



SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DEL FLUJO DE FLUIDO EN LAS CÁMARAS DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ROTATIVO DE AVANZADA

EZEQUIEL J. LÓPEZ¹, NORBERTO M. NIGRO², JORGE A. TOTH¹

¹Universidad Nacional del Comahue
Dpto. de Mecánica Aplicada, Facultad de Ingeniería
Buenos Aires 1400 – 8300 Neuquén – Argentina

²Centro Internacional de Métodos Computacionales en Ingeniería (CIMEC)
INTEC-CONICET, Universidad Nacional del Litoral
Güemes 3450 – 3000 Santa Fe – Argentina

(Recibido 25 de mayo de 2011, para publicación 22 de junio de 2011)

Resumen – En este artículo se presentan los resultados obtenidos de la simulación computacional del flujo de fluidos dentro de las cámaras de un novedoso motor de combustión interna rotativo denominado MRCVC (Motor Rotativo de Combustión a Volumen Constante). El MRCVC se encuentra actualmente en la etapa de diseño y el interés detrás del desarrollo del mismo radica en sus ventajas teóricas, tanto termodinámicas como mecánicas, respecto de otros motores rotativos (ej. el motor Wankel) y también del clásico de pistones recíprocos. Entre las ventajas más importantes se encuentra el hecho de que la combustión podría completarse a volumen constante (condición de máxima obtenibilidad) lo cual, dado que la relación superficie/volumen de la cámara es similar a la del motor tradicional, promete un incremento neto en el rendimiento térmico. Tanto el diseño de los puertos de admisión y escape, aún indefinido, como el movimiento de la carga en la cámara de combustión juegan un papel preponderante en la obtención del esperado incremento en rendimiento de la máquina. En este aspecto, la simulación computacional del movimiento del fluido dentro de las cámaras del MRCVC aporta invaluable información aplicable al diseño y a la estimación de las características del motor. Las ecuaciones que gobiernan el problema son las ecuaciones de Navier-Stokes para flujo compresible las cuales, a fin de tener en cuenta la deformación continua del dominio de flujo, son escritas utilizando una estrategia tipo ALE (*Arbitrary Lagrangian Eulerian*). Dado la geometría cilíndrica del MRCVC y como una primera aproximación al problema, se consideró el flujo bidimensional en el plano medio de la cámara y con condiciones constantes en los puertos de admisión y escape.

Palabras clave – Motores de combustión interna, dinámica de fluidos computacional, MRCVC.

1. INTRODUCCIÓN

El MRCVC (Motor Rotativo de Combustión a Volumen Constante) fue inventado y patentado por Jorge Toth [10] y su desarrollo se lleva a cabo actualmente en el Departamento de Mecánica Aplicada de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional del Comahue (Neuquén, Argentina).

Con el objetivo de ensayar la cinemática del mecanismo diseñado y como aplicación particular de esta máquina, fue fabricado un prototipo de un compresor volumétrico no valvulado con la geometría de un MRCVC [9].

La principal característica que presenta el MRCVC es que la combustión podría realizarse a volumen efectivamente constante, dado que, cuando la cámara alcanza su volumen mínimo y durante un intervalo angular finito, se modifica la forma de ésta pero no su volumen. Además, la cámara de combustión tiene una relación superficie/volumen similar a la que presentan los motores alternativos [9]. Por lo tanto, puede esperarse un incremento neto del rendimiento termodinámico de este motor cuando se lo compare tanto con otros motores rotativos (como, por ejemplo, el motor Wankel) como con el clásico motor de pistones recíprocos. El MRCVC posee balances estático y dinámico perfectos de sus partes móviles, lo

cual permitiría disminuir vibraciones y aumentar la regularidad de marcha. Además, el contacto de los sellos de estanqueidad con las paredes es armónico, lo cual permitiría reducir desgaste y ruido.

