

APLICACIÓN DE MÉTODOS NUMÉRICOS AL DISEÑO DE VÁLVULAS PARA MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

César Luengo^a, Federico Cavalieri^a, José Riso^a, Alberto Cardona^a, Fernando Zenklusen^b
y Sergio Allasino^b

^aCentro Internacional de Métodos Computacionales en Ingeniería (CIMEC-INTEC). CONICET -
Universidad Nacional del Litoral Güemes 3450, (3000) Santa Fe, Argentina,
cesarluengo@hotmail.com <http://www.cimec.org.ar>

^b Engine Systems and Components Development Mercosur MAHLE S.A., Bv. Santa Fe 2350, S2300KUX
Rafaela, Argentina, Fernando.Zenklusen@ar.mahle.com, <http://www.ar.mahle.com>

Palabras Clave: válvulas para motores, termomecánico, fatiga, desgaste, ensayo, método de elementos finitos.

Resumen. los motores de combustión interna utilizados en automóviles están obligados a lograr un aumento de la potencia específica, ahorro en el consumo de combustible, costos competitivos de fabricación, y la satisfacción de normas medioambientales cada vez más estrictas para los gases residuales de la combustión. Estos factores han generado que las exigencias en el diseño de los componentes de un motor se incrementen notoriamente. Las válvulas de motores de combustión interna, utilizadas para controlar el flujo de gases entrantes y salientes de la cámara de combustión, están sometidas a esfuerzos mecánicos y térmicos originados por cargas de inercia e impacto, como así también elevadas presiones y temperaturas provenientes del proceso de combustión, en atmósferas agresivas que degradan la resistencia de los materiales. Para asegurar que el diseño cumpla con las demandas de fabricantes y usuarios, se requieren análisis y ensayos específicos termomecánicos, de desgaste y de fatiga, para determinar tanto la magnitud de las solicitaciones como la aptitud del componente para resistirlas. En este trabajo, se presenta un resumen de los métodos numéricos utilizados para el diseño de válvulas de motores de combustión interna, combinando el método de los elementos finitos y diferentes técnicas experimentales, para obtener los parámetros que cada modelo computacional requiere.

1. INTRODUCCIÓN

Una Válvula de Motor de Combustión Interna (VMCI), se encuentra sometida durante su funcionamiento a movimientos cíclicos de alta frecuencia, elevadas temperaturas debido al proceso de combustión, tensiones generadas por la carga estática del resorte, tensiones de impacto originadas por el contacto de la válvula y el asiento, y cargas inerciales provenientes de las masas en movimiento del resorte, retén y traba de válvula. Estas tensiones se propagan a través de todo el componente pudiendo originar fallas de fatiga, desgaste, o un mal funcionamiento del motor. Actualmente, el mercado demanda en los motores de combustión interna mayor potencia y durabilidad con una reducción considerable del consumo de combustible, lo que implica un diseño eficiente de sus componentes. En este sentido, la utilización del Método de los Elementos Finitos (MEF) puede contribuir a generar diseños competitivos reduciendo costos de fabricación.

Habitualmente, los estudios de resistencia de válvulas de motores se focalizan en las zonas del cuello, vástago y chavetero, donde el efecto de excentricidad entre el asiento y guía de válvula produce esfuerzos de flexión de magnitud no despreciable. Por otra parte, como la válvula de escape se encuentra en contacto con los gases calientes de la cámara de combustión y los del conducto de escape, es necesario la realización de estudios térmicos y mecánicos para predecir la distribución y los valores máximos de temperaturas, como así también la relación entre las tensiones mecánicas desarrolladas y las admisibles. Adicionalmente, los gradientes de temperatura deben ser analizados para evitar el desarrollo de tensiones que provoquen fisuras en la zona del asiento, especialmente en los casos donde se aporta material duro y poco dúctil para mejorar su resistencia al desgaste.

Las elevadas presiones existentes en la cámara de combustión y su variabilidad durante el ciclo de funcionamiento generan altas presiones de contacto entre la válvula y el asiento de la tapa de cilindro. Estas presiones producen el desgaste de los materiales, en consecuencia se requiere analizar el fenómeno de contacto entre la válvula y el asiento, obteniendo la geometría óptima y la combinación adecuada de materiales para reducir el desgaste tanto como sea posible. Cabe destacar que las atmósferas generadas por los gases de la combustión se van tornando cada vez más agresivas, conforme aumentan las exigencias de normas ambientales, afectando las propiedades mecánicas del material de la válvula, especialmente en las zonas de contacto entre válvula y el asiento, entre el vástago de válvula y la guía de tapa, y en el extremo del vástago con la superficie de apoyo del balancín.

Los modelos numéricos requieren de parámetros experimentales determinados en base a ensayos realizados con máquinas convencionales y en equipos de laboratorio diseñados específicamente para tal fin, por ejemplo: i) máquinas de mediciones por coordenadas, ii) durómetros, iii) máquinas de ensayo de fatiga ultrasónica (Cavaliere *et al.*, 2008; Bathias, 2006), de torsión (Bathias y Paris, 2005) y de flexión rotativa (Lupusella *et al.*, 2010), iv) máquinas de ensayo de desgaste (Zenklusen *et al.*, 2012), entre otras.

En este trabajo se presenta un conjunto de metodologías de cálculo que combinan la aplicación del método de elementos finitos con ensayos experimentales para el diseño eficiente de válvulas de motores de combustión interna teniendo en cuenta variables: dinámicas, geométricas, térmicas y de tecnología de materiales.

2. MODELO DINÁMICO DE UN TREN DE VÁLVULAS

Se denomina tren de válvulas de un motor de combustión interna a la cadena cinemática encargada de la apertura y cierre de las válvulas. Sus componentes se representan en la Fig. 1. El

objetivo principal en la simulación de dicho tren, es la obtención de velocidades de asentamiento y aceleraciones que determinan las cargas sobre los componentes de la cadena cinemática, así como los esfuerzos de contacto y la fricción entre componentes. En la Fig. 1 se presenta un esquema de tren de válvulas con árbol de levas lateral y accionamiento a varilla y botador, similar a los utilizados en motores pesados y motores de automóviles de antigua generación. Los desarrollos más recientes en motores de uso vehicular utilizan una disposición de uno o más árboles de levas a la cabeza, generando una variedad de esquemas cinemáticos, cuya clasificación se presenta a continuación (Wang, 2007):

- Tipo I - Árbol de levas a la cabeza. Accionamiento directo.
- Tipo II - Árbol de levas a la cabeza. Accionamiento con balancín de rodillo y botador hidráulico en el pivot.
- Tipo III - Árbol de levas a la cabeza. Accionamiento con balancín de rodillo.
- Tipo IV - Árbol de levas a la cabeza. Accionamiento con balancín de rodillo y botador hidráulico entre la leva y balancín.
- Tipo V - Árbol de levas lateral. Accionamiento a varilla con botador.

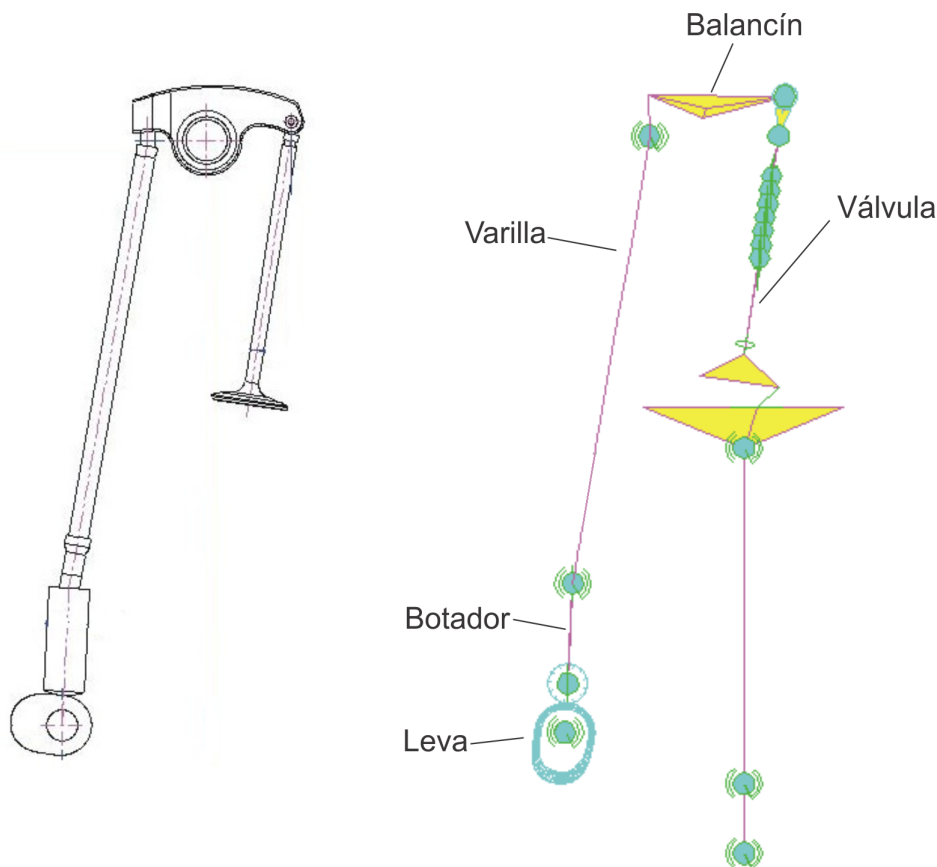


Figura 1: Tren de válvulas tipo V.

2.1. Descripción del modelo del tren de válvulas

En esta sección se presentan los componentes que integran un modelo de elementos finitos de un tren de válvulas, ver Fig. 2, describiendo en cada uno de ellos sus características principales y los datos requeridos para la simulación numérica.

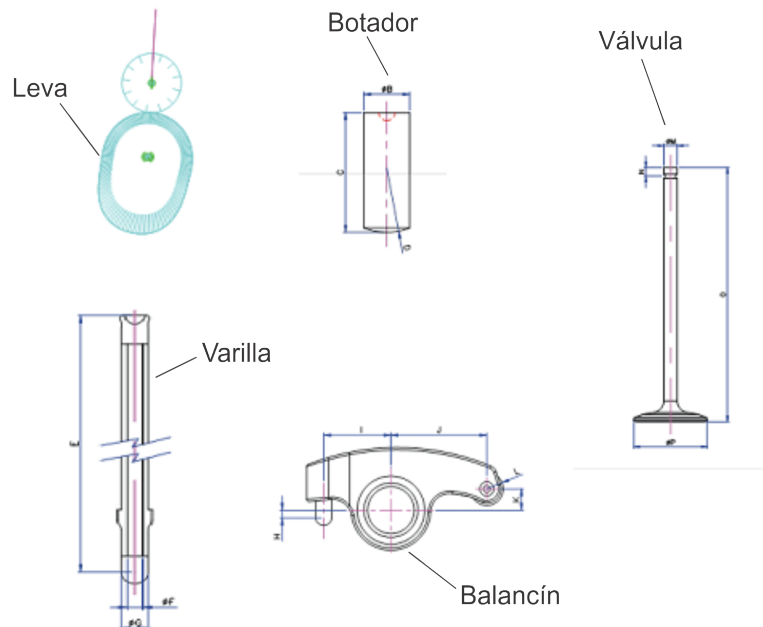


Figura 2: Componentes de un tren de válvulas.

Leva. Es el elemento por donde ingresa el movimiento del mecanismo. Para la simulación el perfil de la leva se asume conformado por tramos generados a través de curvas spline (Cardona et al., 2002), ver Fig. 2. La flexibilidad del elemento no ha sido tomada en cuenta y el contacto se modela con un esquema de penalidad que incluye amortiguamiento. El modelo admite construir el componente leva de dos maneras diferentes. En primer lugar, a través de un método directo, donde es necesario relevar el perfil de la leva utilizada y con dicha información, representar el elemento para efectuar un estudio de optimización del perfil. En este caso se utiliza un sistema de medición coordinada de desplazamientos lineales y angulares mediante sensores electrónicos Cam-Pro-Plus (2012). También puede realizarse utilizando un método inverso, que a partir de especificaciones de aceleración máxima permitida, cruce y reglaje de la válvula permite calcular la ley de movimiento de la misma. Posteriormente con los datos del tren de válvulas se consigue el perfil de leva correspondiente.

