionales, esfuerzos por temperatura, y esfuerzos centrífugos. Hasta llegar a la predicción teórica del desgaste del sello por efectos abrasivos.

### Estudio de los esfuerzos a los que está sometida la cara rotativa del sello

Mientras que el sello está en funcionamiento se encuentra sometido a presiones, que inducen tensiones elevadas en sus componentes, las cuales se ven reflejadas directamente en las caras del sello provocando cargas de fricción y a partir de esta cargas térmicas. El sello se diseña de tal forma, que la cara rotativa sea el componente que falle antes de cualquier otro componente [1].

Por tal motivo, el desarrollo del modelo teórico consiste en analizar los esfuerzos productos de las cargas a la cual se encuentra sometida la cara rotativa de sello [2], los esfuerzos a analizar son:

1. Esfuerzos inducidos por la presión existente en la caja de sellado.
2. Esfuerzos inducidos por fricción y temperatura.
3. Esfuerzos producidos por el efecto centrífugo.

### Esfuerzo en la cara rotativa por presión en la caja de sellado

La caja de sellado se encuentra justo atrás del impulsor de la bomba, y es el hogar del sello, en esta existe una presión  $P_1$ , por causa del fluido que se escapa de la boca de descarga y se acumula en ella (Figura 1), dicha presión debe ser sellada.

La presión  $P_1$ , se puede calcular de la siguiente manera:

$$P_1 = P_s + 0.1(P_d - P_s) \quad (1)$$

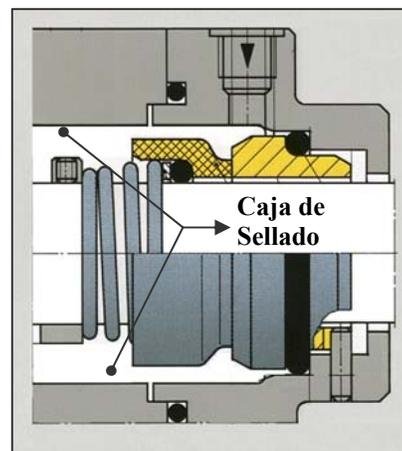


Figura 1. Ubicación caja de sellado.

Entre el eje de la bomba y el sello existe una presión  $P_2$ , que es la presión atmosférica  $P_{2(\text{manométrica})} = 0$ .

La presión efectiva entre las caras del sello viene dada por la ecuación:

$$P_G = \Delta p(K - K_1) + P_r \quad (2)$$

Esta es la presión promedio que actúa en las caras del sello, si se considera un modelo lineal ( $K_1 = 0,5$ ), esto es cuando las caras de sellado se mantienen totalmente paralelas durante el tiempo de operación (lográndose con el correcto montaje del sello, asegurándose la alineación del eje y reduciendo al máximo las vibraciones), la distribución de presiones en la cara del sello está conformada por una distribución en forma triangular por efectos de la diferencia de presión  $P_1$ - $P_2$ , y otra rectangular por efectos del resorte (Ver Figura 2), [3, 4].

De la Figura 2 se puede deducir que la presión que actúa en un determinado punto de la cara, en función del radio, es la ecuación de la recta que se forma en el trapecio de presión efectiva resultante por la constante del balanceo del sello (K), dicha ecuación es:

$$P(r) = \frac{K((r - R_1)P_1 + (R_2 - R_1)P_r)}{(R_2 - R_1)} \quad (3)$$

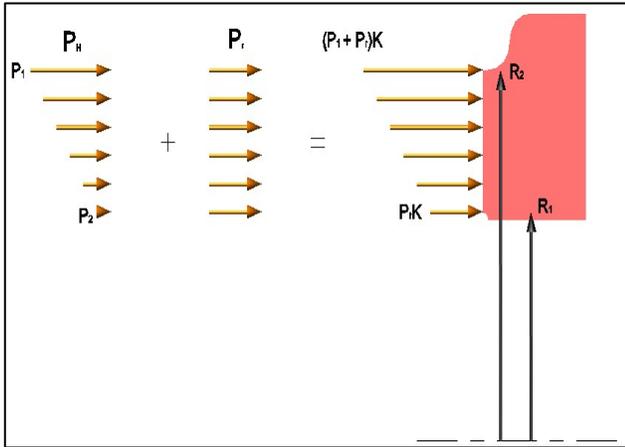


Figura 2. Presión efectiva en las caras del sello.

Finalmente, la distribución de presiones (esfuerzo) a los que está sometido la cara, por efectos de la presión hidráulica y la presión del resorte, se observa en la Figura 3.

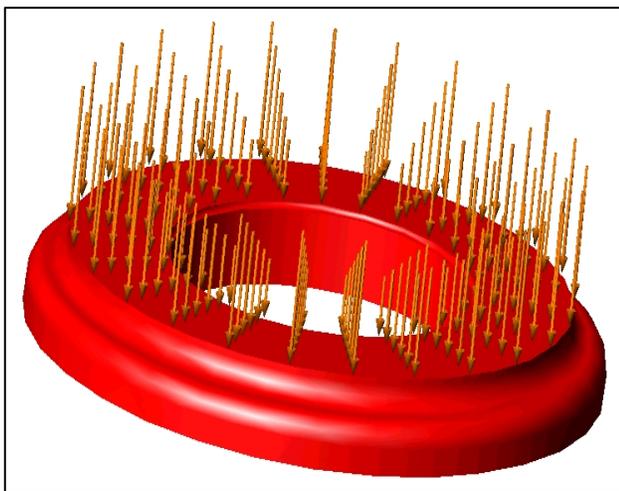


Figura 3. Distribución de esfuerzos por diferencia de presión.

### Esfuerzo en la cara rotativa por efectos friccionales

Existen dos tipos de fricción que actúan en la cara, una fricción ocasionada por el contacto entre las caras (\$F\_{rc}\$) y otra fuerza de fricción por el líquido y la cara (\$F\_{rl}\$), existe un factor empírico llamado número de Guembel [5, 6], el cual da una idea de las condiciones de fricción en la cual está trabajando el sello, y cual es la condición de fricción predominante, es decir, si bajo ciertas condiciones de trabajo la fricción es mixta (\$F\_{rc} + F\_{rl}\$), o predomina la fricción ocasionada solamente por el líquido \$F\_{rl}\$.

La fuerza friccional ocasionada por el contacto (\$F\_{rc}\$) se puede determinar como: \$F\_{rc} = fN\$, donde: \$f\$ es el factor de fricción o coeficiente de roce, y \$N\$ es la fuerza normal que actúa sobre la cara.