Los motores rotativos presentan varias ventajas respecto de los alternativos, pero su diseño comprende aspectos críticos que deben ser analizados cuidadosamente, como por ejemplo, la refrigeración y lubricación, los materiales, etc. En este sentido, el empleo de herramientas de simulación permite en la actualidad optimizar diseños y disminuir los costos de construcción y ensayo de prototipos. Estas herramientas incluyen desde modelos simplificados 0D/1D hasta elaborados modelos tridimensionales [6]. La aplicación de un modelo particular dependerá del aspecto que se desee estudiar y de un compromiso entre costo computacional y nivel de detalle necesario.

Una herramienta que aparece cada vez más competitiva, tanto por el incremento en la capacidad de cómputo como por el desarrollo de modelos y técnicas más sofisticadas, es la dinámica de fluidos computacional (CFD, por *Computational Fluid Dynamics*). Dentro de las herramientas CFD para la simulación del flujo de fluidos en motores de combustión interna puede mencionarse que, a nivel de modelo, las ecuaciones de Navier-Stokes para flujo compresible viscoso son las que gobiernan el problema. Debido a que el flujo dentro de las cámaras de un motor de combustión interna es inherentemente transiente, estas ecuaciones de gobierno deben modificarse a fin de considerar la deformación del dominio de flujo. Una forma de dar cuenta de esta deformación es aplicar una estrategia tipo ALE (*Arbitrary Lagrangian Eulerian*), la cual permite vincular la configuración del sistema en estudio en cualquier instante con una configuración de referencia. A nivel discreto, la utilización de este tipo de estrategia impone la necesidad de resolver un problema adicional que corresponde a la dinámica de la malla (CMD, por *Computational Mesh Dynamics*).

En este trabajo se presentan los resultados de una simulación computacional del flujo de fluidos dentro de las cámaras de un MRCVC en la condición de motor arrastrado (sin combustión).

Dado que la geometría del MRCVC es cilíndrica, se empleó una aproximación bidimensional del dominio a fin de simplificar el problema reteniendo los aspectos más relevantes de funcionamiento de la máquina. Debido a los cambios topológicos del dominio, la redefinición de sus superficies frontera y la elevada deformación del mismo, el MRCVC presenta un gran desafío para las técnicas CMD, tornándose en un caso que escapa a las aplicaciones estándares. En este trabajo se utiliza una técnica CMD basada en la minimización global de la distorsión de los elementos de la malla en conjunto con instancias de remallado, necesarias debido a los cambios topológicos del dominio o a una elevada deformación de la grilla.

El presente artículo está organizado del siguiente modo. En primer lugar se describen brevemente la geometría y operación del MRCVC. Luego se presentan los modelos utilizados y los métodos numéricos empleados para su resolución. A continuación se incluyen algunos de los resultados obtenidos y, finalmente, se comentan las conclusiones a las cuales se arribaron.

2. GEOMETRÍA Y OPERACIÓN DEL MRCVC

El MRCVC se compone básicamente de un rotor y de dos o más paletas alojados dentro de un estator cilíndrico. En la Fig. 1 se presenta un esquema de un MRCVC de cuatro paletas. La región central del estator y las paletas poseen forma oval, con sellos de estanqueidad en sus ápices a fin de evitar fugas del gas operante. El rotor es un anillo con vanos cilíndricos que permiten el giro relativo de las paletas. Cada paleta debe mantener su línea central de simetría paralela a las de las demás paletas mientras sus centros rotan alrededor del eje motor. De este modo, las paletas poseen un movimiento de traslación puro. Esta restricción cinemática se materializa mediante una llanta que vincula las paletas y el eje del motor. Para mayor detalle de la geometría del MRCVC y de su generación, véase el trabajo de Toth y colaboradores [9].