Botador. Este elemento actúa como seguidor de la leva en trenes de válvula tipo V, y puede tener extremo plano o a rodillo. En el modelo computacional se lo representa dentro del elemento leva/seguidor, y su masa se incluye mediante un cuerpo rígido.

Varilla. Es el elemento que vincula el botador con el balancín, ver Fig. 2. En este componente se tiene en cuenta la flexibilidad discretizando el mismo en varios elementos de viga, para captar los desplazamientos y esfuerzos transversales.

Balancín. Modelado como cuerpo rígido. En la zona de contacto con la válvula posee una superficie curva o un rodillo similar al descrito para la leva, ver Fig. 2.

Resorte de válvula. Este componente se modela representando el número de espiras activas, por medio de resortes conectados en serie que proporcionan la misma constante elástica y masa

que el resorte real. Con esta subdivisión, se tiene en cuenta los fenómenos de vibración internos del resorte, con su consecuente efecto resonante sobre el sistema. El modelo de tren de válvulas admite la construcción de dos resortes concéntricos, uno exterior y uno interior contemplando la fricción existente entre ellos. Para cada resorte es necesario definir su longitud libre, longitud de montaje, longitud de bloqueo de sus espiras, la masa y su constante de rigidez.

Válvula. En el modelo cinemático se la considera también como cuerpo rígido, ver Fig. 2. Usualmente, en las simulaciones no se tiene en cuenta la luz de válvula para evitar el despegue entre los componentes. El modelo permite medir la distancia entre el pistón y la cabeza de la válvula para determinar posibles interferencias entre los componentes. Los pesos adicionales del platillo sujetador del resorte y las trabas de válvulas, se anexan dentro del elemento válvula.

Asiento. En el modelo cinemático se lo representa mediante un elemento de tipo resorte no lineal, con una constante de rigidez suficientemente elevada para impedir la penetración de la válvula en el asiento cuando ambos componentes entran en contacto, y una constante de rigidez despreciable cuando los elementos se separan.

2.2. Ejemplo de aplicación.

En esta sección se presentan resultados numéricos de velocidad, alzada, aceleración y fuerza de contacto de un tren de válvulas de accionamiento directo, con árbol de levas a la cabeza, 4 válvula por cilindro, ciclo diesel de 1,9 L de cilindrada, sobrealimentado con intercooler y 120 Kw de potencia, ver Fig. 3.

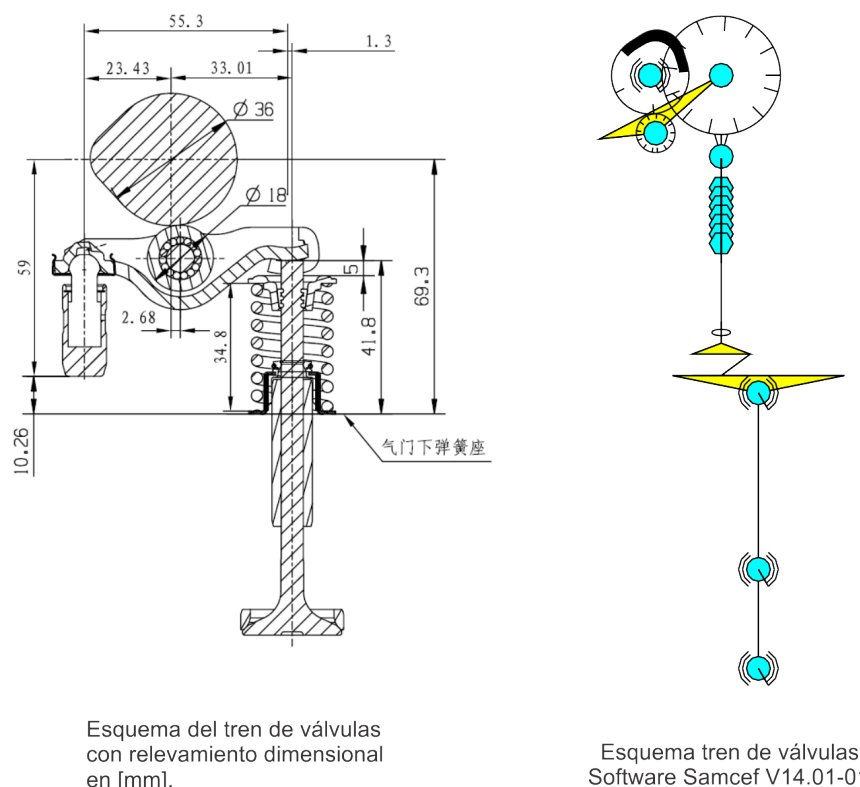


Figura 3: Comparativa del modelo real y el modelo de elementos finitos. Tren de válvulas Tipo II

La Fig.3, izquierda, muestra los componentes básicos del tren de válvulas junto con las dimensiones generales, en tanto que la de la derecha, muestra el modelo de elementos finitos implementado con algunos de los componentes descriptos en la Sec. 2.1. Las simulaciones se

realizaron con el software SAMCEF (2012). Para evaluar la respuesta dinámica del sistema, un esquema de integración temporal Hilbert-Hughes-Taylor (HHT) (Chung y Hulbert, 1993), fue utilizado. El intervalo de tiempo para las simulaciones fue de $\Delta t = 3 \times 10^{-2}$ seg. con control automático de paso de tiempo, paso mínimo de 10^{-9} seg. y máximo de 10^{-4} seg.

En la Fig. 4 se presentan los resultados de alzada, velocidad, aceleración y fuerza de contacto entre la leva y el balancín, con un régimen de giro del motor de 2000 rpm.

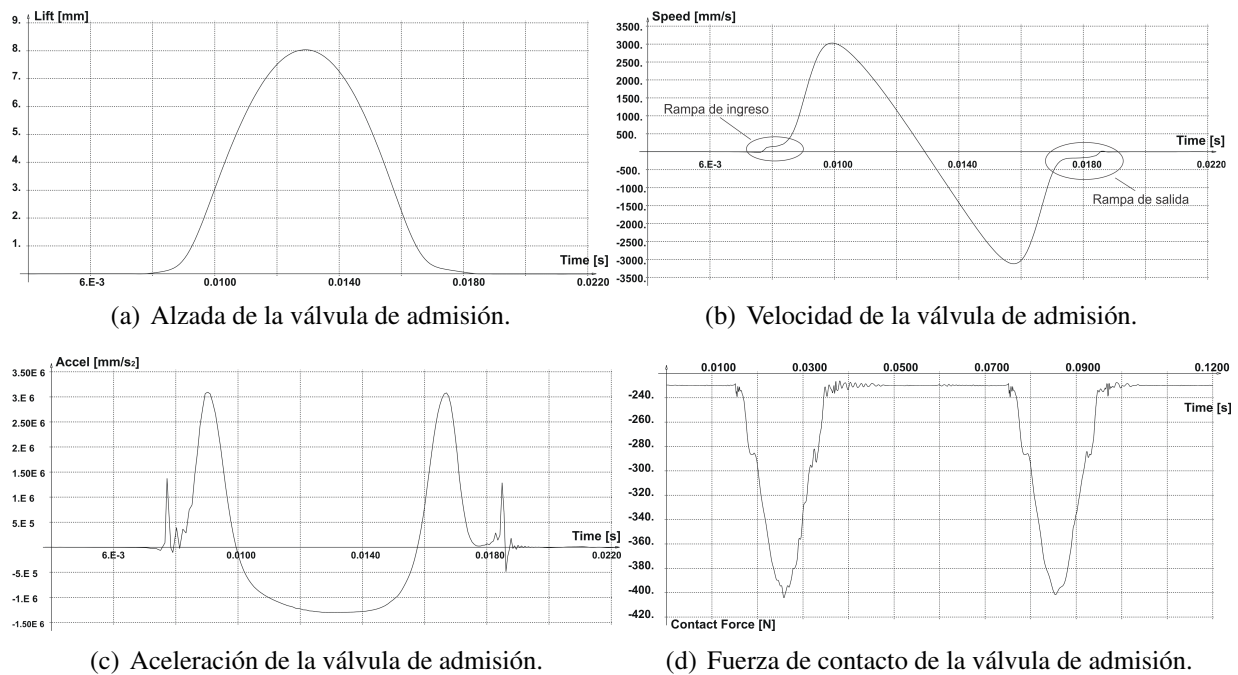


Figura 4: Resultados numéricos de la válvula del tren de válvulas.

En la curva de alzada de la válvula, ver Fig. 4-a, se observa la trayectoria de apertura y cierre. En la gráfica de velocidad, Fig. 4-b, se determinan las magnitudes de velocidad máxima para corroborar que las rampas de velocidades de ingreso y egreso sean las adecuadas para minimizar los esfuerzos durante la apertura y cierre en cada ciclo. A partir de la Fig. 4-c se puede inferir el esfuerzo dinámico sobre la válvula. Por último, la gráfica de la fuerza de contacto entre la válvula y el rodillo del balancín, Fig. 4-d, entrega su magnitud durante el ciclo y permite verificar que no se alcance un valor nulo. De esta manera se garantiza que la fuerza de cierre del resorte adoptado sea suficiente para impedir la flotación de la válvula.

3. MODELO TÉRMICO DE UNA VÁLVULA DE MOTOR DE COMBUSTION INTERNA

El estudio completo del problema térmico de una VMCI es de una complejidad elevada dados los diversos mecanismos físicos que se ven involucrados. Debido a las elevadas temperaturas, el rápido movimiento de la válvula y la dificultad para acceder a las zonas de medición, la mayoría de los coeficientes o parámetros térmicos son obtenidos en forma indirecta mediante simulación numérica y mediciones experimentales. La técnica consiste en la construcción de válvulas especiales de material martensítico, denominadas *sensitivas*. Algunas de ellas son sujetas a la condición de operación nominal y las restantes son templadas y revenidas en un horno especial, con estrictos controles de temperatura. Luego, se determina la dureza de todas las válvulas en su plano medio en unos 20 puntos aproximadamente. La Fig. 5 muestra una

distribución típica de los puntos de medición de temperaturas ubicados mayoritariamente cerca de la superficie exterior de la válvula, y en la zona de la cabeza y el cuello de la misma, donde se presentan los mayores gradientes de temperaturas.

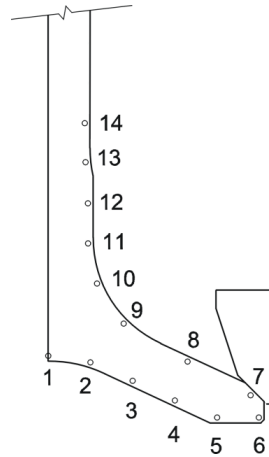


Figura 5: Distribución de puntos de medición de temperaturas en las válvulas sensitivas.

Mediante la comparación de la dureza entre las válvulas que han sido ensayadas y aquellas que fueron templadas en un horno, es posible obtener en determinados puntos y con cierta aproximación, la máxima temperatura a la que fue sometida la válvula. Una vez obtenidos los valores experimentales de temperatura, para el cálculo de los coeficientes de transferencia térmica requeridos por los modelos numéricos se utiliza un método de optimización. 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 un modelo térmico de elementos finitos y las temperaturas obtenidas en forma experimental. Como los tiempos característicos del problema térmico son grandes, se lo considera estacionario.