La fuerza normal es producto de la distribución de presiones entre las caras en contacto explicadas en el punto anterior. Para determinar como es la distribución de estas fuerzas sobre la cara es necesario hacer el siguiente análisis diferencial:

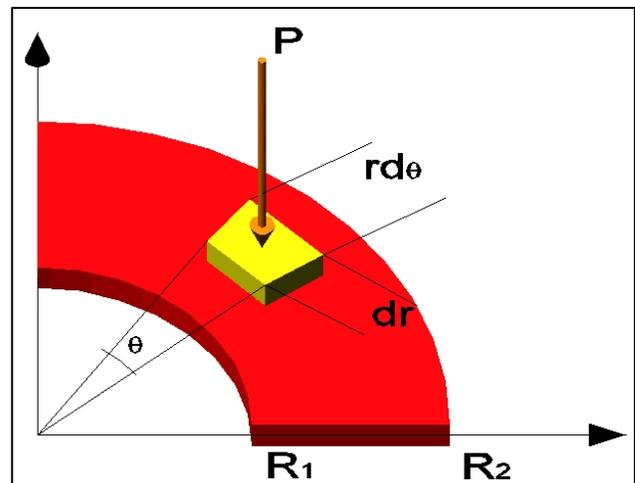


Figura 4. Análisis del diferencial de fuerza.

El diferencial de fuerza se obtiene de la siguiente manera: \$df = PdA\$, en donde la presión es conocida pero varía en función del radio como lo describe la siguiente ecuación [7-9]. El diferencial de área (\$dA\$) se termina como sigue; \$dA = r(dr)(d\theta)\$.

Si la ecuación se describe de la siguiente manera:

$$P(r) = \frac{rP_1K}{(R_2 - R_1)} + \frac{R_2 P_r K - R_1 K(P_1 + P_r)}{(R_2 - R_1)} \quad (4)$$

donde:

$$a = \frac{P_1K}{(R_2 - R_1)} \quad b = \frac{K(R_2 P_r - R_1(P_1 + P_r))}{(R_2 - R_1)} \quad (5)$$

entonces;  $P(r) = ar + b$

Se observa claramente en la Figura 4, que el ángulo  $\theta$  varía entre 0 y  $2\pi$ , y el radio  $r$  varía entre  $R_1$  y  $R_2$ , lo cual nos conduce a la siguiente integración doble:

$$F = \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} P dA \quad (6)$$

al sustituir  $P = ar + b$ , y  $dA = r(dr)(d\theta)$ , quedando:

$$F = \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} (ar + b)rdrd\theta \quad (7)$$

resolviendo la doble integración la fuerza queda definida según la siguiente ecuación:

$$F = 2\pi \left[ \frac{a}{3}(R_2^3 - R_1^3) + \frac{b}{2}(R_2^2 - R_1^2) \right] \quad (8)$$

Esta ecuación muestra como se comporta la fuerza ejercida a la cara por efectos de la presión hidráulica por el contacto [10]. Entonces la fuerza de fricción por contacto queda definida así:

$$F_{rc} = f2\pi \left[ \frac{a}{3}(R_2^3 - R_1^3) + \frac{b}{2}(R_2^2 - R_1^2) \right] \quad (9)$$

sustituyendo a los factores  $a$  y  $b$ :

$$F_{rc} = f2\pi K \left[ \frac{P_1}{3(R_2 - R_1)}(R_2^3 - R_1^3) + \dots \right. \\ \left. \frac{R_2 P_r - R_1(P_1 + P_r)}{2(R_2 - R_1)}(R_2^2 - R_1^2) \right] \quad (10)$$

La fuerza friccional ocasionada por el líquido sobre las caras se puede aproximar como una fuerza que actúa constante en toda la superficie de la cara, y viene definida por:

$$F_{rl} = \frac{\eta V_G Ac}{h} \quad (11)$$

Donde,  $\eta$ : Viscosidad dinámica.

$V_G$ : Velocidad de deslizamiento.

$Ac$ : Área de contacto entre las caras.

$h$ : Holgura entre las caras.

La distancia entre las caras  $h$ , se puede aproximar a la diferencia de las rugosidades aritméticas ( $Ra$ ) de los materiales de las caras en contacto.

Finalmente, la fuerza friccional total ( $F_r = F_{rc} + F_{rl}$ ), también llamada fuerza de roce mixta, actuante sobre la cara, la representa la siguiente ecuación:

$$F_r = f2\pi K \left[ \frac{P_1}{3(R_2 - R_1)}(R_2^3 - R_1^3) + \dots \right. \\ \left. \frac{R_2 P_r - R_1(P_1 + P_r)}{2(R_2 - R_1)}(R_2^2 - R_1^2) \right] + \dots \\ \frac{\eta V_G \pi (R_2^2 - R_1^2)}{h} \quad (12)$$

El esfuerzo a los que está sometido la cara por efectos friccionales ( $\sigma_f$ ) se puede calcular de la siguiente manera;  $\sigma_f = Fr/Aa$ , de tal modo que la ecuación queda:

$$\sigma_f = \frac{2fK \left[ \frac{P_1}{3(R_2 - R_1)}(R_2^3 - R_1^3) + \frac{R_2 P_r - R_1(P_1 + P_r)}{2(R_2 - R_1)}(R_2^2 - R_1^2) \right]}{(R_2^2 - R_1^2)} \\ \dots + \frac{\eta V_G}{h} \quad (13)$$

### Esfuerzo en la cara rotativa por efectos térmicos causados por fricción.

El calor causado por fricción entre dos superficies en contacto, en donde una se desliza respecto a la otra, depende de los siguientes factores:

las propiedades de los materiales en contacto, la velocidad de deslizamiento de un material respecto al otro y la potencia de calor disipada en el contacto.

Para este modelo, la máxima temperatura que puede alcanzar la cara rotativa viene dada por la siguiente ecuación:

$$T = T_{\infty} + \frac{F_{DC} \gamma Q \sqrt{t}}{b} \quad (14)$$

### Esfuerzos en la cara rotativa por efecto centrífugo

El fluido que se encuentra entre las caras del sello, por efectos de la rotación del eje, es lanzado radialmente hacia fuera, creando una fuerza centrífuga que actúa sobre las caras. Esta fuerza centrífuga intenta abrir las caras del sello, ejerciendo sobre éstas una presión que se puede calcular como sigue:

$$P_z = \frac{3}{80} \rho \omega^2 (D_2^2 - D_1^2) \quad (15)$$

Donde:  $\rho$  = densidad del fluido entre las caras.

$\omega$  = velocidad angular.