Considerando sellos de estanqueidad de radio nulo, la geometría del MRCVC queda totalmente definida especificando el número de paletas n , el radio de la trayectoria de los centros de las paletas R , la mitad de la longitud de la línea central de las paletas r y la altura de la cámara h . La Fig. 2 presenta un esquema de una vista en planta de la geometría básica del MRCVC, en la cual se indican las principales dimensiones geométricas. Esta geometría básica fue utilizada en el presente trabajo para modelar el

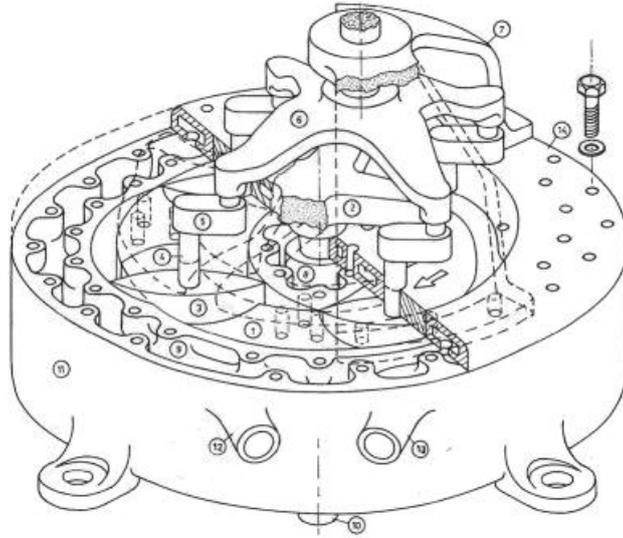


Fig. 1. Perspectiva de un MRCVC de cuatro paletas.

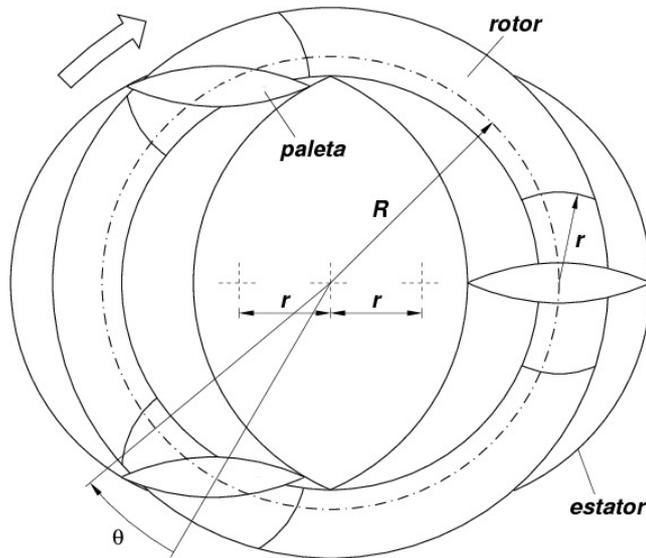


Fig. 2. Geometría básica de un MRCVC de tres paletas.

dominio de flujo. Si bien un motor con esta geometría simplificada es tecnológicamente inviable, la simplificación propuesta facilita el análisis reteniendo las principales características del dominio de flujo.

El ángulo de rotación del eje motor θ es medido en sentido horario respecto de la posición de la paleta que se ubica cerrando la cámara por detrás cuando ésta tiene su máximo volumen al inicio de la etapa de compresión, como se indica en la Fig. 2. Debido a la simetría de la geometría del MRCVC, para evaluar la evolución del volumen de la cámara y el área de sus paredes, es suficiente analizar el intervalo angular

$$0 \leq \theta \leq \frac{n+2}{2n} \pi \quad (1)$$

el cual corresponde a una variación del volumen de la cámara entre sus valores máximo y mínimo. La geometría de la cámara de la parte restante del ciclo se obtiene por reflexiones respecto de los ejes de simetría horizontal y vertical. Considerando como una “carrera” a la evolución del volumen de la cámara entre sus valores extremos, entonces la duración del ciclo es

$$\Delta\theta = 2\pi \left(1 + \frac{2}{n}\right) \quad (2)$$

a fin de completar el ciclo de cuatro tiempos. Obsérvese que la duración del ciclo depende del número de paletas, lo cual contrasta con los motores clásicos con ciclos operativos de dos (2π) y cuatro (4π) tiempos de duración constante independientemente del número de cámaras activas.