Debido al 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 esta 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 de una VMCI

La transferencia de calor en un medio continuo se representa por un modelo matemático compuesto de una ecuación diferencial en derivadas parciales y sus condiciones de contorno. La Ec.(1) representa el balance de energía térmica, donde la temperatura es la variable a resolver y el tiempo y la posición son las variables independientes. En el caso de un problema estacionario, lo que se busca es una solución del tipo $T = T(x, t)$ que satisfaga la siguiente ecuación diferencial,

$$\nabla \cdot (\kappa \nabla T) + q(\mathbf{x}, t) = 0, \quad (1)$$

donde T representa la temperatura, $\kappa = \kappa(T)$ la conductividad térmica del medio, $q(\mathbf{x}, t)$ una fuente de calor, t el tiempo y ∇ el operador gradiente. Las condiciones de contorno se pueden

resumir en:

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

la primera conocida como condición Dirichlet; la segunda, condición de Neumann, con \mathbf{n} representando al vector normal a la superficie; la tercera es una condición de convección, donde h se denomina coeficiente pelicular de convección y T_{amb} es la temperatura exterior. La cuarta ecuación 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 es un mecanismo de transferencia de calor importante en motores de combustión interna que posee una dependencia respecto de la cuarta potencia de la temperatura. Se tiene en cuenta mediante un aumento del coeficiente pelicular de convección en aquellas zonas expuestas a mayores temperaturas. Una descripción de la solución de la Ec.(1) utilizando el MEF puede encontrarse en el libro de Zienkiewicz y Taylor (2000).

La Fig. 6 muestra como se hallan aplicadas las condiciones de contorno en el modelo numérico de la válvula.

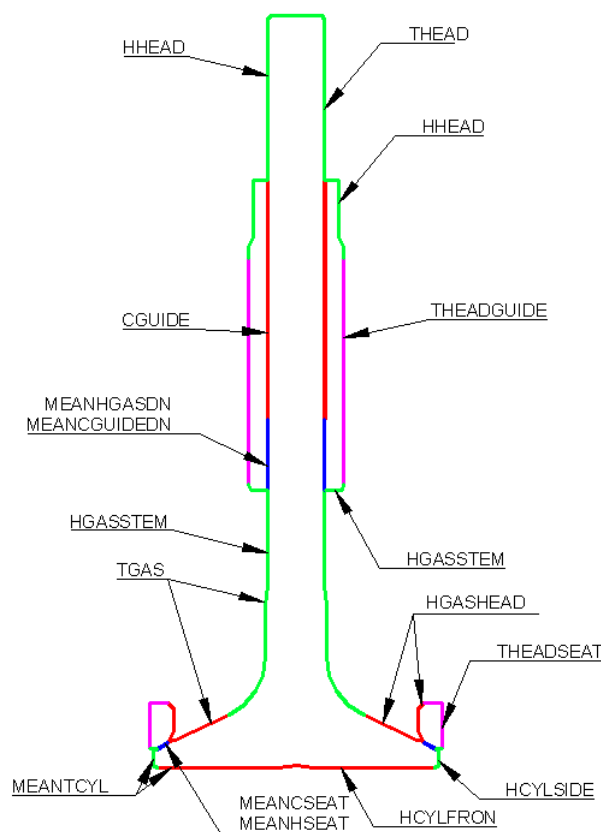


Figura 6: Condiciones de contorno en la válvula - Modelo térmico MEF.

En la cabeza de la válvula, mediante el coeficiente de transferencia (HCYLFRON) y la temperatura media del ciclo de combustión (MEANTCYL), se impone una condición de convección

para reproducir el calor proveniente de la cámara de combustión. Entre el asiento y la válvula se aplican dos condiciones de contorno: una de convección (MEANHSEAT) que reproduce la transferencia térmica durante el período de apertura, y otra de contacto térmico (MEANCSEAT) que representa el período de cierre. Ambas se promedian en función del lapso en que actúan durante el ciclo. Se aplican temperaturas impuestas en la periferia del asiento de la tapa de cilindros (THEADSEAT) y la guía (THEADGUIDE), que se relacionan con la temperatura del agua de refrigeración. En las zonas del cuello (HGASHEAD) y vástago (HGASSTEM) se considera transferencia de calor por convección con el gas pero con dos coeficientes peliculares diferentes para tener en cuenta las diferencias en el número de Reynolds del flujo. En este caso la variable de la temperatura se denomina (TGAS), y está relacionada con la medición de temperaturas de gas en los múltiples de admisión o escape. En el área del vástago cubierta por la guía de la tapa de cilindros, se discrimina un sector que posee contacto térmico entre el vástago de la válvula y la guía (CGUIDE) y otro donde la superficie del vástago se expone tanto a los gases como al contacto con la guía. Por este motivo, en esta última, se aplica un coeficiente de convección que surge de promediar en el tiempo el coeficiente de convección con el gas y del contacto con la guía (MEANGASDN y MEANCGUIDEDN). En el extremo del vástago, donde existe una atmósfera formada por gases y niebla de aceite, se coloca una condición de convección (HHEAD) y THEAD).

3.2. Ejemplo de aplicación.

Mediante simulación numérica a través del MEF, se obtuvo la distribución de temperatura de un modelo de válvula en todos sus puntos. Se ajustaron los parámetros de conductancias y coeficientes peliculares de transmisión de calor hasta lograr una buena aproximación entre las temperaturas obtenidas de la simulación y las mediciones efectuadas en forma experimental por medio de las válvulas sensitivas. El material empleado en la válvula sensitiva de escape es de estructura metalográfica martensítica, ver Tabla 1.

Cuerpos	Acero	E[Pa]	Composición	Coefficiente de Poisson
Válvula	X45CrSi9-3	$2,1 \times 10^{11}$	Acero Martensítico CrSi	0,3

Tabla 1: Propiedades mecánicas de la válvula sensitiva.

A continuación se presentan en la Tabla 2 los resultados del ajuste de temperaturas para la válvula de escape de un motor ciclo Otto, de 8.4 litros de cilindrada.

Los puntos 1 y 5 del ajuste, ver Fig. 5, difieren en un 2 % de las temperaturas objetivos. El resto de los puntos acusan una diferencia porcentual por debajo del 1 %.

	Temperatura Final [°C]	Temperatura medida [°C]	Diferencia [°C]
1	731	747	-16
2	724	728	-4
3	703	702	1
4	668	662	6
5	624	612	12
6	579	585	-6
7	549	550	-1
8	664	658	6
9	717	725	-8
10	737	741	-4
11	750	743	7
12	756	747	9
13	754	749	5
14	743	745	-2

Tabla 2: Resultados finales del ajuste de temperaturas.

En la Tabla 3 se detallan los valores resultantes de las condiciones de contorno del ajuste. Las diferencias de temperaturas medidas experimentalmente y las obtenidas en forma numérica están dentro de las tolerancias admisibles para este tipo de modelos, menor al 5 %.

Válvula de escape	Resultados
MEANTCYL	909
THEADSEAT	127
THEADGUIDE	117
HCYLFRON	750
HCYLSIDE	300
HGASHEAD	296
HGASSTEM	350
TGAS	860
HHEAD	30
THEAD	77
CGUIDE	447
MEANHSEAT	290
MEANCSEAT	4953
MEANHGASDN	198
MEANCGUIDEDN	247

Tabla 3: Coeficientes de transferencia [$\text{mW}/\text{mm}^2\text{°W}$] y temperaturas [°C].

En la Fig. 7 se presenta el mapa de temperaturas obtenido con el módulo de cálculo térmico del software SAMCEF (2012). El modelo utilizó los coeficientes de transferencia y temperaturas citados en la Tabla 3. La obtención del campo de temperaturas permite seleccionar la aleación del material que resista satisfactoriamente dicho valor.

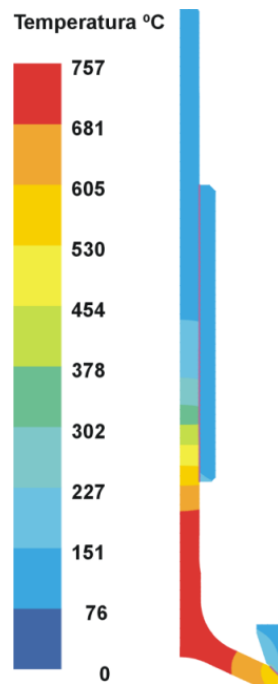


Figura 7: Distribución de temperaturas en modelo de elementos finitos axisimétrico.

4. MODELO TERMOMECAÁNICO PSEUDOESTACIONARIO

Las tensiones mecánicas desarrolladas en una VMCI son de naturaleza tridimensional (3D), por lo que un modelo axisimétrico no sería lo suficientemente preciso. Para determinar las tensiones máximas que se producen en un ciclo de trabajo, se utiliza un modelo pseudoestacionario, donde las cargas dinámicas se aplican como fuerzas equivalentes en un modelo 3D. 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, y las deformaciones debidas a la flexión de la cabeza durante el pico de presión en el cilindro .

4.1. Definición del problema termomecánico pseudoestacionario de una VMCI

El estudio de las tensiones mecánicas y las de origen térmico en un sólido continuo se representa por un modelo matemático compuesto por un sistema de ecuaciones en derivadas parciales que plantea el equilibrio de fuerzas en las direcciones coordenadas consideradas. Los problemas de elasticidad suelen expresarse en términos de una variable de campo que en general es el desplazamiento, expresado como $\mathbf{u}(\mathbf{x}, t)$, donde t corresponde a un instante de tiempo. El problema se reduce a encontrar una solución a una ecuación diferencial en derivadas parciales expresada en términos de los desplazamientos, tal que satisfaga las condiciones de contorno y los diferentes casos de carga del problema que se requiere resolver. En forma matemática, el problema consiste en: *hallar $\mathbf{u}(\mathbf{x}, t)$ tal que:*

$$\begin{aligned} \operatorname{div}[\boldsymbol{\sigma}(\mathbf{u})] + \mathbf{b} &= \rho \ddot{\mathbf{u}} \\ \mathbf{u} &= \bar{\mathbf{u}} \quad \forall \mathbf{x} \in \Gamma_d, \\ \boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n} &= \mathbf{t} \quad \forall \mathbf{x} \in \Gamma_f \end{aligned} \quad (3)$$

Una explicación detallada de la solución de la Ec.(3) por medio del MEF, puede encontrarse en el libro de [Zienkiewicz y Taylor \(2000\)](#).

4.2. Ejemplo de aplicación

En esta sección se presenta un modelo numérico que permite estudiar los campos de temperaturas y tensiones obtenidos a partir de un análisis termomecánico estacionario, ver Ec.(3) con $\rho\ddot{u} = 0$, mediante el MEF, correspondiente a la válvula de admisión de un motor ciclo diesel, de 13 Litros de cilindrada, turbo-intercooler que incorpora recirculación de gases de escape.

Utilizando los coeficientes de conductancia y temperaturas previamente calculados en la Sec.3, ver Tabla 3, obtenemos el campo de temperaturas en un modelo 3D de la válvula. Luego, se exporta el campo de temperaturas para acoplarlo a un módulo mecánico, donde las propiedades mecánicas de los materiales, módulo de Young, tensión de fluencia, tensión de fatiga, son función de la temperatura.

En el análisis mecánico de una válvula de motor de combustión interna se definen dos casos de carga, i) *asentamiento excéntrico*: se considera una carga mayorada obtenida a partir de multiplicar la carga de cierre del resorte por un coeficiente dinámico que oscila entre los valores 2 a 2,5 según las prestaciones del motor. El coeficiente dinámico se determina mediante un análisis dinámico de la válvula, ver más adelante la Sec.5, siendo función de la velocidad de asentamiento, las masas de la válvula, platillo, retén y traba de la válvula. Esta carga se aplica en el extremo del vástago de la válvula en la zona del chavetero; ii) *presión máxima*: en la superficie de la cabeza de la válvula se aplica una presión que representa el pico de presión máximo que se genera durante el ciclo de combustión en el cilindro. El valor de la presión es brindado por el fabricante. En el caso de no disponer de este dato, se recurre a un simulador de motor de combustión interna (Nigro et al., 2011; Lopez y Nigro, 2010; Nigro et al., 1999) que permite evaluar las condiciones de funcionamiento térmicas y fluido dinámicas del motor, obteniendo un valor de presión lo suficientemente preciso para llevar a cabo las simulaciones. Finalmente, se aplica la carga estática del resorte en la zona del chavetero, ver Fig. 8.

En ambos casos se imponen dos desplazamientos transversales al vástago de la válvula para simular la inclinación del componente y el asentamiento excéntrico de la cabeza. El desplazamiento inferior se ubica en la zona donde comienza la guía y el superior se aplica a la altura de la finalización de la misma.