$D_2$  y  $D_1$  = Diámetro exterior e interior respectivamente

### Modelo de desgaste abrasivo en la cara rotativa

El desgaste depende principalmente de la velocidad de las partículas (asociado esto a la velocidad a la que gira la bomba), la dureza y de su tamaño [11]. Se tiene una ecuación que permite calcular el volumen retirado de la superficie afectada en función de la dureza de la misma, la fuerza ejercida sobre esa superficie, la longitud que recorre la partícula y una constante de desgaste definida por la forma y geometría de la partícula.

$$V = \frac{FKL}{3H} \quad (16)$$

La constante de proporcionalidad ( $K_{desg}$ ), depende de varios factores; con respecto al tipo de abrasivo se encuentra el tamaño del grano y la densidad y con respecto al medio está el % de abrasivo pre-

sente en el fluido y la densidad del fluido. Se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$K_{desg} = (F_P + F_{DA} + F_{DF}) F_A \quad (17)$$

Para que esta ecuación tenga mayor aplicación sobre el estudio realizado es conveniente transformarla a masa perdida en función de los parámetros relacionados a la operación de la bomba, los radios del sello mecánico, el diferencial de presión en la caja de sellado, la velocidad angular de la bomba, el tiempo que va a permanecer funcionando el sello y la dureza del material atacado, se tiene la siguiente expresión:

$$m = \frac{4}{3} \pi^2 \frac{K_{desg} w K R_m \rho_{CRt}}{H (R_2 - R_1)} \left[ \frac{1}{3} P_1 (R_2^3 - R_1^3) + \dots \right. \\ \left. \frac{1}{2} P_r (R_2^2 - R_1^2) (R_2 - R_1) - \frac{1}{2} P_1 R_1 (R_2^2 - R_1^2) \right] \quad (18)$$

Con esta ecuación se puede determinar teóricamente la cantidad de masa retirada de la superficie de la cara rotativa.

## 3. DISEÑO DEL ENSAYO EXPERIMENTAL

### Descripción general del banco de ensayo

El objetivo del ensayo experimental, es la comprobación del modelo teórico, sometiendo al sello a las condiciones de operación reales. Para ello se diseñó un banco de ensayo, con la bomba original KSB ETA 32-200 y con el sello marca Burgmann M2 original. En la Figura 5, se muestra una vista general del banco de ensayo.

Este sistema, simula las condiciones reales en la cual trabaja un sello. El motor pone en funcionamiento el sistema, haciendo que el eje se mueva y por ende la cara rotativa del sello.

El compresor presuriza el tanque a la presión habitual de trabajo del sello además de generar turbulencia del agua para una simulación más real. La presión dentro del tanque presurizado es controlada por la válvula de alivio.

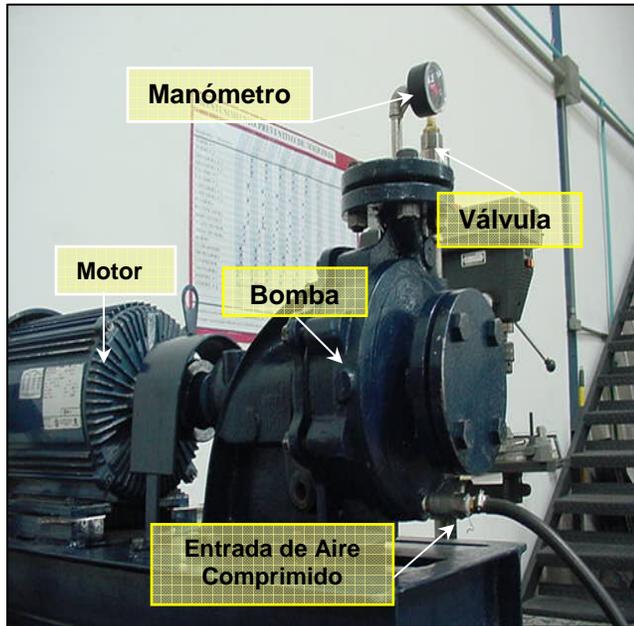


Figura 5. Vista general del banco de ensayo.

### Procedimiento de realización del ensayo

El ensayo experimental se divide en tres fases principales:

#### FASE I:

En esta fase las caras del sello son examinadas, en un cuarto de control de calidad, en donde la temperatura y la humedad relativa están controladas en 20 °C y 60 % respectivamente, esto según la norma COVENIN 2.424 - 2.000 y 2.425 - 2.000.

Primeramente se pesan las caras, con un balanza de apreciación 0,01 g y se tabulan los valores. Luego se toman las medidas de la cara rotativa con instrumentos de alta precisión.

#### FASE II

Esta fase consiste en el montaje del ensayo y el seguimiento en operación.

#### Montaje del ensayo:

1. Se coloca los O-ring a la brida y a la cara estacionaria, y luego se introduce en la brida del sello mecánico, el conjunto se introduce en el eje.
2. Se arma la parte rotativa, en donde, se coloca el

o-ring, el anillo de empuje y el resorte a la cara estacionaria, luego se introduce este conjunto en el eje previamente lubricado.

3. Se coloca el anillo de sujeción a la distancia de trabajo del sello. Habiéndose cumplido los pasos 1, 2 y 3, el montaje se ve como se observa en la Figura 6:

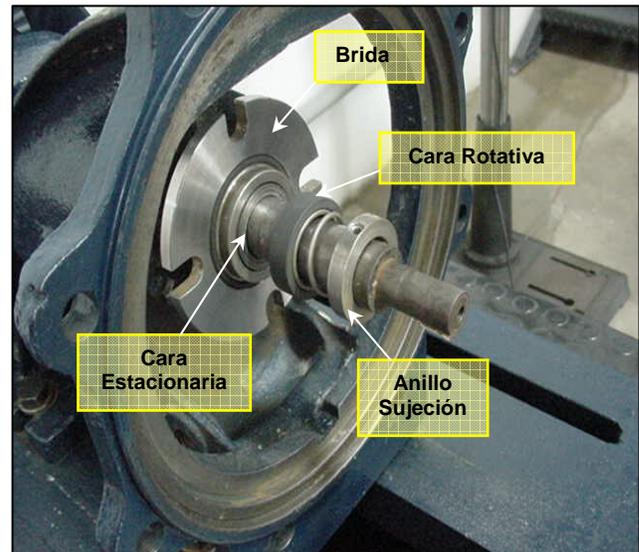


Figura 6. Vista montaje hasta los pasos 1, 2 y 3.

4. Se coloca el o-ring a la tapa y se coloca en la bomba, luego se aprietan los tornillos de la tapa sujetando así la brida de sello (Ver Figuras 7 y 8).