Finalmente puede mencionarse que hay $n+2$ cámaras operativas a lo largo del ciclo, las cuales producen una “carrera” de potencia por ciclo. Luego, se tienen n pulsos de potencia por cada revolución del eje de la máquina.

3. ECUACIONES DE GOBIERNO

Sean $\Omega \subset \mathfrak{R}^{n_d}$ el dominio espacial y $(0, t_f)$ el dominio temporal, donde n_d es el número de dimensiones espaciales, y sea Γ la frontera de Ω . Las coordenadas espaciales y temporal se denotan respectivamente por \mathbf{x} y t . Es bien sabido que existen dos descripciones comúnmente utilizadas para la formulación de las ecuaciones que gobiernan el flujo de un fluido: una de ellas es el llamado enfoque Lagrangiano, donde el observador se mueve con la velocidad del fluido; y la otra opción es el enfoque Euleriano, en el cual el observador permanece fijo. La descripción ALE (*Arbitrary Lagrangian Eulerian*) es una generalización de estos dos enfoques, donde se consideran dos descripciones del sistema: una configuración instantánea $\Omega_t(\mathbf{x})$ y una configuración de referencia $\Omega_\theta(\boldsymbol{\xi})$. Luego se define un mapeo entre ambas configuraciones definido como $\mathbf{x}=\mathbf{x}(\boldsymbol{\xi},t)$. La estrategia ALE aplicada en este trabajo para la resolución de problemas con dominios deformables es la propuesta por Donea y colaboradores [1]. En forma conservativa, las ecuaciones de Navier-Stokes que gobiernan el flujo de un fluido compresible viscoso aplicando la formulación ALE se escriben como

$$\begin{aligned} \frac{1}{J} \frac{\partial(J\rho)}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho(\mathbf{u}-\mathbf{w})] &= 0 & \text{sobre } \Omega_t \times (0, t_f) \\ \frac{1}{J} \frac{\partial(J\rho\mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho\mathbf{u}(\mathbf{u}-\mathbf{w})] + \nabla p - \nabla \cdot \mathbf{T} &= \mathbf{0} & \text{sobre } \Omega_t \times (0, t_f) \\ \frac{1}{J} \frac{\partial(J\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho E(\mathbf{u}-\mathbf{w})] + \nabla \cdot (p\mathbf{u}) - \nabla \cdot (\mathbf{T}\mathbf{u}) + \nabla \cdot \mathbf{q} &= 0 & \text{sobre } \Omega_t \times (0, t_f) \end{aligned} \quad (3)$$

donde ρ , \mathbf{u} , p , \mathbf{T} , E y \mathbf{q} representan, respectivamente, la densidad, la velocidad, la presión, el tensor de tensiones viscoso, la energía específica total y el vector flujo de calor. Además, $\mathbf{w} = \left. \frac{d\mathbf{x}}{dt} \right|_{\boldsymbol{\xi}}$ es la velocidad

(arbitraria) con la que se mueve el sistema de referencia y $J = \det\left(\frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \boldsymbol{\xi}}\right)$. Se asume que el fluido es

newtoniano y que su ecuación de estado corresponde a la de un gas perfecto con constante particular R_{gas} . El tensor de tensiones viscoso está entonces dado por

$$\mathbf{T} = \mu \left[(\nabla \mathbf{u}) + (\nabla \mathbf{u})^T - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{u}) \mathbf{I} \right] \quad (4)$$

siendo μ la viscosidad del fluido y \mathbf{I} el tensor unitario de segundo orden. El vector flujo de calor se define mediante la ley de Fourier como

$$\mathbf{q} = -\kappa \nabla T \quad (5)$$

donde κ representa la conductividad térmica del fluido y T su temperatura.

