

ANÁLISIS DE FATIGA EN VALVULAS DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA A ELEVADA TEMPERATURA

Federico J. Cavalieri^{a,b}, Alberto Cardona^a, José Risso^a y César Luengo^a

^a*Centro Internacional de Métodos Computacionales en Ingeniería (CIMEC-INTEC). CONICET - Universidad Nacional del Litoral Güemes 3450, (3000) Santa Fe, Argentina, fcavalieri@ceride.gov.ar <http://www.cimec.org.ar>*

^b*Laboratoire d'Énergie et d'Économie d'Énergie- Université - Paris X Rue de Sèvres, 92410 Ville d'Avray, Paris, France, fcavalieri@santafe-conicet.gov.ar <http://www.cimec.org.ar>*

Palabras Clave: Fatiga, límite de endurancia, acero austenítico, método de elementos finitos.

Resumen. En este trabajo se presenta un método de análisis a fatiga de válvulas de motores de combustión interna a una temperatura de 600°C en el rango de 5×10^6 ciclos. El principal objetivo es validar las soluciones numéricas obtenidas por medio del método de los elementos finitos con resultados experimentales provenientes de una máquina especialmente diseñada para estudios de fatiga y desgaste. Las válvulas empleadas en los ensayos fueron mecanizadas a partir de un acero austenítico ampliamente utilizado en este tipo de componente mecánico debido a su alta resistencia a la corrosión y a temperaturas elevadas. Primero, se modeló la dinámica de la máquina de ensayo. Luego, por medio de un análisis térmico, se obtuvo la distribución de temperaturas en la válvula ajustando los resultados con mediciones experimentales. Finalmente, de un análisis termo-mecánico se obtuvo la máxima tensión desarrollada en la válvula cuando se produce el contacto entre ésta y el asiento. Con las soluciones numéricas se generaron modificaciones geométricas a las válvulas para su estudio a fatiga. Resultados experimentales mostraron que por medio de los modelos numéricos propuestos es posible predecir la vida a fatiga de una válvula de motor de combustión interna.

1. INTRODUCCION

Una de las causas de falla severas en válvulas de motores de combustión interna se debe a los efectos de fatiga. Este fenómeno genera daños irreversibles en el motor, lo que motiva un estudio exhaustivo en este campo.

Las válvulas de los motores de combustión interna deben soportar tensiones originadas en el impacto con el asiento durante la finalización de la carrera de compresión, presiones en el interior del cilindro y elevadas temperaturas que surgen de los procesos de combustión. Es por ello que las aleaciones utilizadas para su fabricación, son seleccionadas por su capacidad de soportar elevadas tensiones, desgaste (por su gran dureza) y además, son altamente resistentes a los efectos corrosivos. Evidencia experimental ha mostrado que, bajos estas condiciones de operación, se produce una degradación de las propiedades mecánicas del material que eventualmente puede contribuir a una rotura por fatiga (Sonsino, 2003).

Los efectos dinámicos producen picos de tensión no despreciables en el instante de cierre. La tensión mecánica desarrollada, proviene fundamentalmente del impacto que se produce con el asiento, las cargas del resorte de cierre y las de inercia, originadas por las masas suspendidas (trabas, platillos, resorte, y la misma válvula). Una excesiva velocidad de asentamiento resulta en un impacto de gran magnitud produciendo tensiones variables en el tiempo que se propagan por todo el componente con una frecuencia muy elevada causando, luego de cierta cantidad de ciclos de operación, un daño por fatiga. La figura 1 muestra una falla por fatiga de un válvula de escape de motor de combustión interna en condiciones normales de operación (Jones, 1980). El inicio de las fisuras es sensible a las condiciones de la superficie del material: rugosidad,



Figura 1: Rotura por fatiga de una válvula de motor de combustión interna.

daño superficial, tratamientos superficiales, capas blandas, tensiones y corrosión residuales en la superficie. Además de las cargas mecánicas y la terminación superficial, este componente debe ser capaz de resistir los fuertes gradientes térmicos producto de la combustión que se genera en el interior del cilindro. Las elevadas temperaturas disminuyen la resistencia de los materiales, contribuyendo a una reducción sustancial de la vida operativa. Aunque los perfiles de temperatura en la válvula dependen de las condiciones de operación, se ha demostrado que las temperaturas más elevadas se producen en la cabeza de la válvula y en la zona de transición de la cabeza con el vástago, ver figura 2. Es evidente que las temperaturas a las que se ve expuesta una válvula de admisión son mucho menores que las de una válvula de escape.

Las normativas actuales imponen mayores exigencias sobre las válvulas requiriendo mejores métodos de análisis. En los modernos motores de combustión interna, una válvula está sujeta a un número de ciclos de carga muy elevado, es decir, si tenemos en cuenta una velocidad



Figura 2: Denominación de las partes de una válvula de motor de combustión interna y el asiento.

promedio de unos 70 km/hs, un número de revoluciones del motor de 3000 rpm y una duración especificada de 200.000 km, la cantidad de ciclos que debe soportar supera los 10^8 ciclos. Para asegurar su vida útil, en el proceso de diseño es necesario llevar a cabo ensayos muy prolongados y complejos. Mediante modelos computacionales, es posible simular y analizar este componente, reduciendo la necesidad de realizar ensayos experimentales extensos y costosos, posibilitando además, alternativas de optimización. El método de los elementos finitos (MEF) es en general, una técnica de análisis numérico que resulta atractiva para estos análisis. Mediante simulaciones numéricas por el MEF se pueden tener en cuenta diferentes materiales, tensiones de impacto y cargas térmicas provenientes de la combustión (Cavaliere et al., 2006).

Los procesos de fatiga pueden dividirse en tres etapas: iniciación de fisura, crecimiento estable de una fisura y fractura final. En la primera etapa, la deformación repetida del componente resulta en la acumulación de daño microestructural, culminando en la formación de una fisura macroscópica. En la zona de crecimiento estable, esta fisura propaga en una pequeña magnitud por ciclo de carga, hasta que la sección resistente se vuelve tan pequeña que no puede resistir la carga transmitida por el componente y se produce la fractura. Los elevados esfuerzos a los que se somete una válvula y la alta confiabilidad requerida, hacen que los diseños deban desarrollarse teniendo en cuenta el instante de iniciación de la fisura, de modo que los métodos de fatiga basados en un crecimiento estable de la fisura quedan excluidos del análisis.

Para el diseño de cualquier componente mecánico, es necesario contar con las características mecánicas del material con el que se lo va a fabricar. En particular, para un análisis de fatiga es imperativo el uso de las curvas de Wölher o curvas tensión-número de ciclos (S-N). Restricciones de tiempo y costo hacen que muy pocos resultados experimentales se encuentren más allá de 10^7 ciclos. Recientemente, los sistemas de análisis de fatiga con piezoeléctricos permiten reducir los tiempos necesarios para realizar los ensayos de carga cíclica por su capacidad de trabajar con excitaciones del orden de 20 kHz (Bathias, 2006). Estos ensayos han demostrado que la fractura por fatiga puede ocurrir más allá de 10^6 ciclos (alto número de ciclos), con lo cual el concepto de vida de fatiga infinita deja de ser correcto. Así, las curvas tensión-número de ciclos (S-N) de la mayoría de los materiales metálicos cuya relación (S-N) es del tipo hiperbólica, dejan de tener una asíntota horizontal y por tanto el límite de resistencia a fatiga a 10^8 ciclos es menor que a 10^7 (Bathias et al., 2001; Cavaliere et al., 2008).

Este trabajo tiene por objetivo el estudio a fatiga de válvulas de motores de combustión interna a elevada temperatura en el rango de alto número de ciclos, por medio de herramientas computacionales y con las propiedades de fatiga obtenidas experimentalmente (Cavaliere et al., 2008) en una máquina de fatiga ultrasónica (Bathias y Paris, 2005). Mediante el uso de herramientas computacionales, en especial el MEF, se estudiaron las condiciones de operación a las que se ve sometida una válvula, esto es, la distribución de temperaturas, su dinámica y la historia de las tensiones desarrolladas producto de la inercia de los componentes, como así también del impacto producido con el asiento.