Figura 7. Tapa de la bomba montada.

5. Se coloca la voluta, el suministro de aire comprimido y se inserta el agua (1335 mL) y el abrasivo.
6. Luego se coloca el manómetro y se enciende la bomba, se abre la válvula de paso del aire comprimido y con la válvula de alivio se controla la presión a la deseada.



Figura 8. Detalle del apriete de los tornillos de la tapa a la brida del sello.

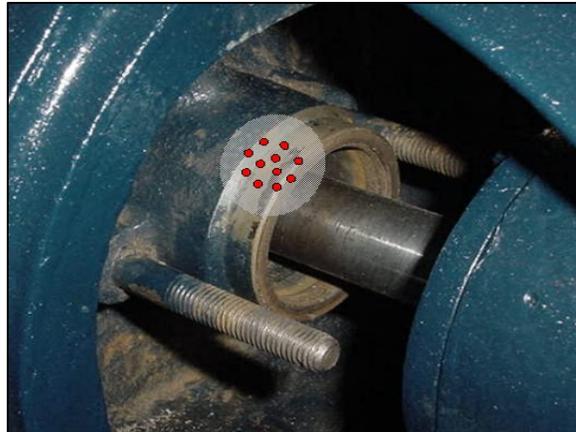


Figura 9. Vista toma de temperatura.

### Seguimiento durante ensayo:

Para tiempos de: 0, 3, 7, 10, 15, 20, 30, 45, 60, 75, 90, 120, 150 y 180 minutos, se toma la temperatura de trabajo del sello con un instrumento láser de precisión  $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$  y a parte se verifica que el goteo sea el permisible para las condiciones de trabajo del sello.

### FASE III:

Transcurridas tres (3) horas de haber arrancado la bomba, se detiene la misma se corta el suministro de aire comprimido y se procede a desmontar todo el ensayo. Las caras son limpiadas en un equipo de ultrasonido para evitar que les quede arena impregnada y pueda afectar las mediciones, luego se dejan secar las caras por un lapso no menor de 12 horas para evitar que la humedad de la cara de carbón pueda afectar las mediciones. Se siguen las fases 1, 2 y 3 en días posteriores consecutivos con el mismo sello hasta que éste falle.

### Consideraciones generales del ensayo

1. Se ensayaron dos sellos mecánicos, debido a que es un componente muy costoso y solo se disponían de dos sellos donados por la empresa, para el primer sello se utilizó un 5 % de abrasivo y en el segundo un 10 %. Manteniéndose las demás condiciones iguales entre sellos.
2. Los ensayos se realizaron todos en la mañana, para que las condiciones ambientales sean las mismas.
3. La temperatura fue tomada en la parte posterior de la tapa, ver Figura 9, que es lugar más cercano donde se encuentra trabajando el sello.

4. Se diseñó una planilla donde se tabularon las masa, medidas de las caras del sello y la temperatura de trabajo. Además del procedimiento que se debe seguir para el montaje del ensayo, la hora de inicio y de finalización del ensayo.

### Especificación de los parámetros de trabajo en la validación

Con la finalidad de determinar la validez de las ecuaciones que conforman el modelo teórico, es necesario establecer parámetros de funcionamiento real con los que opera la bomba. La presión de la caja de sellado depende directamente de la presión de succión y descarga de la bomba, para lograr una presión relativamente alta en la caja de sellado ( $P = 4\text{ bar}$ ) por efectos de tiempo de duración del ensayo, es necesario asumir éstos parámetros de funcionamiento de la bomba.

Si se toma en cuenta a la bomba KSB ETA 32-200, trabajando cercano a máxima eficiencia, esto es  $H_m = 63,9\text{ m}$  y  $Q = 17,5\text{ m}^3/\text{h}$  y una presión de succión  $P_s = 3,39\text{ bar}$  (que se considera una presión de succión típica de trabajo de la bomba), aplicando Bernoulli entre la succión y la descarga de la bomba, resulta  $P_d = 9,49\text{ bar}$ .

Además como fluido de trabajo se asumió, agua a  $T = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$  y 5 % de abrasivo para el primer sello, y 10 % de abrasivo para el segundo sello. Es de hacer notar que estas variables como lo son; presión de succión y descarga, temperatura y porcentaje de abrasivo en el fluido, están todas contempladas en el modelo teórico generado, por lo que ellas pudiesen tomar cualquier valor, los valores tomados son para ejecutar el modelo y el ensayo y poder establecer una

comparación entre ellos.

Con la finalidad de determinar la validez de las ecuaciones que conforman el modelo teórico, es necesario establecer parámetros de funcionamiento real con los que opera la bomba temperatura y porcentaje de abrasivo, que para la ejecución del modelo y el ensayo se asumirá en  $T = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$  y 5 % de abrasivo para el primer sello, y 10 % de abrasivo para el segundo sello.

#### 4. RESULTADOS Y SU DISCUSIÓN

##### Resultados y discusiones del modelo teórico y el ensayo experimental.

##### Específicos del sello

Tabla 1. Resultados específicos del sello.

Variable	Valor
$R_m$	0,014625 m
$A_a$	$2,527 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
$A_c$	$3,137 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
$K$	1,24
$K_I$	0,5
$Fr$	47,97 N
$Pr$	189,8279 KPa
$h$	0,15 $\mu\text{m}$

##### De las condiciones de trabajo

Tabla 2. Resultados de las condiciones de trabajo.

Variable	Valor
$P_1$	400 KPa
$P_2$	0 KPa
$\Delta P$	400 KPa
$w$	375,943 rad/s
$L$	$7,38 \times 10^{-2} \text{ mL/h}$

##### Datos en operación

Tabla 3. Datos en operación.

Variable	Valor
$P_G$	485,8279 KPa
$V_G$	5,498 m/s
$\kappa$	1,714
$f$	0,035
$G$	$4,37 \times 10^{-7}$
$b_1$	$3.672,873 \text{ w.s}^{1/2}/\text{m}^{\circ}\text{C}$
$b_2$	$8.586,92 \text{ w.s}^{1/2}/\text{m}^{\circ}\text{C}$
$\gamma$	0,3
$Q_f$	$93.487,862 \text{ W/m}^2$
$P.V$	$2.662,33 \times 10^3 \text{ Pa.m/s}$
$P_z$	1.697,769 Pa

##### Comparación de presiones

Tabla 4. Comparación de los resultados de presiones.