El contacto entre el asiento de la válvula y el asiento de la tapa de cilindros es del tipo nodo-superficie, con un esquema de regularización basado en el método de penalidad teniendo en cuenta la fricción entre ambas superficies. El asiento de tapa se modela con restricciones totales de desplazamiento y giro en su superficie periférica.

Las simulaciones fueron llevadas a cabo asumiendo un modelo mecánico elástico lineal. La Fig. 8 muestra la malla de la válvula del modelo de elementos finitos construido con elementos tetraédricos de un tamaño máximo aproximado de 1,5 mm y refinada en la zona de contacto.

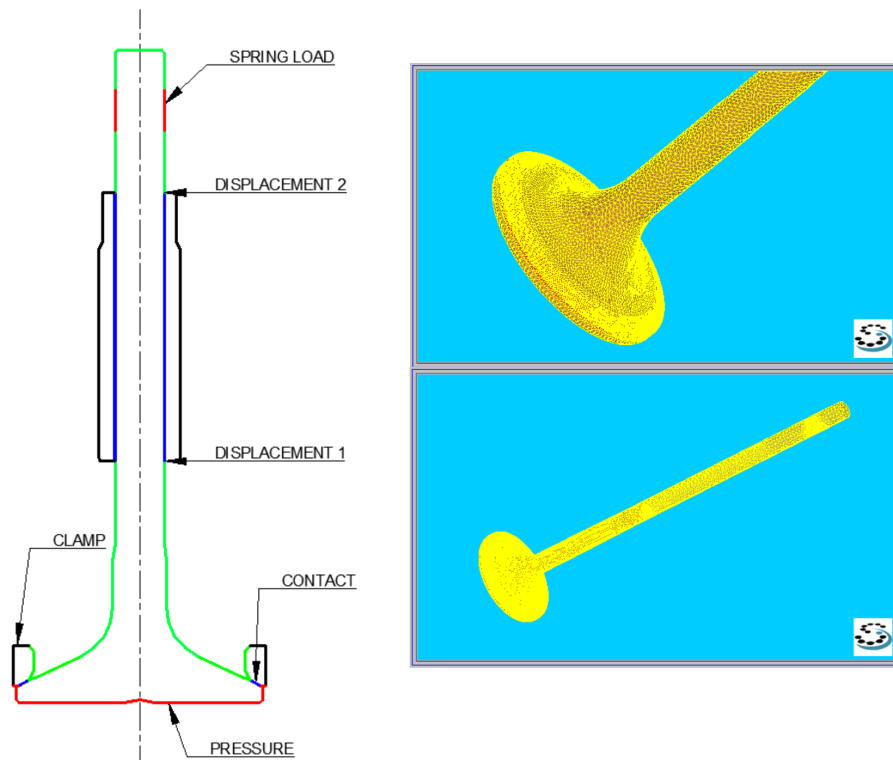


Figura 8: Condiciones de contorno en la válvula del modelo mecánico y malla 3D del modelo de elementos finitos.

4.2.1. Resultado térmico.

En la Fig. 9 se muestra el campo de temperaturas obtenido en la válvula de admisión. Se observa un gradiente de temperatura importante en dirección axial desde el frente de cabeza hacia el vástago y otro en dirección perpendicular a las superficies de contacto en la zona de asentamiento. La temperatura máxima, aproximadamente 550°C , se encuentra en el frente de la cabeza debido al contacto con los gases de la combustión. La temperatura media del ciclo es de 930°C . En el cuello, las temperaturas son moderadas gracias al enfriamiento que produce el aire fresco de ingreso al cilindro. La temperatura del aire de admisión ronda los 60°C por la utilización de un turbo compresor con el enfriador correspondiente.

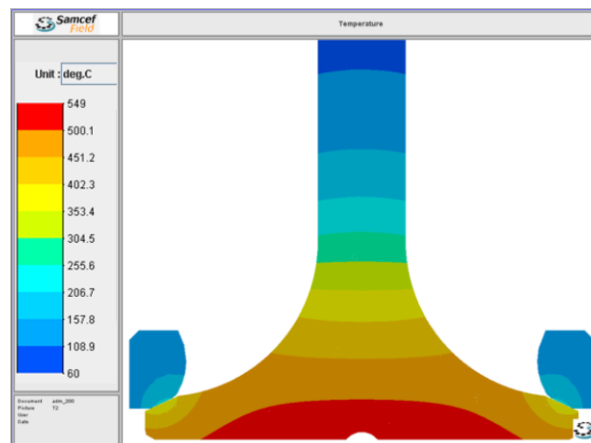


Figura 9: Campo de temperaturas en la cabeza de la válvula.

4.2.2. Resultado termomecánico.

En la Fig. 10 se muestra los resultados de las tensiones equivalentes de Von Mises junto con el factor de utilización del material para el primer caso, *asentamiento excéntrico*, la carga mayorada impuesta es de 1475 N. El factor de utilización del material surge del cociente entre la tensión equivalente de Von Mises y el límite de fatiga estipulado a la temperatura de trabajo del componente. El modelo entrega un valor del factor de utilización cercano a 0,2, el cual representa el 20 % de la tensión máxima de fatiga a la temperatura calculada. Se observa que la mayor tensión se presenta en la zona de transición entre la cabeza y el vástago, y ronda los 100 MPa. La distribución de las tensiones es asimétrica representando el efecto de asentamiento excéntrico durante el cierre.

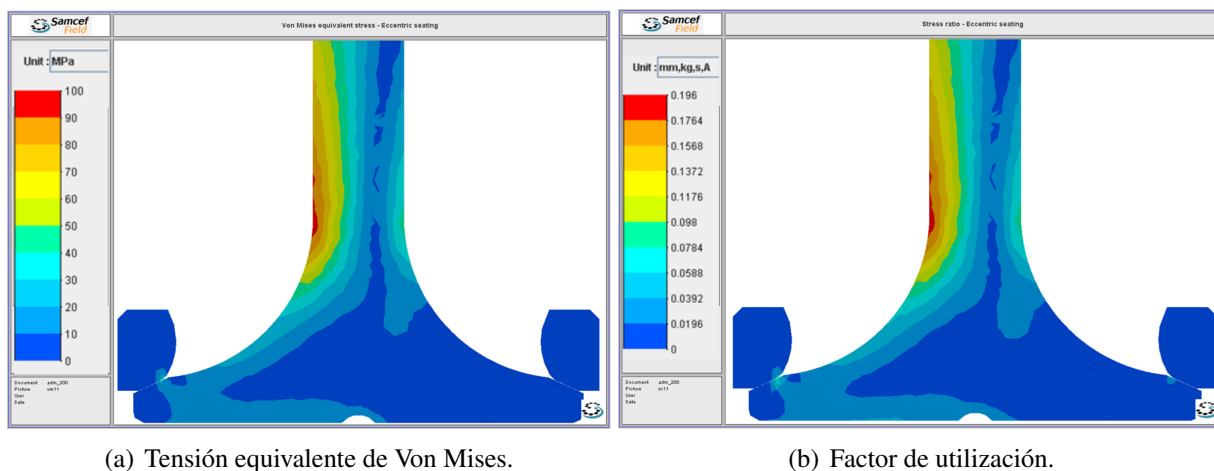


Figura 10: Resultados numéricos de las tensiones de equivalente de Von Mises y factor de utilización para el caso de carga *asentamiento excéntrico*.

En La Fig. 11 se observan los resultados conseguidos en el segundo caso de carga *presión máxima*.

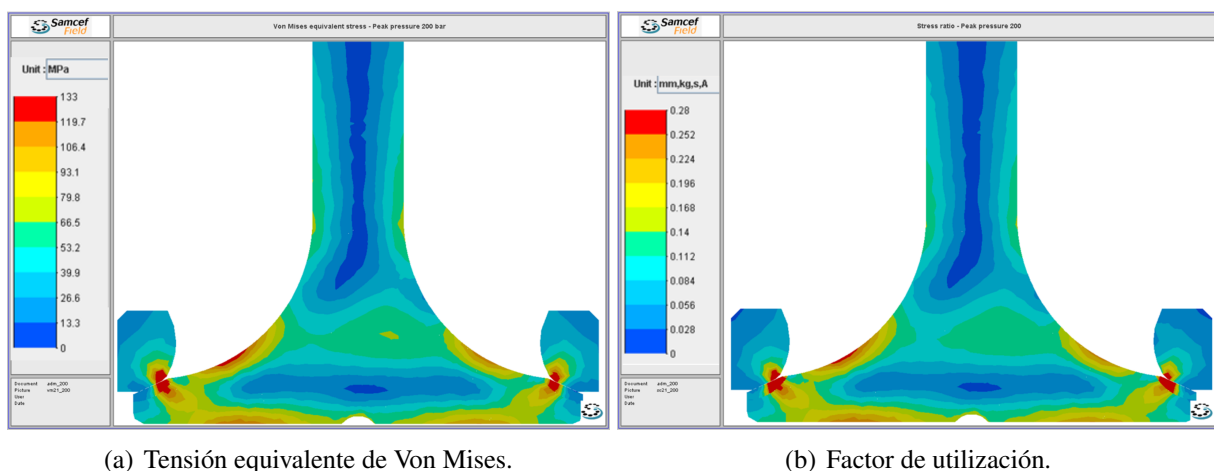


Figura 11: Resultados numéricos de las tensiones de equivalente de Von Mises y factor de utilización para el caso de carga *presión máxima*.

La carga estática del resorte es de 590N y el pico de presión máximo aplicado ronda los 20

MPa. En este caso se evalúan las tensiones y el factor de utilización, en el plato de la cabeza de la válvula debido al pico de presión generado en la cámara de combustión. También se advierte la distribución asimétrica pero con menor intensidad que en el primer caso. Esto es consecuencia de considerar la desalineación al momento del cierre. El coeficiente de utilización es inferior al 30 % por lo que resulta satisfactorio el diseño de ambos casos de carga desde el punto de vista estructural.

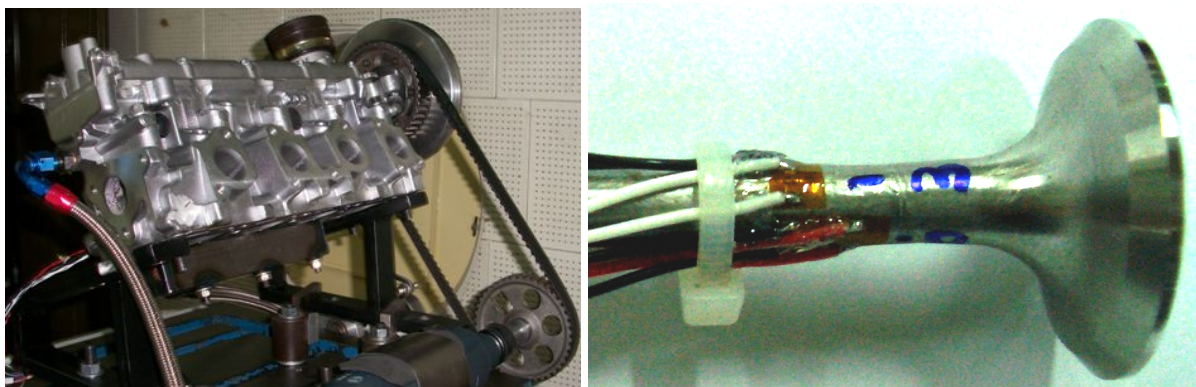
5. MODELO DE IMPACTO DE UNA VÁLVULA DE MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

En la sección anterior se definió un modelo pseudoestacionario que permite obtener las máximas temperaturas y tensiones a las que se somete una válvula. Sin embargo, durante el instante de cierre de la válvula, se generan tensiones de impacto variables en el tiempo que se propagan axialmente en todo el componente. Mediciones experimentales con galgas extensométricas, indican que durante el proceso de cierre de una válvula, las tensiones no se propagan de manera uniforme, es decir, existen diferentes fases que producen tensiones variables en el tiempo.

Los objetivos de esta sección son: i) obtener las tensiones generadas durante el proceso de cierre de la válvula a través del uso de galgas extensiométricas y ii) validar un modelo numérico de elementos finitos con los datos obtenidos en forma experimental.