Los resultados de los modelos desarrollados son comparados y analizados con los obtenidos en una máquina de ensayos especialmente diseñada para el estudio de fatiga y desgaste de válvulas de motores de combustión interna. Las características y diseño de la máquina se describen en la Sec. 2.1.

Primero se modeló la dinámica del tren de válvula de la máquina de ensayo con el objeto de conocer la velocidad de asentamiento de la leva. Luego, por medio de un análisis térmico, se obtuvieron la distribución de temperaturas ajustando los resultados con mediciones experimentales. Finalmente, de un análisis termo-mecánico dinámico se obtuvo la máxima tensión desarrollada en la válvula durante el proceso de asentamiento. Las válvulas analizadas fueron mecanizadas a partir de un acero austenítico. Sus características químicas, mecánicas y de fatiga se describen en Cavaliere et al. (2008).

2. MAQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA

2.1. Descripción.

La máquina utilizada en este trabajo para llevar a cabo los ensayos de fatiga, consiste de un árbol de levas conectado a un motor eléctrico, con el que se obtiene una velocidad de rotación de aproximadamente 3500 rpm y una velocidad máxima de la válvula en el instante de cierre de 3.5 m/seg. El árbol de leva acciona directamente la válvula que se desea ensayar. Un equipo de inducción es utilizado para elevar la temperatura de la válvula hasta valores del orden de los 1000°C. Mediciones de temperaturas, velocidad y presión son monitoreadas en forma electrónica y automática a través de un equipo de adquisición de datos conectados a una PC. Las mediciones de temperatura se realizan a través de pirómetros ópticos cuya emisividad es ajustada por medio de una cámara infrarroja.

La ventaja de la utilización de esta máquina en comparación con un típico motor de automóvil, es la facilidad de adquisición de datos y condiciones estables de funcionamiento. En el caso de fatiga, si las válvulas alcanzan la rotura, no se produce un daño irreversible como en un motor. Si bien con esta máquina se puede alcanzar un número elevado de ciclos de trabajo, el proceso es costoso y prolongado.

2.2. Simulación numérica de la máquina de ensayos

2.2.1. Tren de Válvula

El perfil de la leva, necesario para obtener la velocidad de asentamiento, y utilizada en las simulaciones dinámicas de la válvula (Sec.4), fue generado a partir de la curva experimental de alzada del seguidor vs. ángulo de rotación, ver figura 3. En ella se destaca un desplazamiento máximo del seguidor de 4 mm. Utilizando esta curva y con un radio base de 20 mm, se obtiene el perfil de leva. Su desarrollo fue calculado mediante una curva spline. A continuación se presenta en forma detallada cada uno de los elementos simulados del tren de válvula. La figura

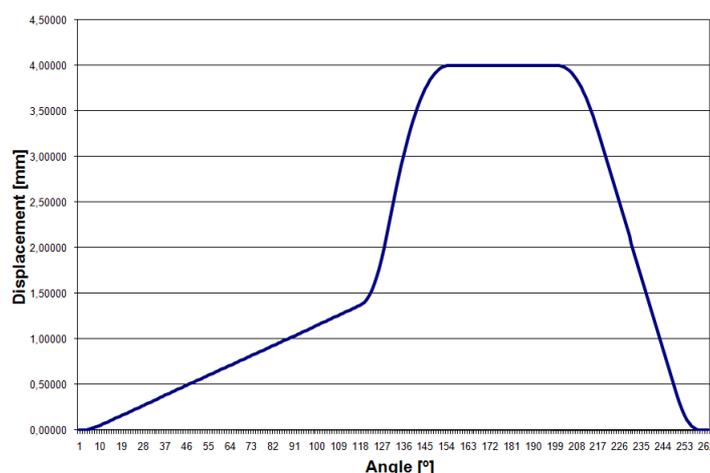


Figura 3: Curva del seguidor: desplazamiento [mm] vs. ángulo [°]. Experimental.

4 muestra el modelo numérico de la cadena cinemática (Cardona et al., 2002).

- **Leva-seguidor:** El perfil de la leva está dado por puntos vinculados con arcos de círculo. La leva fue considerada como un cuerpo rígido con una rigidez de contacto local y amortiguamiento. La velocidad de rotación se fijó en 2500 rpm.
- **Resorte de válvula:** debido a los efectos de inercia de la masa del resorte, muy influyente en un análisis dinámico, se optó por dividirlo en ocho sub-resortes. Con esta discretización, se pretende simular el movimiento independiente que pueden sufrir las espiras como así también, una mejor distribución de su masa. Sus características son: longitud no comprimido: 48 mm. Constante de rigidez 30.8 N/mm. Longitud del montaje del resorte: 37,4 mm. Masa: 38 gr.
- **Válvula:** considerada como cuerpo rígido. No se tuvo en cuenta la luz de válvula durante la simulación para evitar despegues. Masa: 61.8 gr.
- **Trabas y platinos:** fueron modelados por medio de masas puntuales. Masa: 11 gr.

Un esquema de integración temporal Hilbert-Hughes-Taylor (HHT) fue utilizado para evaluar la respuesta dinámica del sistema. El intervalo de tiempo para realizar la simulación fue de $\Delta t = 30 \times 10^{-3}$ seg con control automático de paso de tiempo, paso mínimo de 10^{-9} seg y máximo de 10^{-4} seg. Posteriormente, se realizaron simulaciones con diferentes velocidades del árbol de leva para validar el modelo propuesto con los resultados obtenidos en forma experimental.

2.2.2. Resultados

Las siguientes figuras corresponden a una simulación realizada con una velocidad del árbol de leva de 2500 rpm. Esta velocidad fue la adoptada para realizar los ensayos de fatiga en la máquina, como se presentará a continuación. La figura 5 muestra la curva desplazamiento vs. tiempo obtenida por medio de simulaciones numéricas en un nodo del seguidor. El máximo valor del desplazamiento es coincidente con el que se muestra en la figura 3. La figura 6 muestra la curva de velocidad vs. tiempo para un nodo del seguidor, donde la máxima velocidad de cierre de válvula alcanzada para 2500 rpm es de 1320 mm/seg. Finalmente, en la figura 7 se muestra una comparación de los valores de asentamiento medidos en forma experimental en la máquina y los obtenidos en forma numérica con diferentes velocidades de rotación.

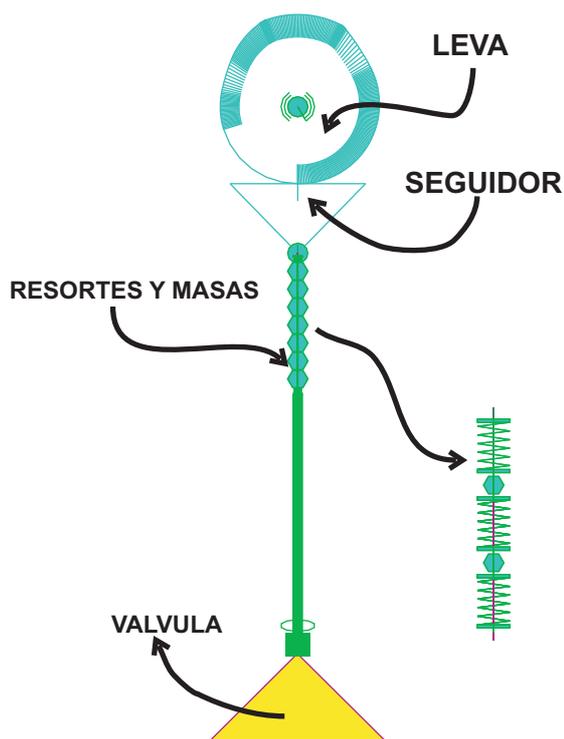


Figura 4: Modelo numérico del tren de válvula de la máquina de ensayos.