$P_G$	$\sigma_f$	$P_z$
485,8279 Pa	29.246,226 Pa	1.697,769 Pa

##### De la distribución de presiones

La presión en cualquier punto de la cara quedó definida por:

$$P(r) = 180,363 r - 2.154.425 \quad (19)$$

Esta ecuación es para valores  $13,25 < r < 16$ , que son el radio  $R_1$  y  $R_2$  de la cara en milímetros y la presión que resulta es en KPa.

Si graficamos la expresión anterior se obtiene lo que a continuación se muestra en la Figura 10.

- La Figura 10 es una línea recta de pendiente positiva, es decir, mientras mayor es el radio de la cara, mayor es la presión que está aplicada en ese punto. Siendo la máxima presión ( para  $r = R_2$ ) es de  $P_{max} = 731,38 \text{ KPa}$ , y la mínima presión (para  $r = R_1$ ),  $P_{min} = 235,38 \text{ KPa}$ .

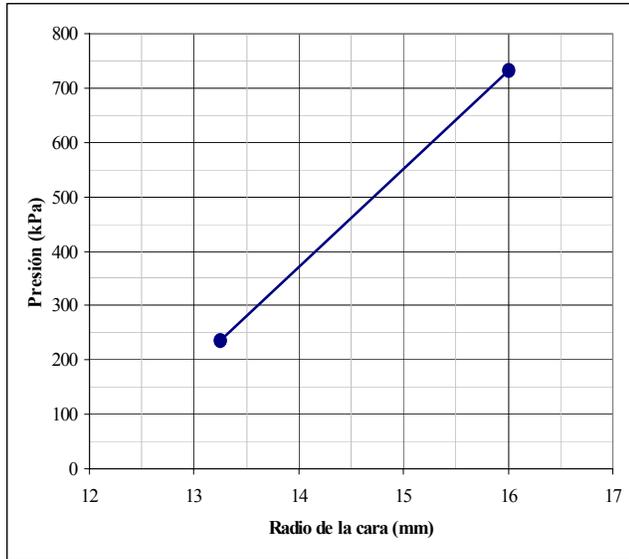


Figura 10. Presión en cada punto de la cara.

- Es de hacer notar, que este modelo de distribución de presiones se cumple no sólo para el sello en estudio, sino para cualquier sello que sea montado internamente y de presurización externa, siempre y cuando se garantice el paralelismo de las caras en el montaje y operación del sello.
- Experimentalmente se demostró éste modelo de distribución de presiones (Ver Figura 11), en donde se puede observar claramente que hacia la periferia de la cara se ha deteriorado.

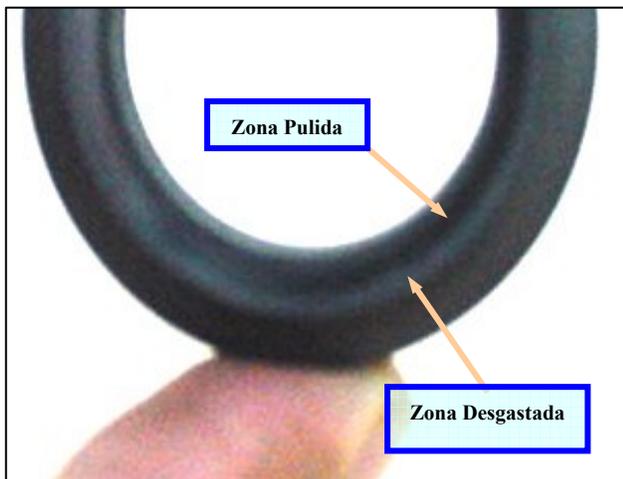


Figura 11. Detalle de desgaste (sello a las 12 horas).

### De los esfuerzos friccionales

$$\sigma_f = 29.246,226 \text{ Pa} \quad (20)$$

- Este es el valor de esfuerzo friccional promedio que actúa en la cara del sello, dicho valor es pequeño comparado con el efecto de presión hidráulica en las caras, siendo aproximadamente 17 veces menor (Ver Tabla 4).
- El número de Guembel para el cálculo del factor de fricción es de  $4,37 \times 10^{-7}$ , lo cual indica que el sello está trabajando bajo condiciones de fricción de líquido, por lo que el esfuerzo friccional es bajo ya que existen buenas condiciones de lubricación.
- El comportamiento de los esfuerzos friccionales a lo largo de la cara es comparable a la distribución de presiones, en el sentido de que, es mayor hacia la periferia de la cara y menor mientras el radio sea más pequeño, pero no se comportan de manera lineal.

### Del efecto térmico causado por fricción

$$T = 30 + 0,2214\sqrt{t} \quad (21)$$

En esta expresión se debe introducir el tiempo en segundos para que la temperatura resultante este dada en grados Celsius (°C). Para una mejor visualización en la Figura 12 los tiempos se muestran en minutos.

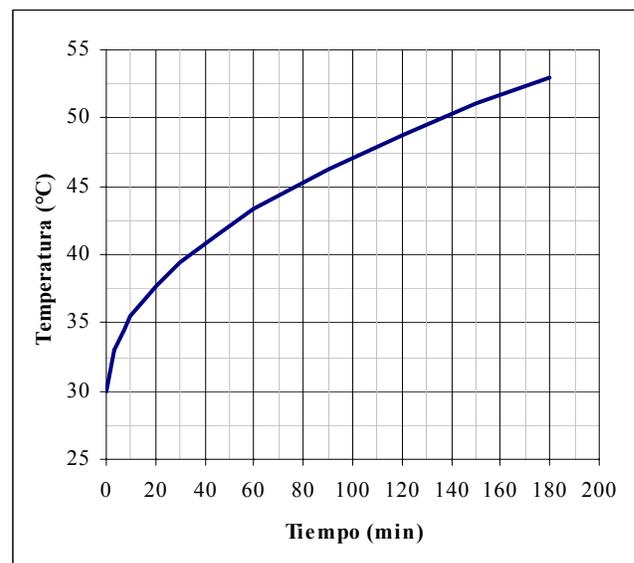


Figura 12. Variación de temperatura con el tiempo (Teórico)

- Este modelo infiere que la temperatura tiene un mayor incremento en los primeros minutos y luego sigue incrementándose con la misma variación al transcurrir el tiempo.