En forma compacta, las ecuaciones (3) pueden expresarse del siguiente modo

$$\frac{1}{J} \frac{\partial(J\mathbf{U})}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{F}_i^a}{\partial x_i} - \frac{\partial(w_i \mathbf{U})}{\partial x_i} - \frac{\partial \mathbf{F}_i^d}{\partial x_i} = \mathbf{0} \quad \text{sobre } \Omega_t \times (0, t_f) \quad (6)$$

donde $\mathbf{U} = [\rho, \rho\mathbf{u}, \rho E]^T$ es el vector de variables conservativas, \mathbf{F}^a y \mathbf{F}^d son los flujos advectivo y difusivo

respectivamente, definidos para el caso tridimensional como

$$\mathbf{F}_i^a = \begin{bmatrix} \rho u_i \\ \rho u_1 u_i + \delta_{i1} p \\ \rho u_2 u_i + \delta_{i2} p \\ \rho u_3 u_i + \delta_{i3} p \\ (\rho E + p) u_i \end{bmatrix}, \quad \mathbf{F}_i^d = \begin{bmatrix} 0 \\ T_{i1} \\ T_{i2} \\ T_{i3} \\ T_{ik} u_k - q_i \end{bmatrix} \quad (7)$$

siendo δ_{i1} la delta de Kronecker.

En forma cuasi-lineal, la ecuación (6) se escribe como

$$\frac{1}{j} \frac{\partial(j\mathbf{U})}{\partial t} + (\mathbf{A}_i - w_i \mathbf{I}) \frac{\partial \mathbf{U}}{\partial x_i} - \frac{\partial w_i}{\partial x_i} \mathbf{U} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mathbf{K}_{ij} \frac{\partial \mathbf{U}}{\partial x_j} \right) = \mathbf{0} \quad \text{sobre } \Omega_t \times (0, t_f) \quad (8)$$

En la ecuación anterior, $\mathbf{A}_i = \frac{\partial \mathbf{F}_i^a}{\partial \mathbf{U}}$ representa los jacobianos advectivos y $\mathbf{K}_{ij} \frac{\partial \mathbf{U}}{\partial x_j} = \mathbf{F}_i^d$ los jacobianos difusivos.

3.1. Modelado de la turbulencia

Como es bien sabido, el flujo dentro de un motor de combustión interna es turbulento y comprende varias escalas espaciales y temporales. Sin entrar en demasiados detalles, se mencionará que en este trabajo se aplicará el modelo de turbulencia LES (*Large Eddy Simulation*) empleando el método de Smagorinsky más simple, el cual asume constante el coeficiente de Smagorinsky [7,11], para modelar las tensiones turbulentas que surgen del filtrado de las ecuaciones. En el modelo de Smagorinsky, la viscosidad dinámica turbulenta se define como

$$\mu_t = \rho (C_s h_e)^2 \Delta \sqrt{2\epsilon(\mathbf{u}) : \epsilon(\mathbf{u})} \quad (9)$$

donde $C_s = 0.1 - 0.2$ es la constante de Smagorinsky, Δ es una función de amortiguamiento para reducir la cantidad de viscosidad turbulenta en la vecindad de objetos sólidos inmersos en el fluido, h_e es el tamaño de la grilla (un parámetro que divide los vórtices que son resueltos de los que son modelados) y $\epsilon(\mathbf{u}) = \frac{1}{2} [(\nabla \mathbf{u}) + (\nabla \mathbf{u})^T]$ es el tensor de deformación.

3.2. Condiciones de contorno

Para completar el sistema de ecuaciones diferenciales que gobiernan el problema en estudio, es necesario proveer las condiciones de contorno apropiadas a fin de garantizar la buena postura del problema. En motores de combustión interna se tienen básicamente dos tipos de frontera del dominio de flujo: paredes sólidas y fronteras de entrada/salida de fluido. Para el presente estudio, sobre las paredes sólidas se impone la condición de no deslizamiento para la velocidad y la temperatura o el flujo de calor normal sobre la pared.