3. ANALISIS TERMICO DEL ENSAYO EN LA MAQUINA DE FATIGA

El estudio completo del problema térmico en un motor de combustión interna es de una complejidad elevada dado los diversos mecanismos físicos y químicos que se producen. Esto demanda la imposición de ciertas hipótesis simplificadoras, como así también la realización de ajustes de parámetros específicos del problema por comparación con datos experimentales.

El tiempo característico del problema térmico, en un motor de combustión interna como en la máquina de ensayos, es prolongado comparado con la duración de un ciclo, por ello, la determinación instantánea de estos parámetros no tienen sentido y únicamente su valor promedio a lo largo de una importante cantidad de ciclos son relevantes para el análisis térmico. El cálculo de los coeficientes convectivos mediante simulación computacional CFD (computational fluid dynamic) resulta extremadamente complejo puesto que los resultados son muy dependientes de

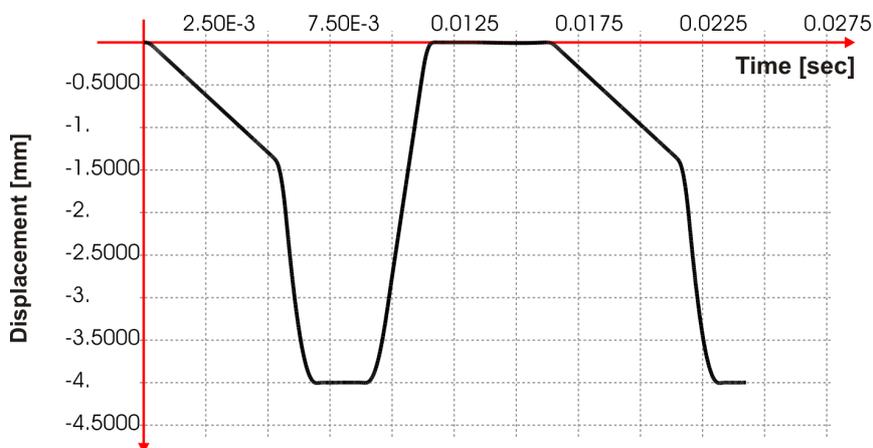


Figura 5: Curva del seguidor: desplazamiento [mm] vs. tiempo [seg.] obtenido por simulación numérica.

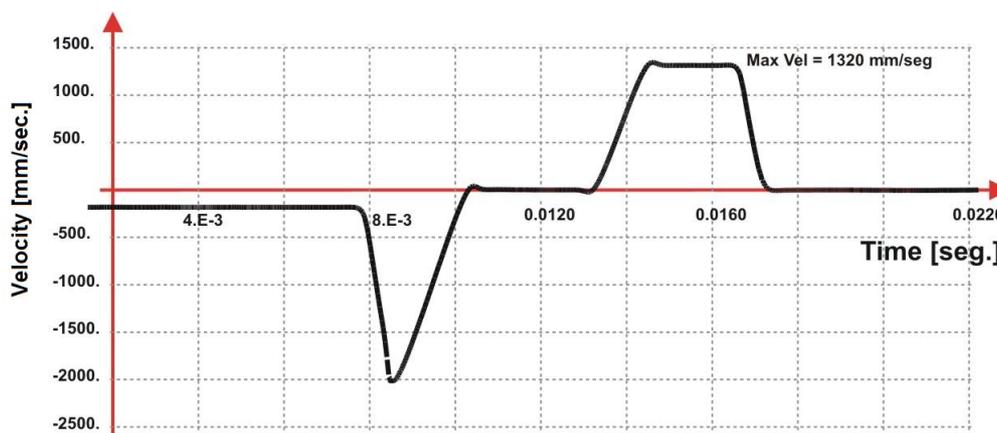


Figura 6: Velocidad vs. tiempo para un nodo del seguidor.

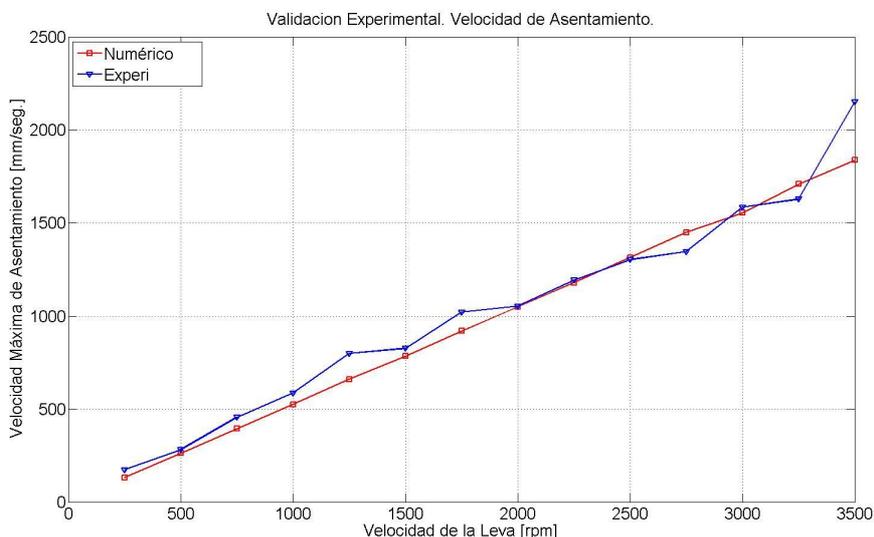


Figura 7: Velocidad de asentamiento vs. velocidad de la leva obtenido numérica y experimentalmente. Validación.

las variables termodinámicas en cada ciclo.

Debido a las elevadas temperaturas, la dificultad para acceder a distintas zonas de medición, como así también el rápido movimiento de la cabeza de la válvula, la mayoría de los coeficientes o parámetros térmicos son obtenidos en forma indirecta mediante simulación numérica y las llamadas válvulas *testigo*. Esta técnica consiste en la construcción de válvulas especiales de material martensítico. Algunas de ellas son sujetas a la condición de operación nominal y las restantes son templadas en un horno especial en condición controlada de operación. Luego, se determina la dureza de todas las válvulas en su plano medio en unos 10 puntos aproximadamente. Mediante comparación de la dureza entre las válvulas que han sido ensayadas y aquellas que fueron templadas en un horno, es posible obtener con cierta aproximación la máxima temperatura promedio a la que fue sometida la válvula. Una vez obtenidos los valores experimentales de temperatura, un método inverso por medio del MEF es utilizado para el cálculo de los coeficientes de transferencia térmica de los modelos numéricos. El objetivo es encontrar la combinación de los coeficientes de conductancia de contacto y convección, de modo de minimizar las diferencias entre las temperaturas calculadas con el modelo numérico y las temperaturas obtenidas en forma experimental.

Como los tiempos característicos del problema térmico son grandes, si existe movimiento de rotación de la válvula, las diferencias de temperatura entre puntos de una misma circunferencia son pequeños. En ese caso, un modelo axisimétrico reproduce adecuadamente las temperaturas en la válvula (suponiendo temperaturas uniformes en todas las circunferencias) con un costo computacional reducido. De esa manera es posible realizar calibraciones de parámetros y análisis de sensibilidad en tiempos razonables involucrando múltiples corridas de un mismo modelo.

3.1. Definición del problema de transferencia de calor

La transferencia de calor en un medio continuo se representa por un modelo matemático compuesto por una ecuación diferencial en derivadas parciales con sus condiciones de contorno y condiciones iniciales. La ecuación representa un balance de energía térmica donde la temperatura es la variable a resolver y el tiempo y la posición son las variables independientes. En otras palabras lo que se busca es una solución del tipo $T^* = T^*(\mathbf{x}, t)$ que satisfaga la ecuación diferencial:

$$\rho C_\rho \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (\kappa \nabla T) + q(\mathbf{x}, t), \quad (1)$$

donde ρ representan la densidad, C_ρ el calor específico del medio continuo, T la temperatura, $\kappa = \kappa(T)$ la conductividad térmica del medio, $q(\mathbf{x}, t)$ una fuente de calor localmente distribuida, t el tiempo y ∇ el operador nabla o gradiente. Las condiciones de contorno se pueden resumir en:

$$\begin{aligned} T &= \bar{T} & \mathbf{x} &\in \Gamma_T, \\ -\kappa \nabla T \cdot \mathbf{n} &= q & \mathbf{x} &\in \Gamma_q, \\ -\kappa \nabla T \cdot \mathbf{n} + h(T - T_{amb}) &= 0 & \mathbf{x} &\in \Gamma_h, \\ \pm \kappa \nabla T \cdot \mathbf{n} + C(T_A - T_B) &= 0 & \mathbf{x} &\in \Gamma_C, \end{aligned} \quad (2)$$

la primera conocida como condición Dirichlet, la segunda, condición de Neumann; con \mathbf{n} representando al vector normal a la superficie; y la tercera es una condición de convección, donde h se denomina coeficiente pelicular de convección, T_{amb} es la temperatura exterior y en la cuarta y última se tiene en cuenta el contacto térmico entre dos medios que están a temperaturas T_A y T_B , donde C es el coeficiente de contacto térmico o conductancia entre los materiales.