5.1. Mediciones experimentales en una VMCI

Las mediciones experimentales fueron llevadas a cabo en una máquina de ensayo de válvulas compuesta por una tapa de cilindros de un motor de ciclo Otto de 1,6 litros de cilindrada. El movimiento es provisto por un motor eléctrico vinculado al árbol de levas a través de una correa dentada, ver Fig. 12-a. La válvula de admisión ha sido instrumentada con galgas extensométricas ubicadas diametralmente opuestas en el vástago de la válvula, como se muestra en la Fig. 12-b. Para obtener un registro preciso de las deformaciones, es necesario que la válvula alcance velocidades de asentamiento elevadas. Para ello se modificó el perfil de la leva original hasta alcanzar velocidades aproximadas de asentamiento de 2,0 m/s.



(a) Máquina de ensayo de impacto de válvula.

(b) Ubicación de las galgas extensométricas.

Figura 12: Máquina de ensayo y válvula instrumentada para las mediciones experimentales.

Los ensayos fueron realizados a temperatura ambiente y para diferentes velocidades de cierre. La Fig. 13 muestra el registro de tensiones para una velocidad de asentamiento de 0,3 m/s.

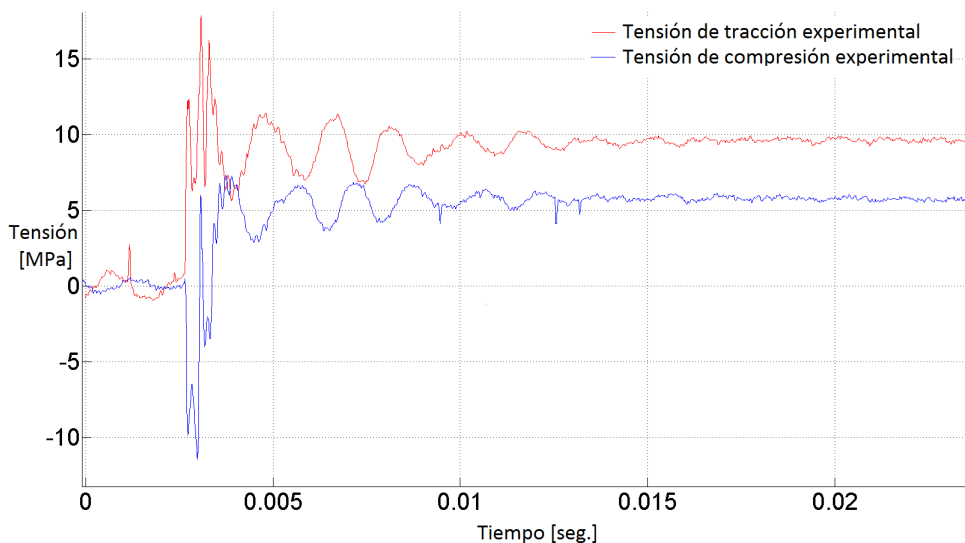


Figura 13: Tensiones obtenidas experimentalmente.

Durante el asentamiento (Fig. 13), las curvas revelan que una galga extensiométrica se encuentra traccionada en tanto que la otra se comprime. Esta es una respuesta típica de flexión, inducida por las siguientes causas: i) desalineación entre la válvula y el asiento de la tapa de cilindros, ii) defecto de perpendicularidad entre las caras de apoyo y el eje del resorte de la válvula, iii) huelgo entre la válvula y guía de válvula iv) fuerzas de fricción actuando en la dirección radial sobre la punta del vástago de la válvula.

5.2. Modelo numérico dinámico de una VMCI

Para comprender el proceso de asentamiento y obtener las tensiones de impacto numéricamente, se resolvió un problema tridimensional dinámico. La Fig. 14-a muestra un esquema básico del modelo de elementos finitos propuesto.

Se utilizó el algoritmo de integración temporal [Chung y Hulbert \(1993\)](#), debido a su capacidad de controlar la disipación numérica, amortiguando los modos espurios de alta frecuencia. Para reducir el costo computacional, el contacto entre el vástago de la válvula y la guía fue modelado por medio de un resorte no lineal.

El resorte de la válvula fue representado por medio de ocho resortes conectados en serie, ver Sec. 2.1. Se localizan masas puntuales entre los elementos resortes para considerar una distribución homogénea de la masa del resorte. Esto permite capturar la dinámica interna de las espiras.

Se introdujeron elementos amortiguadores en la dirección axial para representar el amortiguamiento generado entre el vástago de la válvula y la guía. Una masa puntual fue situada al final del vástago para representar la masa total del retén, la traba y el platillo.

El contacto entre las superficies del asiento de la válvula y el asiento de la tapa de cilindros, así como el contacto entre la punta del vástago y el seguidor, se modelaron con un algoritmo del tipo nodo-segmento y multiplicadores de Lagrange ([Alart, 1993](#)). Para simular los efectos de resistencia a los desplazamientos relativos entre el vástago y la guía válvula, entre el asiento de la válvula y el asiento de la tapa de cilindro, se incluyó fricción en el algoritmo de contacto.

La malla está compuesta por 18.465 nodos, 86.748 elementos finitos tetraédricos con una medida promedio de 0,65 mm, refinados en la zona de contacto. La Fig. 14-b muestra un detalle de la topología de la malla.

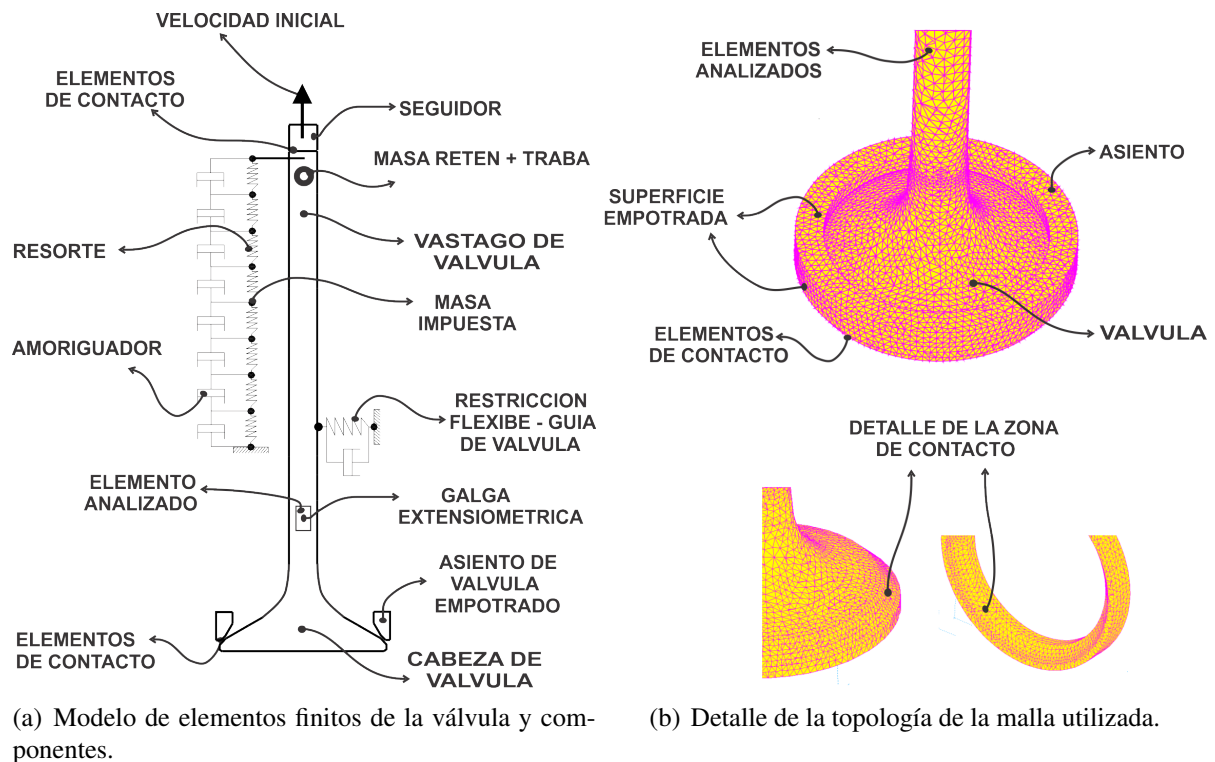


Figura 14: Modelo numérico para la simulación de impacto de una VMCI.

A continuación se describen las condiciones de contorno:

- Inicialmente, el extremo del vástago está en contacto con el seguidor, con un coeficiente de fricción de 0,2.
- El seguidor se mueve con velocidad constante con el valor de la velocidad de asentamiento.
- La válvula y el seguidor tienen la misma velocidad inicial.
- El asiento se encuentra empotrado en la zona de contacto con el alojamiento de la tapa de cilindro.
- El resorte se encuentra precargado.
- Se utilizó amortiguamiento material para amortiguar las respuestas de alta frecuencia.

El material utilizado para la válvula es un acero austenítico de alta resistencia con las siguientes propiedades mecánicas:

- Módulo de elasticidad $2,1 \times 10^{11}$ [Pa], con comportamiento lineal.
- Densidad del material 7.900 [kg/m^3].
- Coeficiente de Poisson 0,3.

Se utilizó un paso de tiempo reducido para capturar las armónicas de alta frecuencia generadas por el impacto entre la válvula y el asiento de la tapa de cilindros. En la Fig. 14-a y b se muestran los elementos de la malla donde se evaluaron los resultados.

5.3. Resultados Finales

Inicialmente, el resorte se encuentra precargado, y tanto la válvula y el seguidor están en movimiento con una velocidad constante (dependientes de las revoluciones del motor y el perfil de la leva).

La excentricidad del asiento y el ángulo de inclinación de la válvula fueron ajustados de tal manera que las tensiones medidas en forma experimental y las obtenidas numéricamente sean las mismas. Finalmente, el ángulo de desalineación de la válvula resultante fue de $0,05^\circ$. De la misma manera, los coeficientes de amortiguamiento de los elementos resortes-amortiguador y el material de la válvula fueron ajustados para obtener una buena correlación con las curvas experimentales, ver Fig. 13. Se hallaron los siguientes coeficientes de amortiguamiento:

- Coeficiente de amortiguamiento del material de la válvula: 1.500 [N s/m].
- Coeficiente de amortiguamiento del resorte de válvula: 500 [N s/m].
- Coeficiente de amortiguamiento para la guía de válvula: 1.000 [N s/m].

La Fig. 15 muestra la tensión en los elementos cercanos a la posición de la galga extensométrica. En la misma puede observarse que la desalineación entre la válvula y el asiento produce la flexión del vástago durante el impacto inicial alcanzando valores de tensión picos de unos 22 MPa y de compresión alrededor de -9 MPa, mostrando concordancia con los resultados experimentales: 18MPa para la tensión de tracción y -11 MPa para la tensión de compresión, ver Fig. 13.

La amplitud de las ondas de tracción y compresión decrecen con el tiempo hasta alcanzar un valor constante alrededor de 6 MPa y 10MPa, respectivamente. Estos valores son consistentes con la carga estática del resorte de válvula. Los picos de tensión generados en la válvula durante el primer impacto con el asiento de la tapa de cilindros son utilizados para verificar el diseño de la válvula mediante diferentes criterios de fatiga de alto número de ciclos (Cavaliere et al., 2006; Cavaliere, 2010).

6. MODELO PARA EL CÁLCULO DE DESGASTE DE UNA VÁLVULA DE MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

El desgaste que se genera en válvulas de motores de combustión interna, se desarrolla principalmente en las superficies de contacto del asiento de la válvula y el asiento de la tapa de cilindros, como resultado de las elevadas presiones producidas por el proceso de combustión y las cargas dinámicas generadas durante el cierre por las masas que componen el tren de válvulas.

Para estudiar el desgaste experimentalmente es necesario realizar una gran cantidad de pruebas para reducir la dispersión obtenida en este tipo de experiencias. Una alternativa es llevar a cabo estos ensayos en máquinas específicas que demandan tiempos prolongados, con sus consecuentes costos elevados.