Las condiciones en entradas/salidas se aplican empleando el enfoque propuesto por Storti y colaboradores [8]. Considerando un punto sobre la frontera de entrada/salida es posible realizar un análisis simplificado unidimensional en la dirección localmente normal a la superficie frontera. Las matrices de proyección sobre los modos característicos a derecha e izquierda se definen como

$$\mathbf{\Pi}_n^\pm = \mathbf{S}_n \mathbf{\Pi}_{v_n}^\pm \mathbf{S}_n^{-1} \quad (10)$$

donde \mathbf{S}_n es la matriz de autovectores que diagonaliza el jacobiano advectivo proyectado en la dirección normal, siendo $\mathbf{\Lambda}_n = \text{diag}[(\lambda_n)_j]$ sus respectivos autovalores, y

$$\begin{aligned} (\mathbf{\Pi}_{v_n}^-)_{jk} &= \begin{cases} 1 & \text{si } j = k \text{ y } (\lambda_n)_j < 0 \\ 0 & \text{en otro caso} \end{cases} \\ \mathbf{\Pi}_{v_n}^- + \mathbf{\Pi}_{v_n}^+ &= \mathbf{I} \end{aligned} \quad (11)$$

Luego, la condición de contorno se aplica como una restricción al sistema de ecuaciones, del siguiente modo

$$\mathbf{\Pi}_n(\widehat{\mathbf{U}})(\mathbf{U} - \widehat{\mathbf{U}}) = \mathbf{0} \quad (12)$$

donde $\widehat{\mathbf{U}}$ se adopta como un estado de referencia reinante en el exterior del dominio.

4. IMPLEMENTACIÓN NUMÉRICA

4.1. Discretización espacial y temporal

La discretización espacial del sistema de ecuaciones (8) fue realizada aplicando el Método de Elementos Finitos (MEF) estabilizados mediante la estrategia SUPG (*Streamline Upwind/Petrov-Galerkin*). Considérese la discretización del dominio Ω en n_{el} subdominios o elementos Ω^e , $e = 1, 2, \dots, n_{el}$. Basado en esta discretización pueden definirse los espacios funcionales de elementos finitos para las funciones de interpolación y las de peso δ^k y V^h , respectivamente (véase la ecuación (14)).

Para simplificar la notación, se asume por el momento que el dominio no se deforma. Entonces, la formulación por elementos finitos se escribe como: Hallar $\mathbf{U}^h \in \delta^k$ tal que $\forall \mathbf{W}^h \in V^h$,

$$\int_{\Omega} \mathbf{W}^h \cdot \left(\frac{\partial \mathbf{U}^h}{\partial t} + \mathbf{A}_i^h \frac{\partial \mathbf{U}^h}{\partial x_i} \right) d\Omega + \int_{\Omega} \frac{\partial \mathbf{W}^h}{\partial x_i} \cdot \mathbf{K}_{ij}^h \frac{\partial \mathbf{U}^h}{\partial x_j} d\Omega + \sum_{e=1}^{n_{el}} \int_{\Omega^e} \boldsymbol{\tau}(\mathbf{A}_k^h)^T \frac{\partial \mathbf{W}^h}{\partial x_k} \cdot \left[\frac{\partial \mathbf{U}^h}{\partial t} + \mathbf{A}_i^h \frac{\partial \mathbf{U}^h}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mathbf{K}_{ij}^h \frac{\partial \mathbf{U}^h}{\partial x_j} \right) \right] d\Omega^e = \int_{\Gamma^h} \mathbf{W}^h \cdot \mathbf{f} d\Gamma \quad (13)$$

donde

$$\begin{aligned} \mathcal{S}^h &= \{ \mathbf{U}^h \mid \mathbf{U}^h \in [\mathbf{H}^{1h}(\Omega)]^{n_{dof}}, \mathbf{U}^h|_{\Omega^e} \in [P^1(\Omega^e)]^{n_{dof}}, \mathbf{U}^h = \mathbf{g} \text{ sobre } \Gamma^g \} \\ \mathcal{V}^h &= \{ \mathbf{W}^h \mid \mathbf{W}^h \in [\mathbf{H}^{1h}(\Omega)]^{n_{dof}}, \mathbf{W}^h|_{\Omega^e} \in [P^1(\Omega^e)]^{n_{dof}}, \mathbf{W}^h = \mathbf{0} \text{ sobre } \Gamma^g \} \end{aligned} \quad (14)$$

siendo $\mathbf{H}^{1h}(\Omega)$ el espacio funcional de Sobolev de dimensión finita sobre Ω , \mathbf{f} y \mathbf{g} los vectores de condiciones de contorno naturales y de Dirichlet, respectivamente.