La radiación, mecanismo de transferencia de calor importante en motores a combustión interna, posee una dependencia respecto de la cuarta potencia de la temperatura y es tenida en cuenta mediante un aumento del coeficiente pelicular de convección en aquellas zonas expuestas a mayores temperaturas.

Las condiciones iniciales vienen representadas por una distribución de temperaturas en el instante inicial del problema, esto es:

$$T = T_0 \quad \forall \mathbf{x} \in \Gamma, \quad t = t_0. \quad (3)$$

La figura 8 muestra cómo se hallan aplicadas las condiciones de contorno arriba descritas sobre el perfil de una válvula utilizada para llevar a cabo los ensayos.

En la cabeza de la válvula, zona **A**, se impuso un flujo de calor para reproducir el calor proveniente de la máquina de inducción. Su valor numérico es: 240.000 mW/mm².

La zona **B**, representa el contacto térmico entre el asiento y la válvula. Se aplican dos condiciones de contorno: una de convección durante el período de apertura de la válvula y otra de contacto térmico durante el período de cierre. La zonas **C** y **G** tienen temperatura impuesta. En las zonas **D** y **E** hay convección con el gas pero con dos coeficientes peliculares h diferentes para tener en cuenta diferencias en el número de Reynolds del flujo en esos sectores. La zona **H**

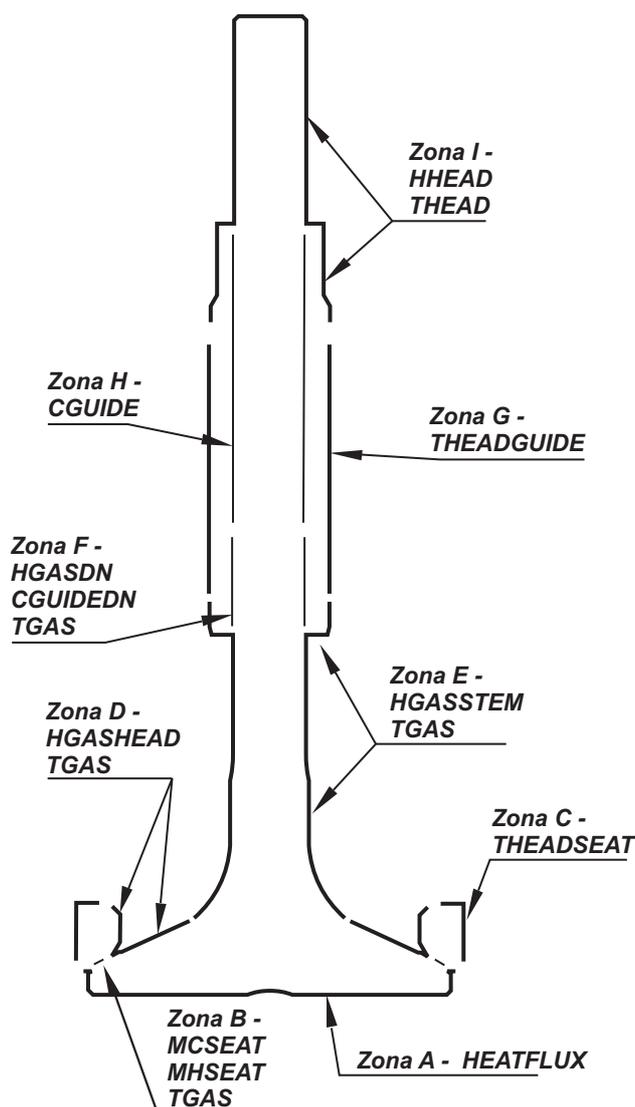


Figura 8: Coeficientes de transferencia de calor, conductancias de contacto y temperaturas de referencia para el modelo de elementos finitos utilizado.

es de contacto térmico entre el vástago de la válvula y la guía. La zona **F** forma la superficie de sombra entre el vástago de la válvula y la guía, y en ella se aplica un coeficiente de convección que surge de un promediado en el tiempo del coeficiente de convección con el gas y del contacto con la guía. La zona **I** es también de convección.

3.2. Simulación numérica

Mediante simulación numérica se obtuvo la distribución de temperatura de los modelos en todos sus puntos. Se ajustaron los parámetros de conductancias y coeficientes de transmisión pelicular hasta lograr una buena aproximación de las mediciones de temperaturas obtenidas en forma experimental por medio de válvulas *testigo*. La figura 9 muestra los registros de temperaturas de una válvula *testigo* ensayada en la máquina de ensayos y compuesta del material X50 CrMnNiNbN 21 9 (Cavaliere et al., 2008). Un modelo de MEF axisimétrico fue propuesto para las simulaciones. La topología de la malla se muestra en la figura 10. Debido a que los puntos de interés se encuentran en la zona del cuello y del asiento, una discretización más fina

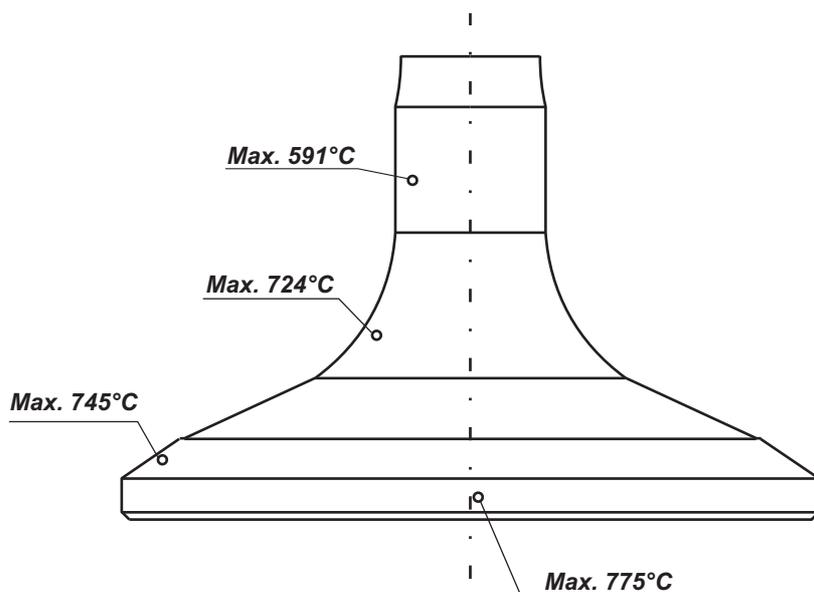


Figura 9: Temperatura de una válvula testigo de la máquina de ensayos.

fue aplicada en estos sectores.