En el área de los métodos numéricos, la simulación del desgaste se ha desarrollado ampliamente en los últimos años debido a que pueden resolver problemas de geometrías generales con tiempos de cálculo y costos relativamente reducidos y resultados aceptables.

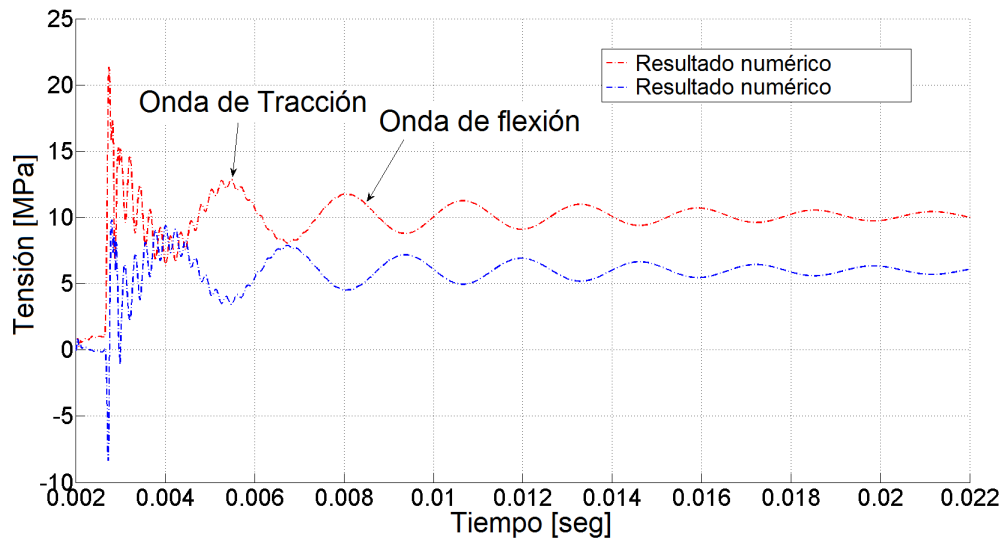


Figura 15: Resultados numéricos de las tensiones de equivalente de Von Mises y factor de utilización para el caso de carga *presión máxima*.

El objetivo de esta sección es encontrar los coeficientes de desgaste del par bimetálico *válvula-asiento* de motores de combustión interna, mediante soluciones numéricas a través del método de los elementos finitos y ensayos experimentales.

6.1. Ley de desgaste Holm-Archard

Archard (1953), propuso una ecuación lineal que permite computar el material desgastado V_W en un proceso de desgaste adhesivo, mediante la siguiente expresión,

$$V_W = K \frac{F_N}{H} \|g_T\|. \quad (4)$$

donde F_N es la fuerza normal de contacto, H es la dureza Brinell del material más blando, g_T es la distancia de desplazamiento tangencial relativo entre los cuerpos y K un coeficiente que se relaciona con el comportamiento tribológico y las condiciones de contacto del par bimetálico.

En modos de desgaste adhesivos, no hay una ecuación teórica lo suficientemente precisa para calcular K y por esta razón, debe obtenerse a partir de ensayos experimentales.

Otro coeficiente frecuentemente utilizado es el denominado, relación de desgaste: $k = K/H$. Su unidad es $[\text{Pa}]^{-1}$ por la correlación de dureza expresada en la escala Brinell. Su valor varía ampliamente según las condiciones de contacto (terminación superficial, lubricantes y presiones de contacto). Para aceros típicos, k , toma valores ente 10^{-3} y 10^{-10} mm^3/Nm (Peterson y Winner, 1980). En la mayoría de las aplicaciones ingenieriles es considerado constante (Kato, 2005). Una versión de la ecuación de Archard, obtenida a partir de la Ec.(4) y utilizada habitualmente en las simulaciones de desgaste, puede escribirse como:

$$w = kp \|g_T\| \quad (5)$$

donde w es la profundidad de desgaste y p es la presión normal de contacto. Debido a que el desgaste es un proceso que depende del tiempo, la Ec.(5) en forma diferencial se define por:

$$\frac{dw}{dt} = kp \left\| \frac{dg_T}{dt} \right\| \quad (6)$$

Para problemas cuasiestáticos, una solución numérica de la Ec.(6) puede obtenerse utilizando un método Euler hacia atrás, según se expresa a continuación:

$$w_{n+1} - w_n = kp_{n+1}d_{n+1} \quad \text{con} \quad d_{n+1} = \Delta t \left\| \frac{dg_T}{dt} \right\|_{n+1}. \quad (7)$$

Considerando condiciones de equilibrio en la interface de contacto $p^1 = p^2 = p$, el desgaste para cada sólido se discretiza en el tiempo como,

$$\begin{aligned} w_{n+1}^1 - w_n^1 &= k^1 d_{n+1} p_{n+1} \\ w_{n+1}^2 - w_n^2 &= k^2 d_{n+1} p_{n+1} \end{aligned} \quad (8)$$

donde los coeficientes de relación de desgaste para cada cuerpo están dados por k^1 y k^2 . Estos coeficientes se determinan utilizando técnicas experimentales como las que se describe a continuación.

6.2. Coeficiente de desgaste

El desgaste más importante de una VMCI se presenta en la superficie de contacto del asiento de la válvula. Antiguamente, los combustibles contenían plomo y formaban una fina capa de óxido de plomo que reducía el desgaste. En la actualidad las leyes medioambientales prohíben el uso de este elemento y en consecuencia, el desgaste debe contrarrestarse con el uso de aleaciones de alta dureza. El primer paso para predecir el desgaste en una VMCI es obtener el coeficiente k de la Ec.(5), para los materiales utilizados.

En este trabajo, los resultados experimentales fueron llevados a cabo en una máquina de desgaste como la que se muestra en la Fig. 16. Esta consiste en un mecanismo de biela-manivela, que le imprime un movimiento alternativo a una de las probetas en dirección tangencial a la superficie de contacto, en tanto que una celda de carga capta la magnitud de la fuerza normal impuesta.

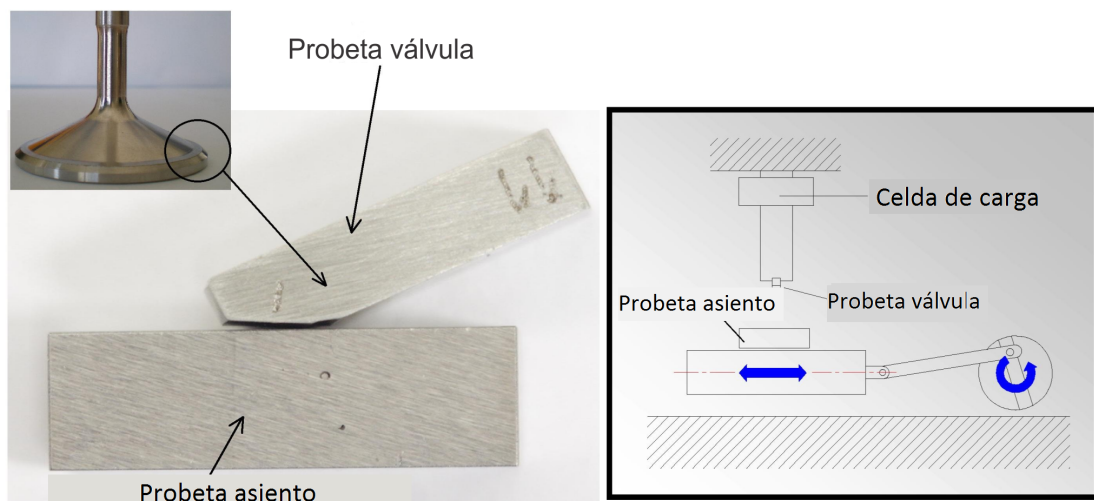


Figura 16: Probeta válvula y asiento obtenidas a partir de una válvula de motor de automóvil y esquema de la máquina de desgaste utilizada.

Las propiedades mecánicas de los materiales ensayados se presentan en la Tabla 4 y corresponden a materiales típicamente utilizados en válvulas y asientos de válvulas.

El desgaste de las probetas se evalúa superponiendo los perfiles de las alturas desgastadas con los iniciales de los ensayos, Fig. 17.

Cuerpos	Acero	E[Pa]	Composición	Coficiente de Poisson
Válvula	X45CrSi9-3	$2,1 \times 10^{11}$	Acero Martensítico CrSi	0,3
Asiento	EME72	$2,1 \times 10^{11}$	Hierro sinterizado CrNiMo	0,3

Tabla 4: Propiedades mecánicas de los aceros analizados

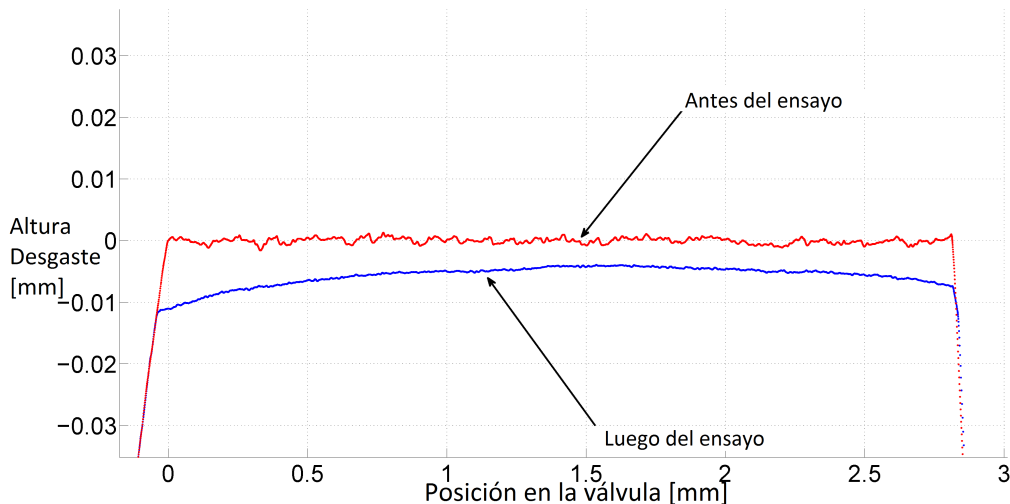


Figura 17: Comparación de perfiles en la pieza móvil antes y después del ensayo.

6.3. Ecuaciones discretas de desgaste

La profundidad de desgaste para dos cuerpos en contacto, $\alpha = 1, 2$ se interpola utilizando funciones de forma clásicas

$$w^\alpha = \sum_{B=1}^{n^\alpha} N_B^\alpha(\xi^\alpha) w_B^\alpha \quad \alpha = 1, 2 \tag{9}$$

donde, $w_A^\alpha \in \mathbb{R}$, es la variable *profundidad de desgaste* en la dirección normal al nodo A de la interface Γ_c^α .

En este trabajo, las ecuaciones de desgaste se acoplan a un algoritmo de contacto tipo mortar con multiplicadores de Lagrange propuesto por Cavalieri y Cardona (2012), permitiendo resolver las presiones de contacto y el campo de desgaste en un esquema iterativo monolítico de tipo Newton-Rhapson. Por lo tanto, el vector de coordenadas generalizadas del algoritmo de contacto, que incluye las variables de desgaste, queda definido de la siguiente manera,

$$\Phi^e = [\mathbf{x}_1^{1T} \ \mathbf{x}_2^{1T} \ \dots \ \mathbf{x}_{m_1}^{1T} \ \mathbf{x}_1^{2T} \ \mathbf{x}_2^{2T} \ \dots \ \mathbf{x}_{m_2}^{2T} \ p_1 \ p_2 \ \dots \ p_{m^1} \ w_1^1 \ w_2^1 \ \dots \ w_{m_1}^1 \ w_1^2 \ w_2^2 \ \dots \ w_{m_2}^2]^T \tag{10}$$

En el trabajo de Cavalieri y Cardona (2012) se muestran detalladamente las expresiones del vector de fuerzas internas y matriz tangente del problema de contacto.