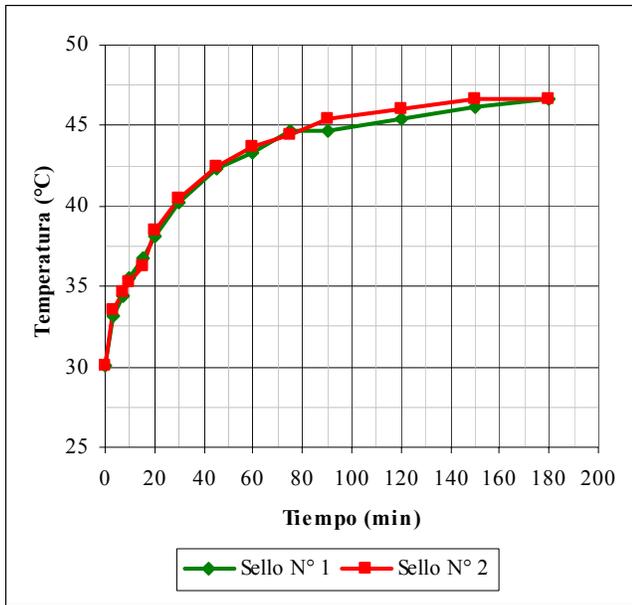


Figura 13. Variación de temperatura con el tiempo.

- En la Figura anterior se observa para ambos sellos ensayados que las temperaturas no varían significativamente entre ellos, esto quiere decir que el porcentaje de abrasivo presente en el fluido es una variable que no influye en la temperatura de trabajo del sello.
- En los primeros minutos hay incrementos altos de temperatura, y a medida que va transcurriendo el tiempo, estas variaciones se van reduciendo hasta llegar al momento en que tiende a estabilizarse la temperatura.

Para analizar los resultados obtenidos entre el modelo teórico y el ensayo experimental es conveniente visualizar la Figura 14.

- Como se evidencia en la Figura 14, el modelo teórico y los resultados experimentales se aproximan. Los valores experimentales tienden a estabilizarse a partir de los 90 minutos, en cambio la curva del modelo teórico siempre tiende a aumentar.
- Tanto los resultados experimentales como teóricos presentan un cambio de temperatura acelerado en los primeros minutos, y luego las temperaturas aumentan en variaciones menores.
- Para el intervalo de temperatura 0 - 180 minutos, la diferencia máxima entre los valores experimentales y el teórico es 6,33 °C, lo cual ocurre para t = 180 min.

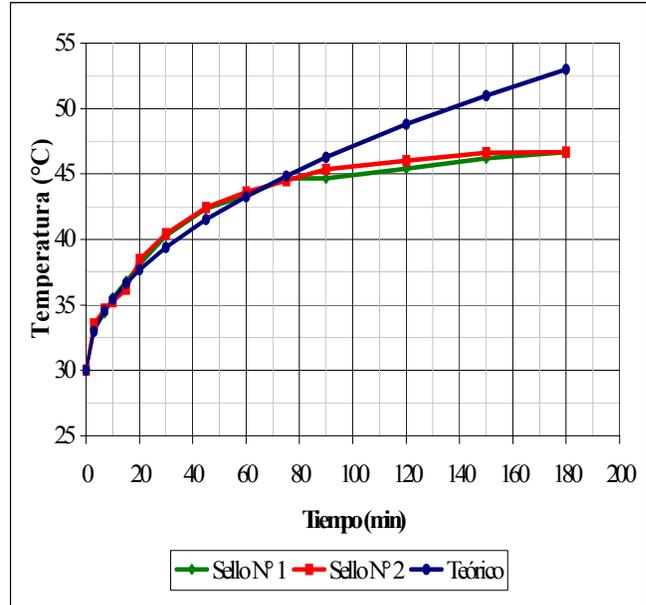


Figura 14. Comparación de los resultados teóricos experimentales de temperatura.

- El modelo teórico generado es una referencia válida de lo que ocurre cuando el sello trabaja. Sin embargo, éste no contempla que las temperaturas tiendan a mantenerse luego de un lapso de tiempo específico por efecto del calor que se entrega al fluido de trabajo de la bomba.
- La confiabilidad del modelo teórico de temperatura entre 0 y 90 minutos esta entre el 96 y 99 %, calculado con la siguiente formula:

$$\%C = \frac{Real}{Teorico} \times 100 \quad (22)$$

### Del esfuerzo en la cara rotativa por efecto centrífugo

$$P_z = 1.697.769 Pa \quad (23)$$

- Como se puede observar este valor de esfuerzo por efecto centrífugo que actúa en la cara del sello, es pequeño comparado con el efecto friccional y más aún con el de presión hidráulica en las caras, siendo 17 veces menos al esfuerzo friccional y 286 veces menor al efecto por la presión hidráulica (Ver Tabla 4)
- El comportamiento de estos esfuerzos son en dirección radial y con la misma magnitud en toda la cara, tratando de expulsar la película del fluido entre ellas y que está siendo usada como lubricante.

### Del desgaste abrasivo en la cara rotativa

El desarrollo teórico del desgaste en la cara rotativa del sello para 5 % y 10 % de abrasivo, viene dado por las siguientes expresiones:

$$\text{5 \% Abrasivo: } m = 4,62 \times 10^{-6} t \quad (24)$$

$$\text{10 \% Abrasivo: } m = 5,43 \times 10^{-6} t \quad (25)$$

Estas ecuaciones, fueron calculadas para introducir el tiempo en segundos y muestre los resultados de masa perdida en la cara rotativa del sello en gramos (g). Graficando las expresiones anteriores y colocando el tiempo en horas para una mejor apreciación observe la Figura 15:

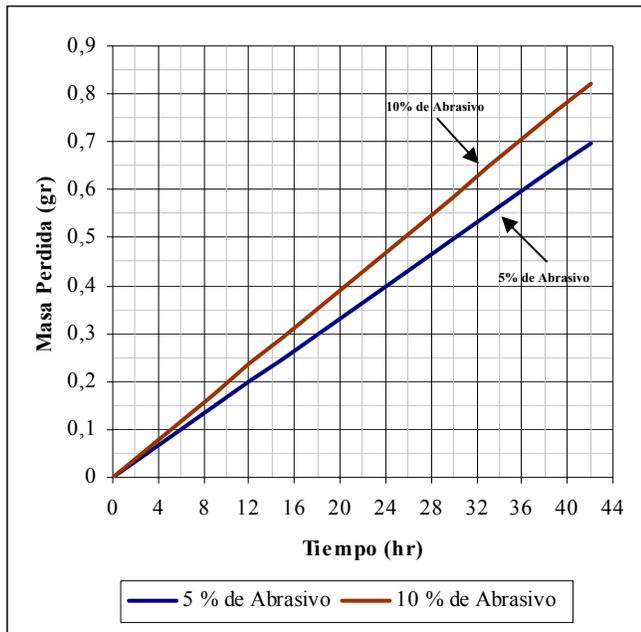


Figura 15. Masa perdida por unidad de tiempo para 5 y 10 % de abrasivo (Teórico).