La Tabla 1 muestra los valores numéricos para los coeficientes de transferencia de calor, la Tabla 2 muestra los valores de las conductancias y la Tabla 3 los valores de temperatura de referencia adoptadas. La figura 10 muestra la distribución de temperatura obtenida en la cabeza

| Coefficientes | Valores Numéricos [mW/mm ² °C] |
|---------------|---|
| HGASHEAD | 20 |
| HGASSTEM | 70 |
| HHEAD | 20 |
| MHSEAT | 220 |
| HGASDN | 10 |

Tabla 1: Coeficientes de transferencia de calor obtenidos.

| Conductancias | Valores Numéricos [mW/mm ² °C] |
|---------------|---|
| CGUIDE | 130 |
| MCSEAT | 3000 |
| CGUIDEDN | 30 |

Tabla 2: Conductancias obtenidas.

de la válvula, zona de mayor interés, con resultados que se ajustan relativamente bien a los valores experimentales determinados mediante el uso de una válvula *testigo* (ver figura 10). Las diferencias entre las temperaturas del modelo numérico y las medidas en forma experimental se muestran en la Tabla 4. Los parámetros del modelo térmico hallados son los que se utilizan en adelante para realizar los análisis dinámicos en los modelos termomecánicos.

| Temperaturas de Referencia | Valores Numéricos [°C] |
|----------------------------|------------------------|
| THEADSEAT | 350 |
| THEADGUIDE | 320 |
| TGAS | 350 |
| THEAD | 320 |

Tabla 3: Temperaturas de referencia adoptadas.

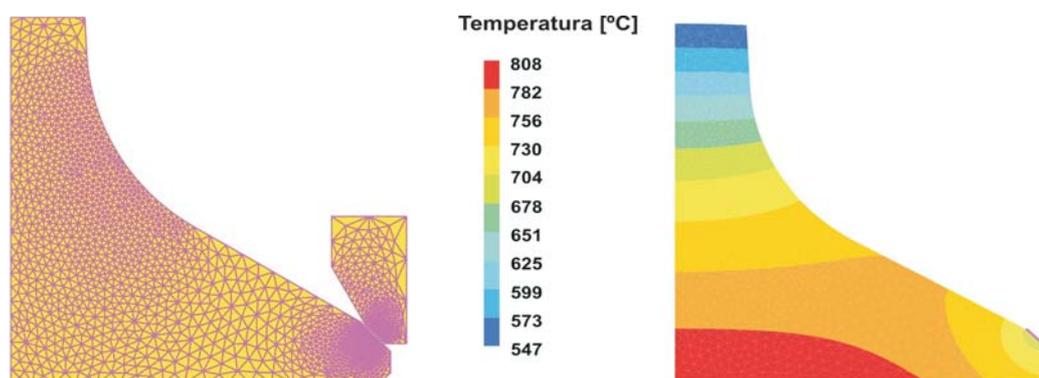


Figura 10: Triangulación y temperaturas obtenidas por medio del MEF.

4. ANALISIS TERMOMECANICO DE UNA VALVULA EN LA MAQUINA DE ENSAYOS

Las tensiones mecánicas desarrolladas durante el ensayo son de naturaleza tridimensional y variables en el tiempo, por lo que un modelo axisimétrico no sería lo suficientemente preciso para una simulación de las tensiones que se producen a lo largo de un ciclo de trabajo. Una primera aproximación para resolver el problema de determinación de las máximas tensiones que actúan en una válvula, es a través de un análisis estático del sistema, aunque una mejor solución es una simulación dinámica tridimensional. Específicamente, interesa conocer las tensiones en la zona de transición entre la cabeza y el vástago de la válvula, donde generalmente se producen roturas por fatiga en válvulas de motores de combustión interna. Para reducir costo computacional, se analiza el instante correspondiente al asentamiento de la válvula con el asiento.

4.1. Definición del problema mecánico

El análisis de tensiones mecánicas y térmicas en un sólido continuo se representa por un modelo matemático compuesto de un sistema de ecuaciones en derivadas que plantea el equilibrio de fuerzas en las direcciones coordenadas consideradas. Los problemas de elasticidad suelen expresarse en términos de una variable de campo, en general es el desplazamiento expresado como $u = u(x, t)$, donde t corresponde a un instante de tiempo.

| Medición Experimental [°C] | Modelo Numérico [°C] | Diferencia [°C] |
|-------------------------------------|----------------------|-----------------|
| 591 (Zona del cuello) | 587°C | -4°C |
| 724 (Zona de transición cabeza) | 742°C | +18°C |
| 745 (Zona de asiento de la válvula) | 724°C | -21°C |
| 775 (cabeza de la válvula) | 800°C | +25°C |

Tabla 4: Diferencia de temperaturas entre el modelo numérico y experimental.

El problema se reduce a encontrar una solución expresada en desplazamientos que satisfaga la ecuación diferencial con sus condiciones de contorno y los diferentes casos de carga particulares del problema que se requiere resolver. En forma matemática, el problema consiste en: hallar $\mathbf{u}^* = \mathbf{u}^*(\mathbf{x}, t)$ tal que:

$$\begin{aligned} \mathbf{u} &= \bar{\mathbf{u}} & \forall \mathbf{x} \in \Gamma_d, \\ \boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n} &= \mathbf{t} & \forall \mathbf{x} \in \Gamma_f, \\ \mu \nabla^2 \mathbf{u} + (\mu + \lambda) \nabla \nabla \cdot \mathbf{u} - (3\mu + 2\mu) \alpha \nabla T + \mathbf{b} &= \rho \ddot{\mathbf{u}}, \end{aligned} \quad (4)$$

donde α es el coeficiente de dilatación del material y \mathbf{b} la fuerza de cuerpo. Cabe mencionar que las constantes de Lamé (λ y μ) son función de la temperatura.

Un análisis termomecánico dinámico del evento de asentamiento de una válvula, utilizando una velocidad calculada por medio del modelo cinemático del tren de válvulas del motor y con un solo período de giro del cigüeñal, aporta resultados suficientes para un completo análisis de tensión y desplazamiento del componente.

Es claro que, la dificultad y costo computacional de un modelo dinámico es superior al de un estático, pero permite evaluar la historia de las tensiones a lo largo del tiempo como así también el mecanismo de asentamiento de una válvula. De esta manera una vez obtenido el mapa de tensiones es posible comparar los resultados, por ejemplo, con el límite de endurencia del material, u otras medidas de tensión que se deseen analizar.

Las condiciones de borde utilizadas para las simulaciones numéricas se detallan a continuación siguiendo las referencias de la figura 11.

- El vástago está en contacto con el seguidor.
- El seguidor se mueve con velocidad constante, igual a la velocidad de asentamiento obtenida con el modelo descrito en la Sec. 2.2.
- El seguidor está en contacto con el vástago de la válvula.
- El asiento está empotrado en sus superficies externas.
- El vástago tiene impuesto una velocidad inicial igual a la del seguidor.
- Los resortes se encuentran pre-cargados.

4.2. Integración temporal

Debido a la necesidad de resolver un problema dinámico no lineal para la obtención de tensiones y desplazamientos variables en el tiempo, la selección de algoritmos apropiados de integración temporal como un adecuado paso de tiempo, condicionan sustancialmente la convergencia del análisis y la precisión de los resultados. Algoritmos como el HHT, poseen una gran disipación numérica en alta frecuencia. Sin embargo, el denominado método α **generalizado** permite controlar la disipación numérica de los modos espurios (Chung y Hulbert, 1993)). La ecuación que representa la dinámica de un sistema estructural está dado por:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C} \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K} \mathbf{x} = \mathbf{F}, \quad (5)$$

donde \mathbf{M} , \mathbf{C} y \mathbf{K} son la matriz de masa, de amortiguamiento y de rigidez, respectivamente, \mathbf{F} es el vector de fuerzas externas, \mathbf{x} es el vector de desplazamiento o vector de incógnitas y el punto como superíndice indica la diferenciación con respecto al tiempo. Las condiciones iniciales vienen dadas por:

$$\mathbf{x}(0) = \mathbf{d}; \quad \dot{\mathbf{x}}(0) = \mathbf{v}. \quad (6)$$