6.3.1. Resultados Numéricos

En esta sección se propone un ejemplo numérico con el objetivo de reproducir los resultados experimentales descritos en la Sec. 6.2 mediante el ajuste del coeficiente k , de tal manera que

la solución numérica de las alturas desgastadas se encuentre lo más cercana posible a las mediciones experimentales. La geometría de la probeta correspondiente al material de la válvula fue simplificada para facilitar la imposición de las condiciones de borde respetando las dimensiones de la superficie de contacto. La Fig. 18 muestra la topología de la malla que contiene 1.234 hexaedros lineales de 8 nodos. Las Figs. 19-a y b, muestran la evolución de desgaste para cuatro

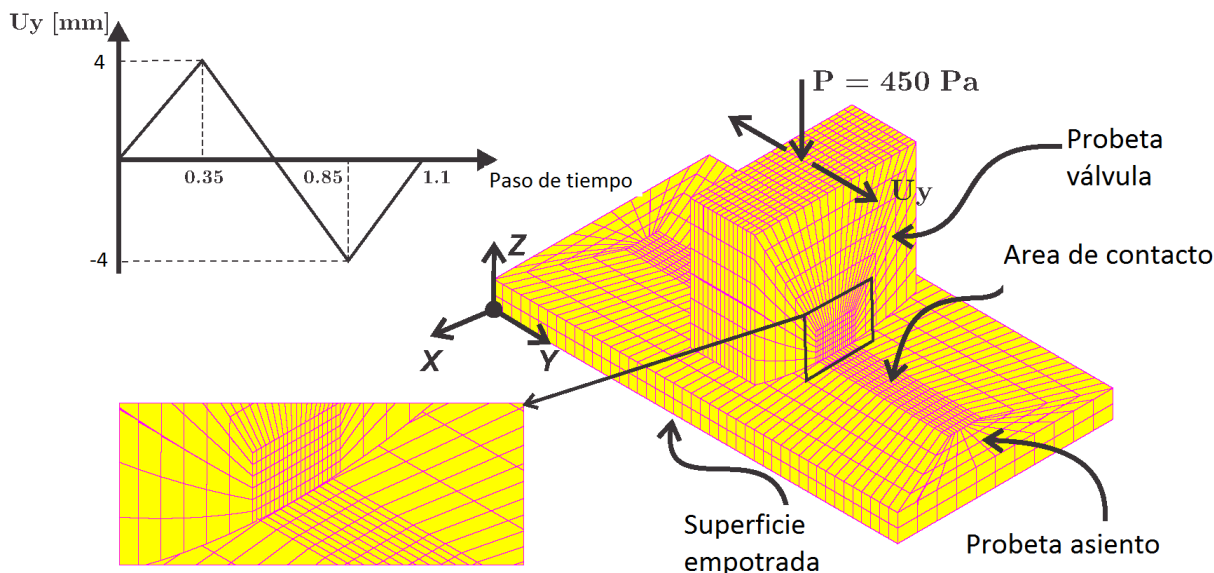
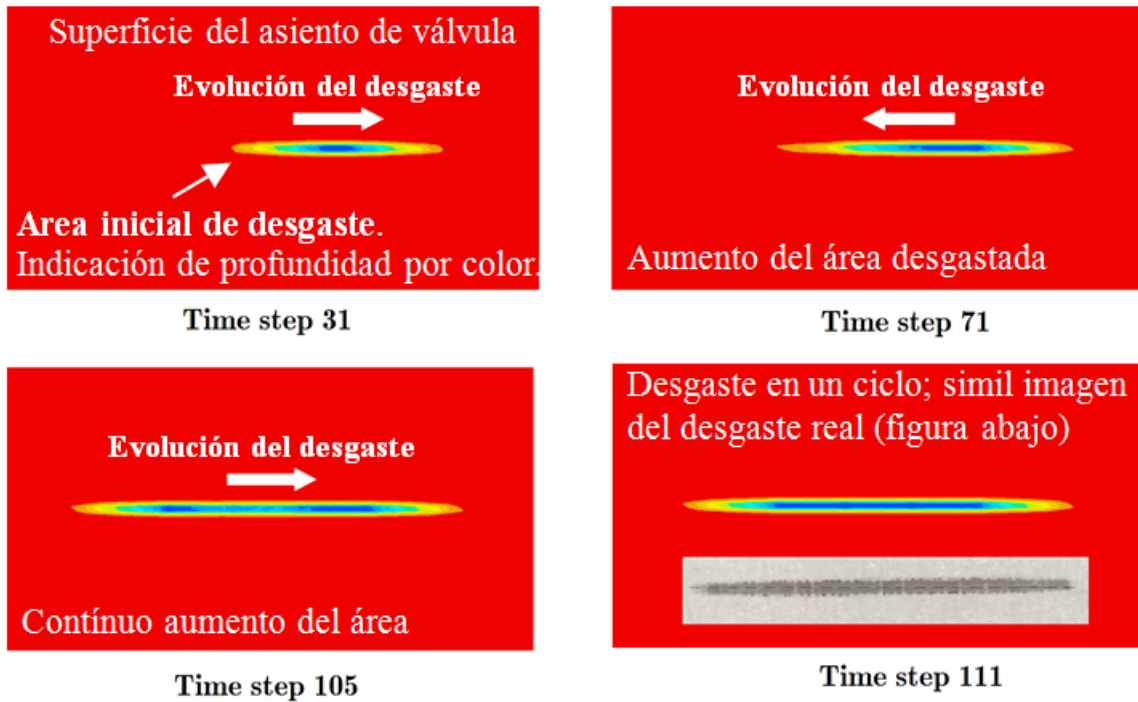


Figura 18: Probeta de la válvula y el asiento obtenidas a partir de una válvula de motor de automóvil y esquema de la máquina de desgaste utilizada.

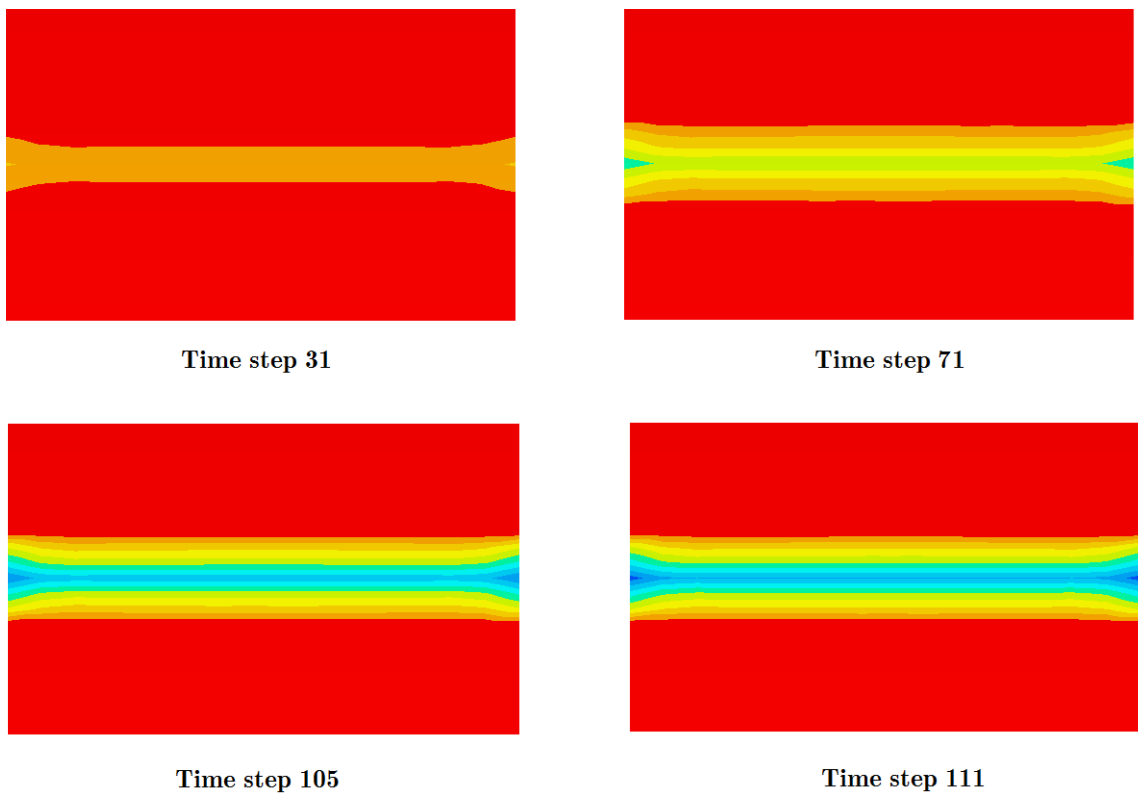
pasos de tiempo. Notar la concordancia entre la solución numérica y la experimental representada en el último paso de la Fig. 19-a. Luego de realizar algunas simulaciones con diferentes valores del coeficiente k , para ajustar las curvas numéricas y experimentales, se obtuvieron los siguientes valores para los materiales de la válvula y el asiento:

$$\begin{aligned}
 k^1 &= 5 \times 10^{-9} \text{ mm}^3/\text{Nm} && \text{Asiento} \\
 k^2 &= 5 \times 10^{-7} \text{ mm}^3/\text{Nm} && \text{Válvula}
 \end{aligned}
 \tag{11}$$

La Fig. 20-a muestra una comparación entre los resultados experimentales y numéricos de la profundidad de desgaste para cinco ensayos medidos en la parte central de la probeta asiento de la tapa de cilindros a lo largo del eje Y , mientras que la Fig 20-b se representa la comparación numérica y experimental en la válvula. Ambas curvas se encuentran en concordancia.

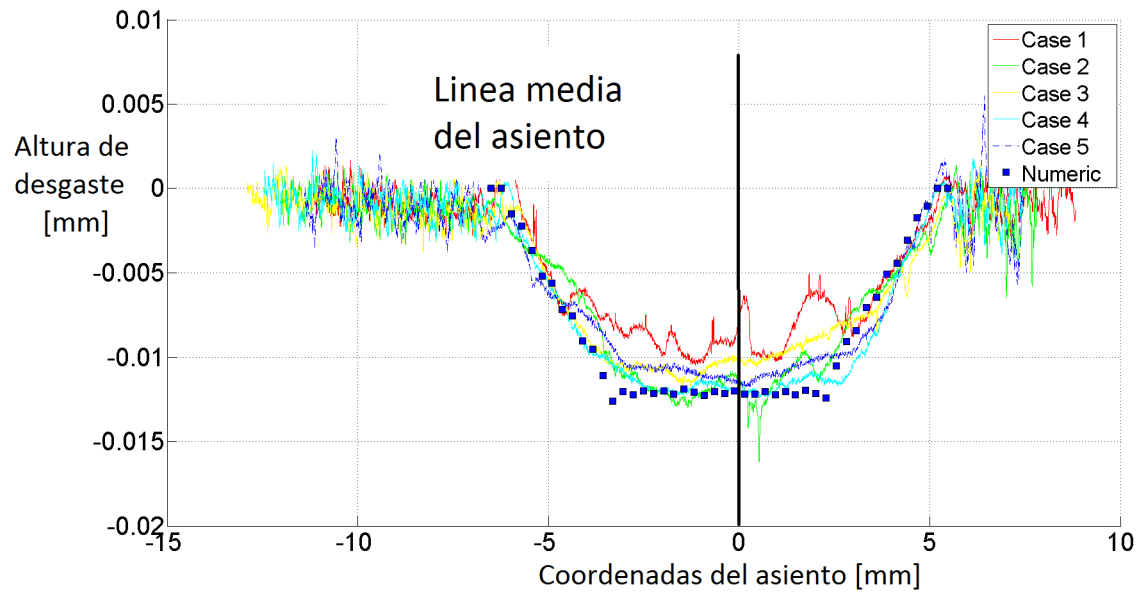


(a) Evolución del desgaste en el asiento.