- Ambos gráficos son una línea recta de pendiente positiva, es decir, mientras mayor es el tiempo de operación, mayor es la masa que va perdiendo la cara rotativa.
- Para 5 % de abrasivo la masa perdida es de 0,0166 g/h en la cara rotativa y para 10 % de abrasivo la masa perdida es de 0,0195 g/h, lo cual indica que el modelo teórico infiere que a mayor porcentaje de abrasivo presente en el fluido manejado, mayor será el desgaste que sucede en la cara.

- El modelo teórico desarrollado muestra la pérdida de masa en la cara en función del tiempo, mas no predice cual es la máxima masa que se debe perder para que el sello falle.

En la fase experimental los resultados obtenidos, para el sello N° 1 (ensayado con 5 % de abrasivo) y el sello N° 2 (ensayado con 10 % de abrasivo), se observa como se muestra gráficamente en la Figura 16:

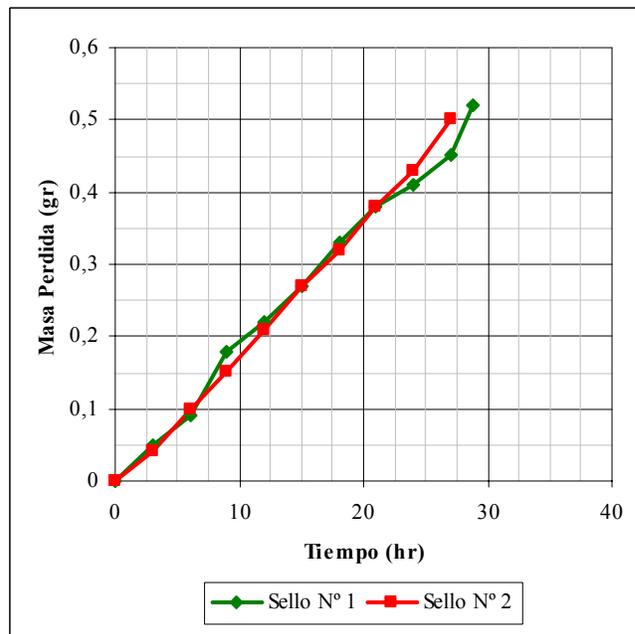


Figura 16. Masa perdida por unidad de tiempo para 5 y 10 % de abrasivo (Experimental).

- El sello N° 1 falló a las 28 horas y 27 minutos en operación siendo la masa perdida hasta ese instante de 0,52 g.
- El sello N° 2 falló a las 25 horas y 19 minutos en operación experimentando una pérdida de masa hasta ese momento de 0,50 g.
- Ambas gráficas tienen una marcada tendencia lineal de desgaste, es decir, mientras aumentan las horas en operación la masa perdida también aumentan.

Para analizar los resultados obtenidos entre el modelo teórico y el ensayo experimental en el primer y segundo sello, es conveniente visualizar las Figuras 17 a la 20:

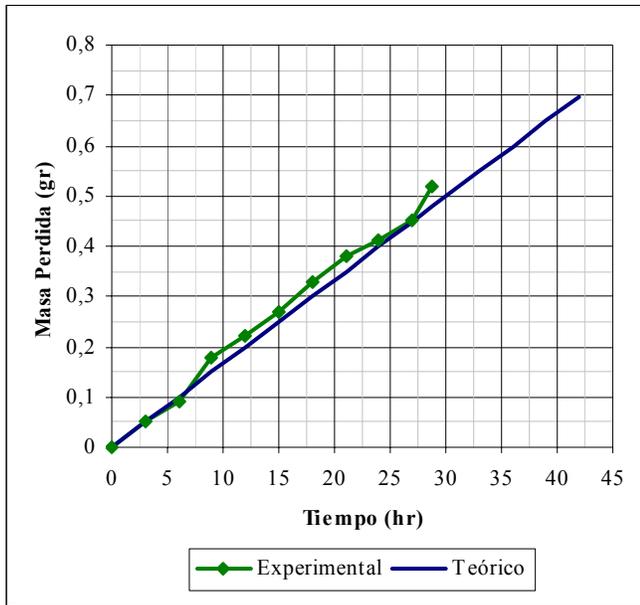


Figura 17. Comparación del modelo teórico y el resultado experimental sello N° 1.

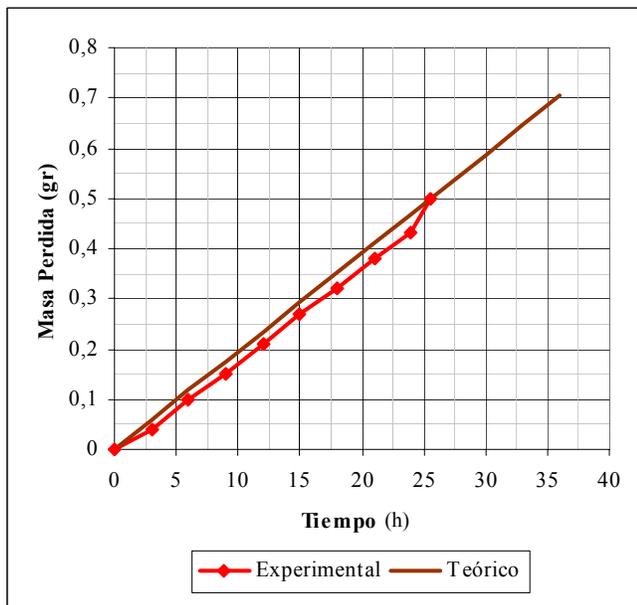


Figura 18. Comparación del modelo teórico y el resultado experimental sello N° 2.

- En las dos figuras anteriores se puede observar que para ambos casos el modelo teórico y los resultados del modelo experimental son muy aproximados, lo que le da gran validez al modelo teórico propuesto en esta investigación.

- En el primer sello, entre el modelo teórico y el experimental (Figura 17), la máxima diferencia entre los valores de masa perdida es de 0,0415 g que sucede al momento en que falla el sello.
- En el segundo sello, entre el modelo teórico y el experimental (Figura 18), la máxima diferencia entre los valores de masa perdida es de 0,0392 g, que a diferencia del primer sello esta ocurre a las 24 h de operación, pero si muy cercano al momento cuando falla el sello, como sucedió en el primero.