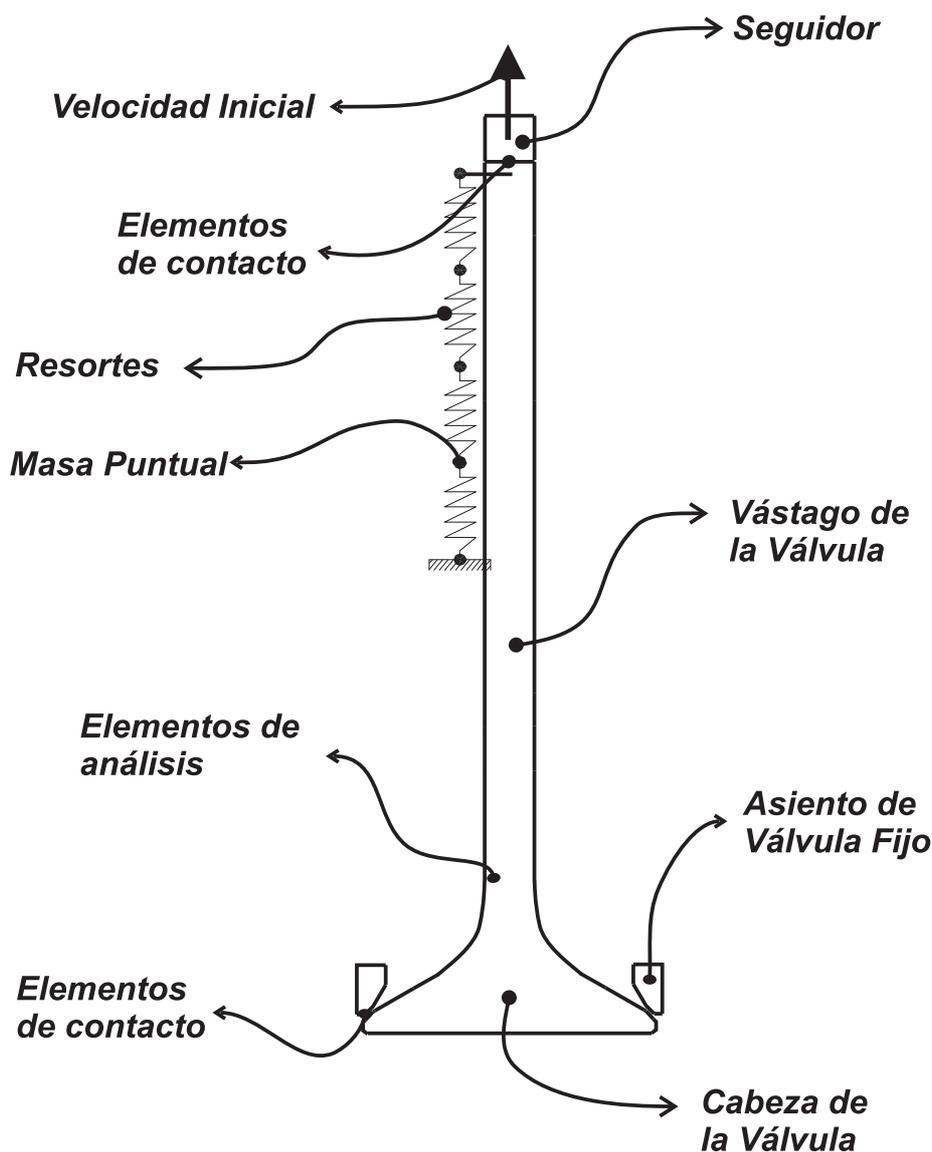


Figura 11: Componentes y condiciones de borde del modelo

donde \mathbf{d} y \mathbf{v} son los vectores de desplazamiento y velocidad inicial respectivamente. Los algoritmos de integración temporal tienen la siguiente forma: \mathbf{d}_n , \mathbf{v}_n y \mathbf{a}_n son aproximaciones dadas a $\mathbf{x}(t)$, $\dot{\mathbf{x}}(t_n)$ y $\ddot{\mathbf{x}}(t_n)$ respectivamente. Luego, \mathbf{d}_n y \mathbf{v}_n se obtienen a partir de combinaciones lineales de \mathbf{d}_{n+1} , \mathbf{v}_{n+1} , y \mathbf{a}_{n+1} . Una ecuación adicional es necesaria para determinar \mathbf{a}_{n+1} . Esta ecuación representa una versión modificada de la ecuación de balance Ec.(5). Los algoritmos de integración temporal se definen para formas específicas de los desplazamientos y velocidades que modifican la ecuación de balance de manera apropiada. Para el caso del algoritmo α generalizado la ecuación de balance se expresa como:

$$\mathbf{M} \mathbf{a}_{n+1-\alpha_m} + \mathbf{C} \mathbf{v}_{n+1-\alpha_f} + \mathbf{K} \mathbf{d}_{n+1-\alpha_f} = \mathbf{F}(t_{n+1-\alpha_f}), \quad (7)$$

con,

$$\begin{aligned} \mathbf{d}_{n+1} &= \mathbf{d}_n + \Delta t \mathbf{v}_n + \Delta t^2 \left(\left(\frac{1}{2} - \beta \right) \mathbf{a}_n + \beta \mathbf{a}_{n+1} \right), \\ \mathbf{v}_{n+1} &= \mathbf{v}_n + \Delta t \left((1 - \gamma) \mathbf{a}_n + \gamma \mathbf{a}_{n+1} \right), \end{aligned} \quad (8)$$

donde

$$\begin{aligned} \mathbf{d}_{n+1-\alpha_f} &= (1 - \alpha_f)\mathbf{d}_{n+1} + \alpha_f\mathbf{d}_n, \\ \mathbf{v}_{n+1-\alpha_f} &= (1 - \alpha_f)\mathbf{v}_{n+1} + \alpha_f\mathbf{v}_n, \\ \mathbf{a}_{n+1-\alpha_m} &= (1 - \alpha_m)\mathbf{a}_{n+1} + \alpha_m\mathbf{a}_n, \\ t_{n+1-\alpha_f} &= (1 - \alpha_m)t_{n+1} + \alpha_f t_n. \end{aligned} \quad (9)$$

Con apropiados valores de γ y β , si $\alpha_m = 0$ el algoritmo se reduce a un método HHT- α , $\alpha_f = 0$ produce el método WBZ- α , $\alpha_f = \alpha_m = 0$ se obtiene un algoritmo de la familia Newmark. El α generalizado es un método de precisión de segundo orden si:

$$\gamma = \frac{1}{2} - \alpha_m + \alpha_f, \quad (10)$$

e incondicionalmente estable con:

$$\alpha_m \leq \alpha_f \leq \frac{1}{2}, \quad \beta \geq \frac{1}{4} + \frac{1}{2}(\alpha_f - \alpha_m). \quad (11)$$

El radio espectral ρ_∞ es una medida de la disipación numérica, un valor pequeño del radio espectral corresponde a una mayor disipación. El amortiguamiento en alta frecuencia es en general deseable, y debería ser controlable para no introducir un excesivo amortiguamiento en la región de baja frecuencia. En términos del radio espectral, un algoritmo con estas condiciones se encuentra cercano a la unidad. Los coeficientes del algoritmo en términos del radio espectral vienen dados por las siguiente ecuaciones:

$$\alpha_m = \frac{2\rho_\infty - 1}{\rho_\infty + 1}, \quad \alpha_f = \frac{\rho_\infty}{\rho_\infty + 1}. \quad (12)$$

Mediante un correcto valor del radio espectral los modos espurios pueden ser amortiguados. Además, cuando se resuelven problemas altamente no lineales como ser el caso de impacto, la disipación numérica ha demostrado que mejora la convergencia de los algoritmos de resolución (Chung y Hulbert, 1993). No obstante la adición de una disipación excesiva no debería incurrir en pérdida de precisión o en la introducción de un excesivo amortiguamiento en los modos de baja frecuencia.

5. RESULTADOS NUMERICOS

Un diseño de válvula fue propuesto para evaluar su comportamiento a fatiga en la máquina de ensayos, empleando las curvas de fatiga tensión vs. número de ciclos a 600°C del material X50CrMnNiNbN 21 9, obtenida en una máquina de fatiga ultrasónica (ver figura 12). Los puntos con flechas de la figura 12, corresponden a probetas que no han alcanzado la rotura (Cavaliere et al., 2008).