Γ^g y Γ^h representan respectivamente las porciones de la frontera con condiciones Dirichlet y Neumann.

La suma de las integrales a nivel del elemento en la ecuación (13) se agrega a la formulación variacional a fin de estabilizarla. En el régimen de advección dominante, estos términos previenen las oscilaciones espúreas nodo-a-nodo de las variables de flujo, y en la cual $\boldsymbol{\tau}$ se conoce como tensor de tiempos intrínsecos. Dado que el flujo dentro de un motor de combustión interna puede presentar números de Mach muy bajos, especialmente en la fase de ciclo cerrado, la formulación variacional aplicada en el presente trabajo utiliza una redefinición del tensor $\boldsymbol{\tau}$ que permite eludir los problemas numéricos de estabilidad y precisión que pueden surgir con la formulaciones compresibles en el límite de bajo Mach. El desarrollo de esta redefinición del tensor de tiempos intrínsecos puede encontrarse en los trabajos de López y colaboradores [4,5].

La discretización de las derivadas respecto al tiempo se realiza utilizando el esquema en diferencias traapezoidal, expresado como

$$\frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} \approx \frac{\mathbf{U}^{n+1} - \mathbf{U}^n}{\alpha \Delta t}$$

donde α es el parámetro de implicitud, Δt es el paso de tiempo, y los índices n y $n+1$ indican los niveles de tiempo t y $t+\Delta t$, respectivamente. Además, se emplea un esquema implícito, de manera tal que todas las variables en la ecuación (13) se evalúan en el nivel de tiempo $n+\alpha$, es decir, con el vector de estado

$$\mathbf{U}^\alpha = \alpha \mathbf{U}^{n+1} + (1 - \alpha) \mathbf{U}^n$$

4.2. Cinemática de la malla

Como fuera mencionado en la introducción, al tratar con problemas donde el dominio puede deformarse y aplicar la estrategia ALE para dar cuenta de esta deformación en las ecuaciones de gobierno, surge necesario definir la forma en que se relocalizan los nodos de la malla a medida que se mueven las fronteras del dominio. En este artículo se utilizó una técnica para definir la cinemática de la malla que se basa en resolver un problema de minimización donde el funcional mide la distorsión de la malla. De este modo, se obtiene una malla óptima (en el sentido que propone el funcional) para cada posición de la frontera. La distorsión de la malla se mide por el ensamble, extendido a todos los elementos, de la distorsión de cada uno individualmente. Esta distorsión elemental se define como la inversa de un indicador de calidad apropiado, empleándose en este trabajo un indicador de calidad geométrico. La expresión para el funcional es la siguiente (López y colaboradores [2,3]):

$$F(\mathbf{x}) = \sum_{e=1}^{n_{el}} F^e(\mathbf{x}) = \sum_{e=1}^{n_{el}} \left[C_v \left(\frac{V^e(\mathbf{x})}{V_{ref}^e} - 1 \right)^{2m} + \frac{C_q}{(q^e(\mathbf{x}))^n} \right]$$

donde $V^e(\mathbf{x})$ es el volumen del elemento, V_{ref}^e es un volumen de referencia, $q^e(\mathbf{x})$ es un indicador de calidad del elemento, C_v y C_q son coeficientes que permiten pesar los términos de volumen y calidad dentro del funcional, respectivamente. $m, n \in \mathbf{N}$ permiten elegir entre distintas normas.

En particular para el presente estudio se utiliza $C_v = 0$, $C_q = 1$, $n = 1$, y una expresión del indicador de calidad del elemento dada por

$$q^e = C \frac{V^e}{\sum_j l_j^{n_d}}$$

En la expresión, válida para elementos símplices, l_j es la longitud del j -ésimo lado del elemento y C una constante de normalización tal que $0 < q^e \leq 1$.