Para una aplicación más práctica de estos resultados del comportamiento del sello mecánico con respecto a la cantidad de abrasivo en el tiempo, se presenta la Figura 19:

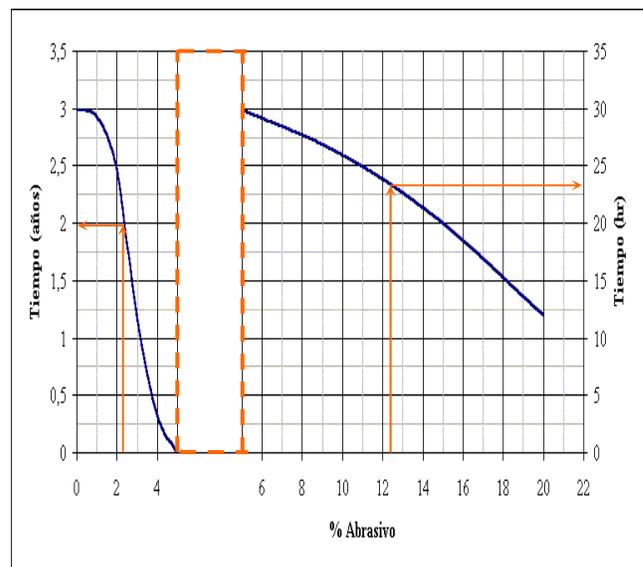


Figura 19. Vida útil respecto al % de abrasivo.

- En la figura anterior, se puede observar que la vida útil máxima del sello ensayado (M2/25 Burgmann), es para 0 % de abrasivo y de aproximadamente tres años.
- El efecto del porcentaje de abrasivo presente en el fluido se acentúa a partir de 5 %, en el gráfico se puede observar que para rangos de porcentaje de abrasivo ente 0 y 4 % la vida del sello está dada en años, y en el rango de 5 % a 20 % la vida del sello es en horas.

En la Figura 20 se muestra la variación de ésta medida para los dos sellos.

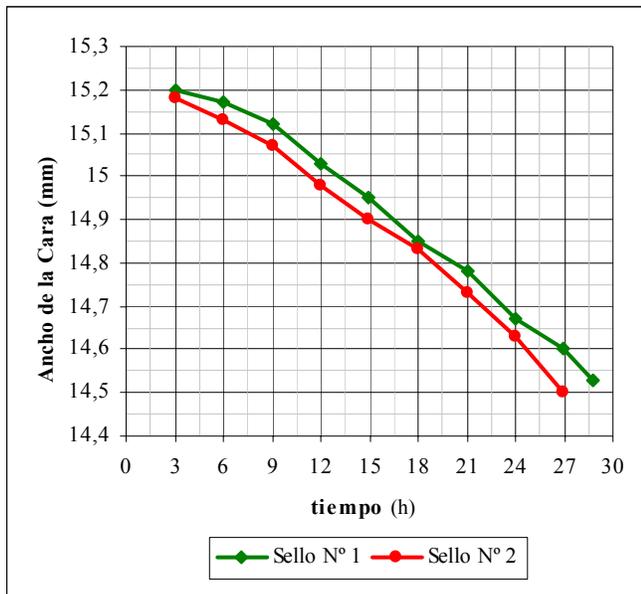


Figura 20. Variación de F respecto del tiempo.

- Ambas curvas presentan una tendencia lineal de pendiente negativa, es decir, a medida que transcurre el tiempo, el ancho de la cara también decrece.
- En la Figura 20 se evidencia el efecto del porcentaje de abrasivo en el fluido, respecto a la variación del ancho de la cara. Se observa que para el sello N° 2 el desgaste en el ancho de la cara es más acelerado que en el sello N° 1.

## 5. CONCLUSIONES

- Los esfuerzos por efectos de presión hidráulica entre las caras del sello, se comportan linealmente, mientras se mantenga el paralelismo de las caras, efecto que se comprobó con los datos arrojados por el ensayo.
- El esfuerzo friccional promedio que actúan en las caras del sello, es significativamente menor a los esfuerzos producidos por la presión hidráulica, cuando las condiciones de trabajo son tales que el sello trabaja en un régimen de fricción adecuado.
- El modelo teórico de temperatura, es confiable entre un 96 – 99 % y representa una buena aproximación de lo que ocurre en la realidad solamente hasta los 90 minutos de operación del sello, puesto que luego de este valor, la temperatura del sello se estabiliza.
- La temperatura de las caras del sello luego de 90 minutos en operación, no se rige por la ecuación teórica de temperatura, sino que se mantiene aproximadamente constante en este último valor.
- La temperatura, no es una variable que dependa del porcentaje de abrasivo presente en el fluido.
- El esfuerzo centrífugo presente en las caras, es siempre mucho menor a los esfuerzos friccionales, y mucho más aún a los esfuerzos por efectos de la presión hidráulica.
- Experimentalmente se comprobó que el desgaste de la cara rotativa por efectos abrasivos está en función del tiempo, la presión en la caja de sellado, la presión del resorte, la dureza de la cara, la fuerza perpendicular aplicada a la cara y la constante de desgaste.
- La vida útil del sello es una función directa del porcentaje de abrasivo presente en el fluido.
- Cuando la masa perdida de la cara rotativa del sello alcanza aproximadamente los 0,5 g, el sello superará el goteo máximo permisible, por lo que éste es un valor crítico a partir del cual se considera que el sello falló.

## REFERENCIAS

- [1] Avallone, E. Baumeister, T. (1992). Manual del Ingeniero mecánico (9<sup>na</sup> Edición). México: MacGraw-Hill.
- [2] Damage of mechanical seal (2000). Burgmann Internacional.
- [3] Díaz Matalobos, A. (1992). Confiabilidad en mantenimiento (1<sup>era</sup> Edición). Caracas, Venezuela: Ediciones IESA.
- [4] Karassik, T. y otros. (1999). Manual de Bombas (3<sup>era</sup> Edición). México: MacGraw-Hill.
- [5] Kreith, Frank. (1970). Principios de transferencia de calor (1<sup>era</sup> Edición en Español). México: Herrero Hermanos, Sucesores, S.A
- [6] Manual de información (1999). Burgmann Venezuela.
- [7] Manual de sellos mecánicos (1995). John Krane Venezuela.
- [8] Mc Naughton, K (1992). Bombas. Selección, uso y mantenimiento. México: MacGraw-Hill.
- [9] Mechanical seal practice for improved performance (1<sup>era</sup> Edición). London: J D Summers-Smith.
- [10] Mechanical seals. Desing Manual (2000). Burgmann Internacional.
- [11] Rodríguez, P. Manual (1998). Manual de sellos mecánicos (1<sup>era</sup> Edición). Barquisimeto, Venezuela: Agrafic C.A.