Por medio del MEF y el cálculo de velocidad de asentamiento de la máquina, presentado previamente en la Sec. 2.1, se estudiaron las tensiones que se generan durante el proceso de asentamiento. Los primeros análisis fueron desarrollados con asentamiento concéntrico (válvula y asiento perfectamente alineados en sus ejes longitudinales). Las condiciones de borde e iniciales son las que se presentaron en la sección 4.1. El material fue propuesto como elástico lineal.

El diseño final de la válvula fue obtenido mediante reducciones en el diámetro del cuello (o zona de transición) de una válvula convencional hasta encontrar que, el área resistente genere una tensión de 350 MPa, un valor ligeramente superior al de endurancia (ver figura 12).

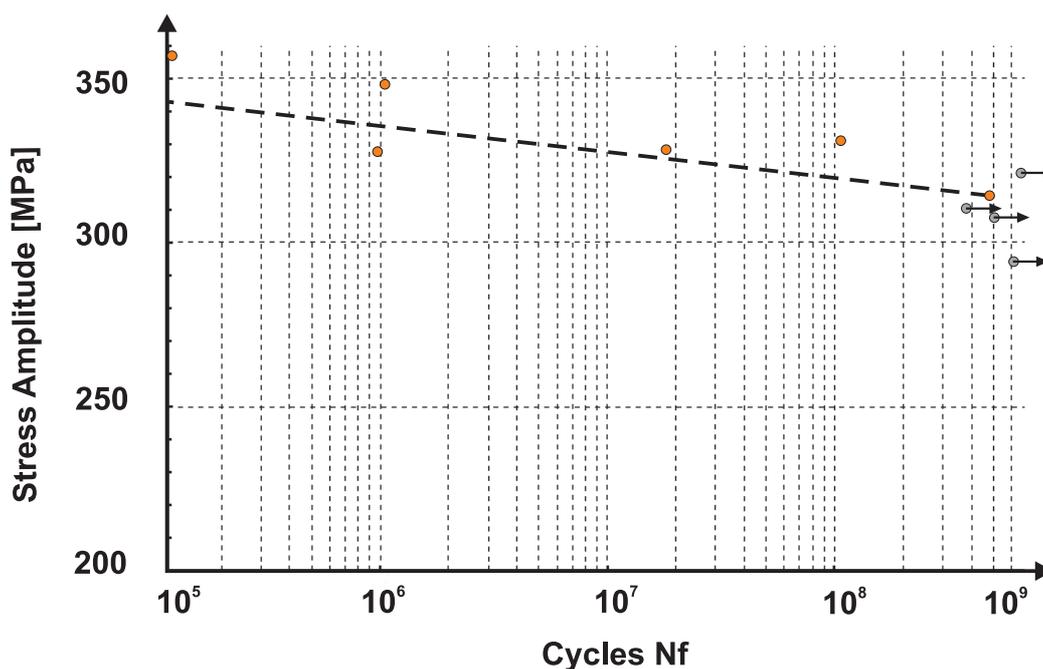


Figura 12: Curva de fatiga: Tensión vs. Número ciclos obtenida en la máquina de fatiga ultrasónica a 600°C.

La figura 13 muestra un detalle de la topología de la malla empleada. Como se puede apreciar, una reducción en el tamaño de los elementos fue necesaria en la zona del cuello para una mejor aproximación a las tensiones buscadas.



Figura 13: Topología de la malla un modelos tridimensional de válvula.

Luego la figura 14 muestra la tensión desarrollada en elementos ubicados en la zona del cuello. La curva presenta un pico máximo cuando se produce el asentamiento y luego un amortiguamiento de la tensión. Esta tensión variable en el tiempo es la que produce, luego de un determinado número de ciclos de trabajo, una degradación en las propiedades del material culminando con la rotura final del componente por fatiga.

Una tarea importante fue la determinación de la relación entre los parámetros de integración temporal presentados anteriormente en la sección 4.2. El paso de tiempo empleado en las simulaciones fue muy reducido ($\Delta T_{min} = 100 \times 10^{-9}$) para capturar las armónicas de alta frecuencia generadas por el impacto entre la válvula y el asiento. Sin embargo, un paso de tiempo muy pequeño produce importantes oscilaciones numéricas que en el problema real no ocurren, por

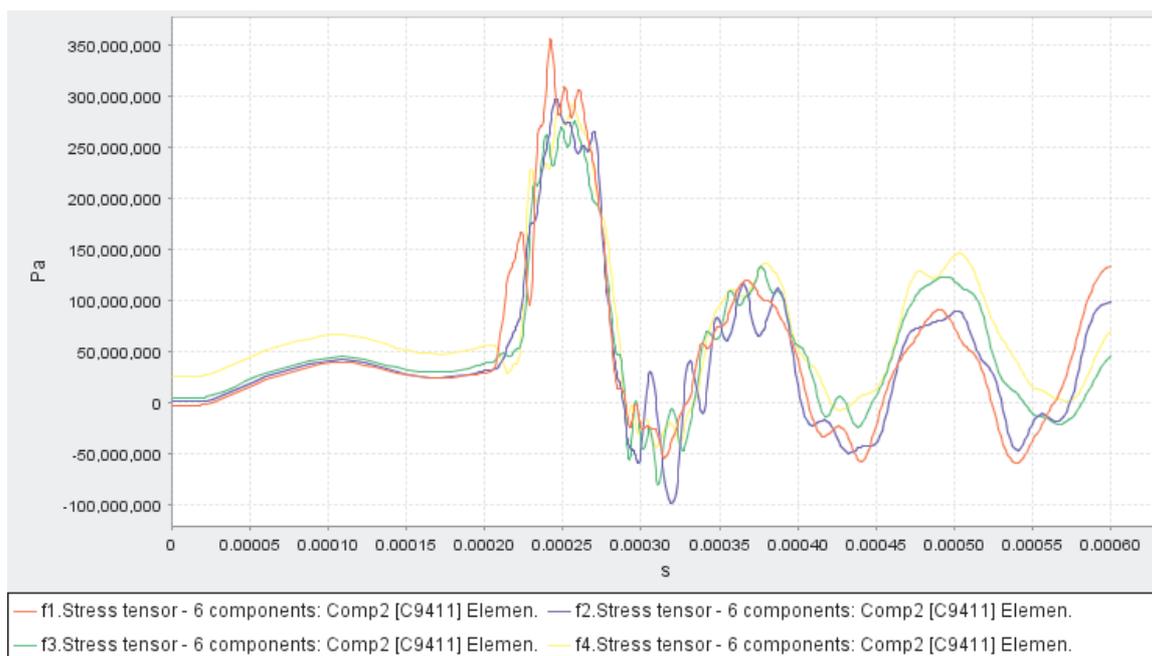


Figura 14: Evolución de la tensión en la zona de sección reducida.

ende es deseable tener control sobre la disipación numérica en los modos de alta frecuencia. En este sentido el radio espectral utilizado fue $\rho_{\infty} = 0.0101$ con un coeficiente $\alpha_f = 0.01$.

Luego, atendiendo a los defectos constructivos que podrían generar flexión en el vástago de la válvula, se analizó el efecto de una excentricidad lateral del asiento, desplazándolo 0.06 mm en dirección horizontal, pero manteniendo la válvula sin inclinación a lo largo de su eje vertical. La figura 15 muestra la tensión desarrollada en los elementos del cuello. Se puede apreciar una flexión inicial, no observada en la figura 14, producto del asentamiento excéntrico. Sin embargo, el pico máximo de tensión oscila en el mismo valor que el observado en un asentamiento concéntrico. Debido a la deformación que sufre el vástago al momento del impacto, un defecto de desalineación, no generaría un aumento en el valor máximo del pico de tensión. Debe aclararse que un vástago muy rígido, con un cuello muy sobredimensionado, podría producir mayores valores de tensión durante un asentamiento excéntrico.