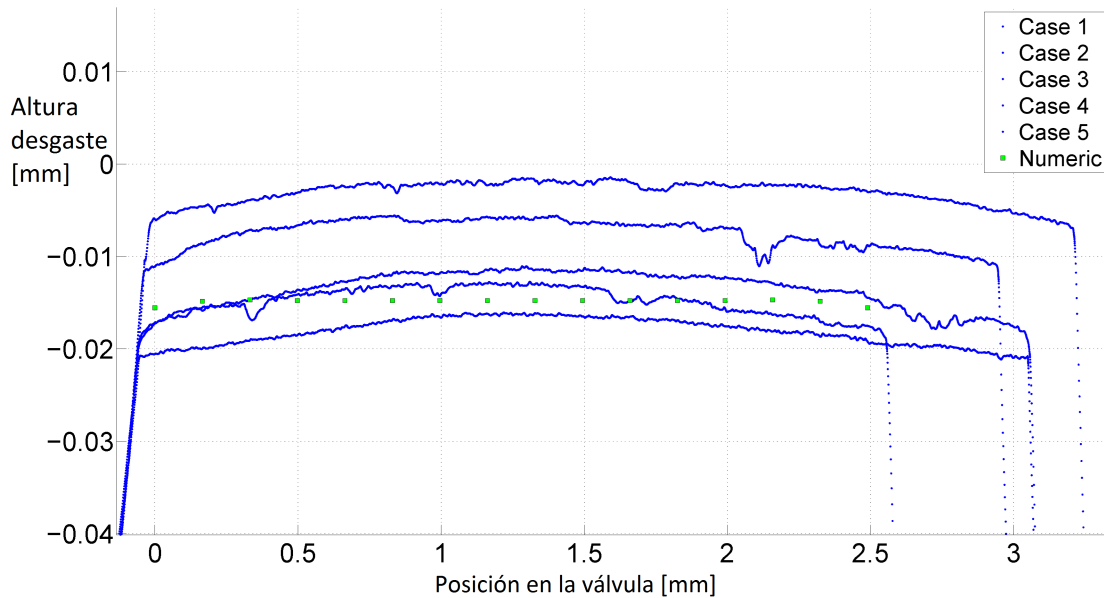


(b) Evolución del desgaste en la válvula.

Figura 19: Evolución del desgaste obtenido mediante el algoritmo propuesto.



(a) Resultados numéricos y experimentales en el asiento.



(b) Resultados numéricos y experimentales en la válvula.

Figura 20: Comparación entre la solución numérica y experimental.

6.4. Predicción de desgaste en una VMCI

En los modernos motores de combustión interna, una válvula está sujeta a un elevado número de ciclos de operación. Un automóvil que desarrolle una velocidad promedio de 70 km/h durante 100.000 km con su motor girando a 3000 rpm, superará los 10^8 ciclos de operación. La experiencia de los fabricantes de válvulas indica que el desgaste final en el asiento de una VMCI es del orden de décimas de milímetro, dependiendo de las condiciones de operación.

Se propone un modelo de elementos finitos para evaluar el desgaste producido por el desplazamiento relativo entre el asiento de válvula y el asiento de la tapa de cilindros, ver Figs 21-a y b. Una presión constante de 7 MPa se aplica en la cabeza de la válvula. Éste valor representa

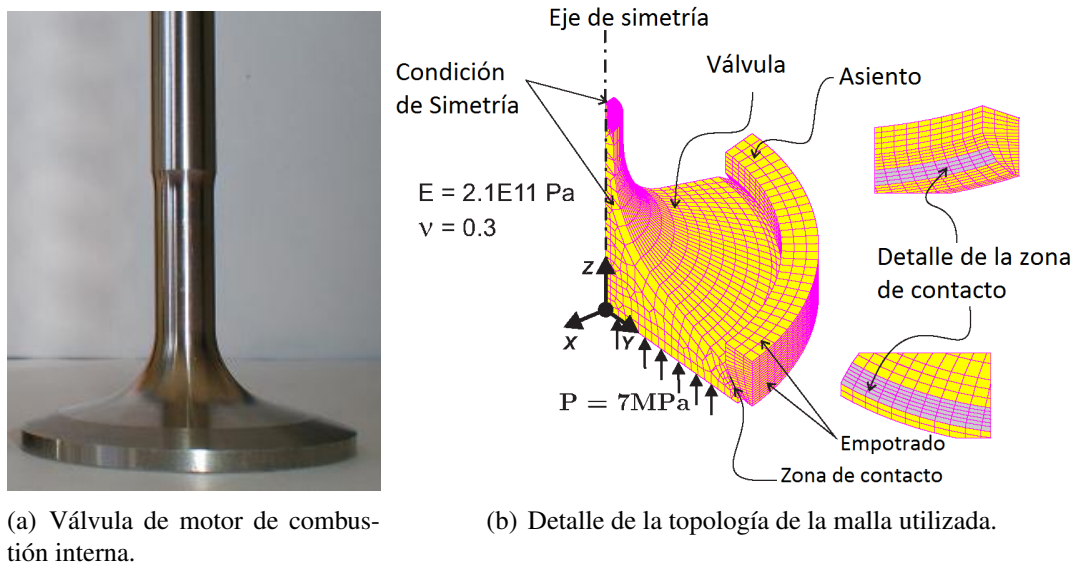


Figura 21: Modelo numérico para la simulación de desgaste de una VMCI.

el pico de presión producido por la combustión. Un comportamiento elástico lineal de los materiales y pequeñas deformaciones han sido asumidas en las simulaciones. la Fig. 21 muestra la geometría y sus condiciones de borde. La malla fue generada con elementos hexaédricos de ocho nodos.

La Fig. 22 muestra la profundidad de desgaste, para un proceso de desgaste de un ciclo, en el asiento de la válvula y en el asiento de la tapa de cilindros, con un detalle de la solución de desgaste en la interface de contacto. En ambos casos, se han obtenido soluciones suaves de los campos de desgaste.

A partir de la Fig. 22, el desgaste máximo obtenido para un ciclo es de:

$$1,12 \times 10^{-12} \cdot 1 \times 10^8 \times 1000 = 0,112 \text{ mm.} \quad (12)$$

Este valor se encuentra en concordancia con lo reportado por los fabricantes de automóviles

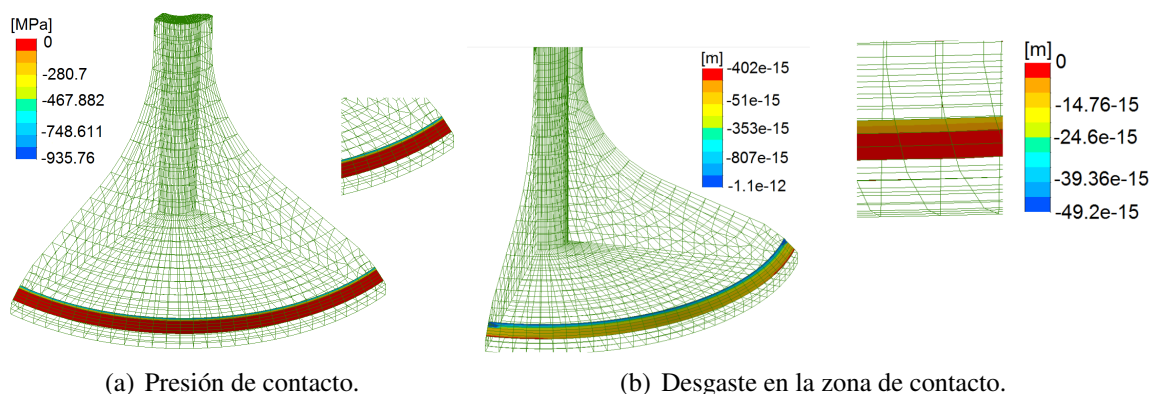


Figura 22: Modelo numérico para la simulación de desgaste de una VMCI.

7. CONCLUSIONES

A lo largo de los últimos diez años se han desarrollado modelos de cálculo que permiten representar los diferentes criterios de análisis que se utilizan durante el diseño de válvulas para motores de combustión interna. Cada uno de estos modelos ha sido validado mediante la comparación de los resultados numéricos con resultados experimentales.

En muchos casos, la obtención de una base de datos suficientemente completa para los coeficientes que describen cada modelo computacional, de modo de poder cubrir todos los casos que se presentan en los diferentes tipos de motores, y los diferentes materiales utilizados, ha requerido un importante esfuerzo experimental y computacional. En esta validación se han utilizado máquinas de ensayo standard, y máquinas desarrolladas específicamente para análisis de válvulas.

En la actualidad, muchos de estos modelos son de aplicación rutinaria en el diseño de nuevos componentes.

Adicionalmente a los resultados técnicos obtenidos, el trabajo desarrollado en forma conjunta por el CIMEC y la empresa constructora de válvula de motores de combustión interna (MAHLE S.A.), a lo largo de una década, constituye un caso particularmente exitoso de vinculación entre el sector industrial y el sector académico.

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.

REFERENCIAS

- P. Alart. Contact avec frottement. *Mémoire d'habilitation a diriger des recherches, Laboratoire de Mécanique et Génie Civil, Université Montpellier II, France*, 1993.
- J.F. Archard. *Contact and rubbing flat surfaces*. J. Appl. Phys, 1953.
- C. Bathias. Piezoelectric fatigue testing machine and devices. *International Journal of Fatigue*, 28(11):1438–1445, 2006.
- C. Bathias y P.C. Paris. *Gigacycle Fatigue in Mechanical Practice*. Marcel Dekker, 2005.
- Cam-Pro-Plus, 2012. <http://www.audietech.com/software-demos/cam-pro-plus.html>.
- A. Cardona, E. Lens, y N. Nigro. Optimal design of cams. *Multibody System Dynamics*, 7:285 – 305, 2002.

- F. Cavalieri. *Diseño a Fatiga Multiaxial en Componentes Mecánicos a Elevada Temperatura*. PhD thesis, Universidad Nacional del Litoral, 2010. <http://bibliotecavirtual.unl.edu.ar:8180/tesis/bitstream/1/200/1/tesis1.pdf>.
- F. Cavalieri, C. Bathias, N. Ranc, A. Cardona, y J. Risso. Ultrasonic fatigue analysis on an austenitic steel at high temperature. In A. Cardona, M. Storti, y C. Zuppa, editors, *Mecánica Computacional*, volume XXVII, pages 1205–1224, 2008.
- F. Cavalieri y A. Cardona. An augmented Lagrangian technique combined with a mortar algorithm for modelling mechanical contacts problems. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, DOI: 10.1002/nme.4391, 2012.
- F. Cavalieri, A. Cardona, y J. Risso. Multiaxial high-cycle fatigue criterion in mechanical components subjected to impact load. In A. Cardona, N. Nigro, V. Sonsogni, y M. Storti, editors, *Mecánica Computacional*, volume XXV, pages 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.
- K. Kato. Classification of wear mechanisms/models in wear. In W. Stachowiak Gwidon, editor, *Materials, Mechanisms and Practice*, Tribology in Practice Series. John Wiley and Sons, Ltd, 2005.
- E. Lopez y N. Nigro. Validation of a 0D/1D computational code for the design of several kind of internal combustion engines. *Latin-American Applied Research*, 40:175–184, 2010.
- F. Lupusella, E. Bueno, P. Mordente, y C. Santos. Experimental validation of rotating fatigue test for valves of internal combustion engine. *SAE International*, (36-0351I), 2010.
- N. Nigro, E. Lopez, y J. Gimenez. Internal combustion engine simulator, 2011. <http://code.google.com/p/icesym/>.
- N. Nigro, M. Storti, y L. Ambroggi. Modelización numérica de un motor de combustión interna monocilíndrico. *Revista Internacional de Métodos Numéricos para cálculo y diseño en Ingeniería*, 15:21–54, 1999.
- M.B. Peterson y W.O. Winner. *Wear control handbook*. ASME, 1980.
- SAMCEF. Mecano V14.1-1 user manual. LMS-International., 2012. <http://www.lmsintl.com>.
- Y. Wang. *Introduction to engine valvetrains*. SAE International, 2007.
- F. Zenklusen, S. Rodrigues da Silva, J. Lins, F. Cavalieri, C. Luengo, y A. Cardona. Wear prediction in internal combustion engine valve materials. In *21 SAE Brazil International Congress and Exhibition of Mobility Technology*, volume In Press., São Paulo, Brasil, 2012.
- O.C. Zienkiewicz y R.L. Taylor. *The Finite Element Method*, volume 2. Butterworth-Heinemann, Oxford, 5 edition, 2000.