5.1. Análisis Modal

Debido a que el diseño generado posee un vástago delgado en la zona del cuello, se analizó su frecuencia propia de resonancia con el objetivo de conocer si la frecuencia de excitación exterior se encuentra cercana a la frecuencia natural de la válvula, pudiendo originar resonancia. El árbol de leva gira con una velocidad de 2500 rpm, es decir 41.6 Hz. La figura 16 muestra el primer modo de oscilación de la válvula con una frecuencia natural de 653.7Hz, por lo tanto, su frecuencia propia de vibración se encuentra lejana a la de excitación y una rotura por resonancia no es esperable.

6. DISCUSION

Con el diseño obtenido en base a los resultados que se mostraron anteriormente se procedió a ensayar la válvula en la máquina. La válvula estuvo en funcionamiento a una temperatura de 600°C en la zona del cuello alcanzando una cantidad de 3×10^6 ciclos. No se encontraron

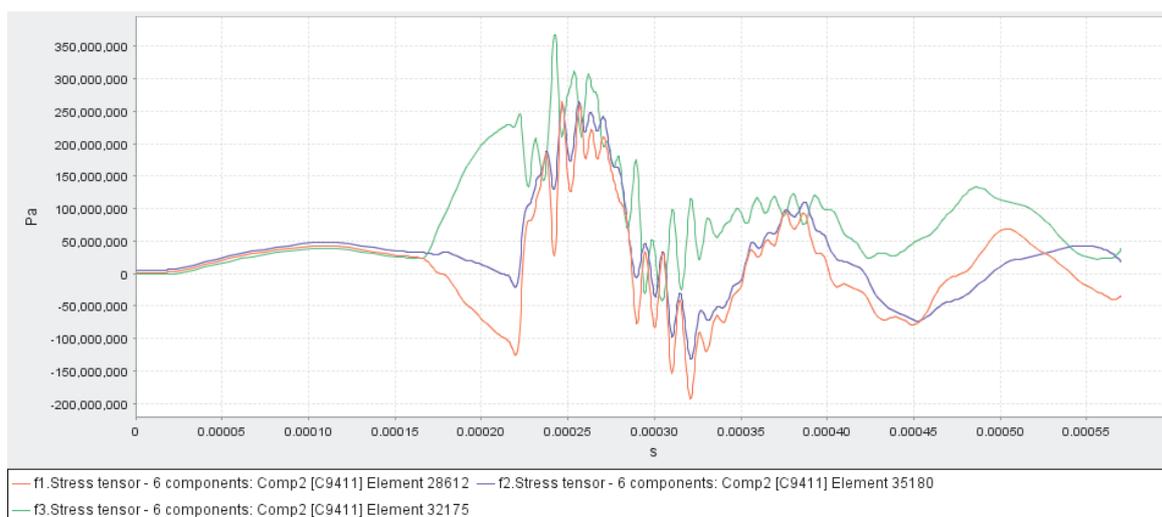


Figura 15: Evolución de la tensión en la zona de sección reducida.

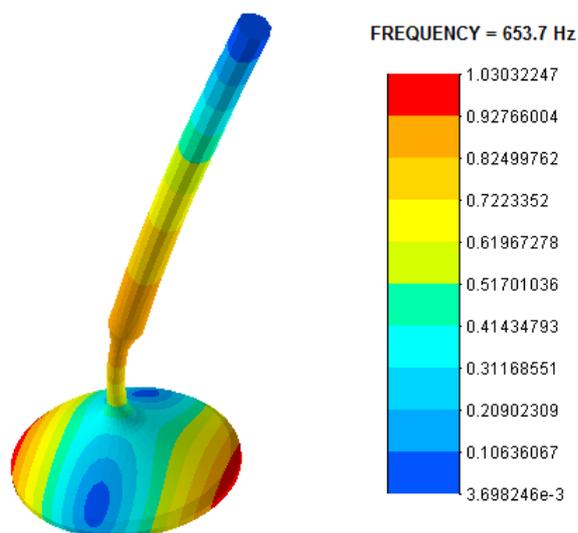


Figura 16: Análisis modal de un válvula de la máquina de ensayos.

roturas ni fisuras. Si bien el valor de tensión con el cual se ha diseñado la válvula fue ligeramente superior a la curva de endurencia, el diseño se encuentra en la franja en la cual el material podría no encontrar una rotura por fatiga (zona de dispersión de resultados).

Cómo se observó experimentalmente, la válvula giraba durante el ensayo, condición que no se ha modelado numéricamente. Este proceso ayudaría a aumentar la vida a fatiga del componente, (Jones, 1980).

Debido al diámetro muy fino del cuello de la válvula ensayada, los resultados experimentales evidenciaron que un asentamiento excéntrico no contribuye a la rotura en una válvula, como fue predicho por las simulaciones numéricas.

7. CONCLUSIONES

En este trabajo se detallan resultados numéricos y experimentales en una válvula de motor de combustión interna. Mediante un análisis tridimensional de elementos finitos, fue posible

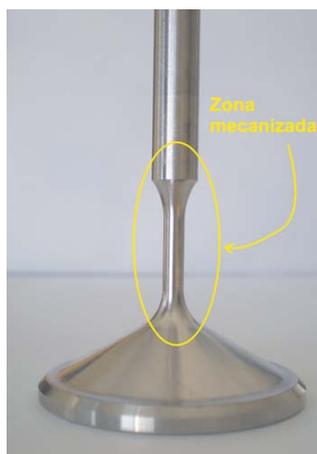


Figura 17: Modificación en la zona reducida.

estudiar el proceso de asentamiento, concéntrico y excéntrico. Se mostró que el corrimiento horizontal del asiento, genera una flexión al momento del impacto, pero el valor del pico máximo de tensión se mantiene igual al modelo de asentamiento sin excentricidad.

Las temperaturas obtenidas mediante el modelo térmico desarrollado en la Sec. 3.2 y con los parámetros de transferencia térmica propuestos, ha mostrado una buena correlación con los resultados experimentales en la válvula *testigo*.

No se ha encontrado una rotura por fatiga en la válvula ensayada, las posibles causas fueron expuestas en la Sec. 6.

El modelo dinámico del tren de válvulas fue validado satisfactoriamente con los resultados obtenidos en forma experimental. Sin embargo, para una afirmación total de algunas de las conclusiones y discusiones presentadas en este trabajo, es necesario realizar una mayor cantidad de experimentos que hasta el momento no se han podido materializar.

8. AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha recibido financiamiento de la Agencia Nacional de Promoción Científica y Tecnológica (ANPCyT), el Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET) y la empresa MAHLE S.A en el marco del proyecto PID 398.

REFERENCIAS

- C. Bathias. Piezoelectric fatigue testing machine and devices. *International Journal of Fatigue*, 28(11):1438–1445, 2006.
- C. Bathias, L. Drouillac, y P. Le Francois. How and why the fatigue s-n curve does not approach a horizontal asymptote. *International Journal of Fatigue*, 23(1):143–151, 2001.
- C. Bathias y P.C. Paris. *Gigacycle Fatigue in Mechanical Practice*. Marcel Dekker, 2005.
- A. Cardona, E. Lens, y N. Nigro. Optimal design of cams. *Multibody System Dynamics*, 7:285 – 305, 2002.
- F. Cavalieri, C. Bathias, N. Ranc, A. Cardona, y J. Risso. Ultrasonic fatigue analysis on an austenitic steel at high temperature. *ENIEF 2008 XXVII Congreso sobre Métodos Numéricos y sus Aplicaciones*, XXVII:1205–1224, 2008.
- F. Cavalieri, A. Cardona, y J. Risso. Multiaxial high-cycle fatigue criterion in mechanical components subjected to impact load. *mecánica computacional*. *ENIEF Congreso Sobre Métodos Numéricos y sus Aplicaciones*, 25:447–460, 2006.

- J. Chung y G. Hulbert. Time integration algorithm for structural dynamics with improved numerical dissipation: the generalized- alpha method. *ASME Journal of Applied Mechanics*, 60(2):371–375, 1993.
- D.J. Jones. Fatigue behavior of exhaust valve alloys. *SAE Technical Paper Series*, 800315: 1–14, 1980.
- C.M. Sonsino. Fatigue design of structural ceramic parts by the example of automotive intake and exhaust valves. *International Journal of Fatigue*, 25:107–116, 2003.