4.3. Condiciones de borde dinámicas utilizando multiplicadores de Lagrange

Las condiciones de borde aplicadas en las entradas/salidas del dominio se imponen mediante multiplicadores de Lagrange, siguiendo la propuesta de Storti y colaboradores [8]. Sea i un nodo ubicado sobre una frontera de entrada/salida de fluido. Entonces, las ecuaciones para este nodo son modificadas de la siguiente forma

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\Pi}_n^-(\hat{\mathbf{U}})(\mathbf{U}_i - \hat{\mathbf{U}}) + \boldsymbol{\Pi}_n^+(\hat{\mathbf{U}})\mathbf{U}_{lm} &= \mathbf{0} \\ \mathbf{R}_i + \boldsymbol{\Pi}_n^-(\hat{\mathbf{U}})\mathbf{U}_{lm} &= \mathbf{0} \end{aligned} \quad (15)$$

donde \mathbf{U}_{lm} es el vector de multiplicadores de Lagrange y \mathbf{R}_i es el residuo MEF para el nodo i .

El MRCVC utiliza puertos para los procesos de admisión y escape. Estos puertos se hallan practicados en paredes fijas que conforman la frontera de la cámara teniendo, por lo tanto, un movimiento relativo con respecto al dominio de flujo deformable. Un puerto puede modelarse como un ‘‘agujero’’ en movimiento relativo con respecto a la frontera del dominio. Este ‘‘agujero’’ cambia su área de pasaje a medida que el dominio se deforma, de una posición abierta a otra cerrada, y viceversa. Debido al movimiento de los nodos, producido por la deformación del dominio, los nodos ubicados sobre una frontera con un puerto pueden cambiar su posición entre éste y la pared. Por lo tanto, la condición de borde aplicada sobre cada uno de estos nodos debe cambiar apropiadamente a fin de considerar su posición en la frontera. La estrategia utilizada consiste en cambiar de una condición de contorno absorbente cuando el nodo se halla sobre un puerto a una condición de pared en el caso de que el nodo se desplace sobre una pared sólida. La condición de pared se aplica mediante restricciones empleando multiplicadores de Lagrange con el objetivo de mantener constante el número de grados de libertad. Por

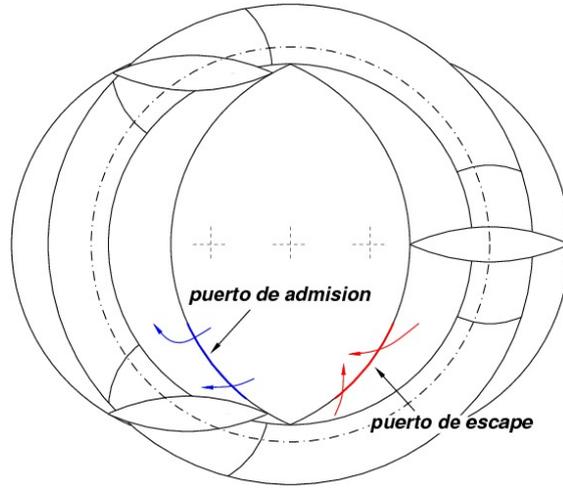
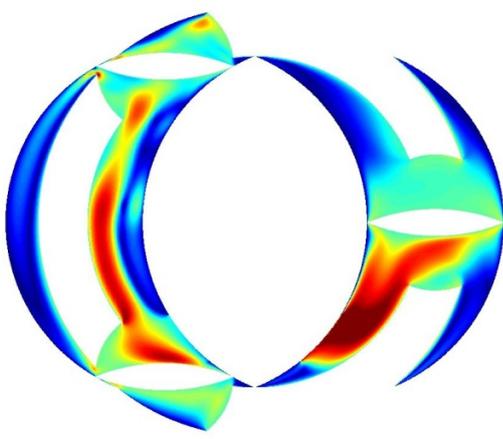
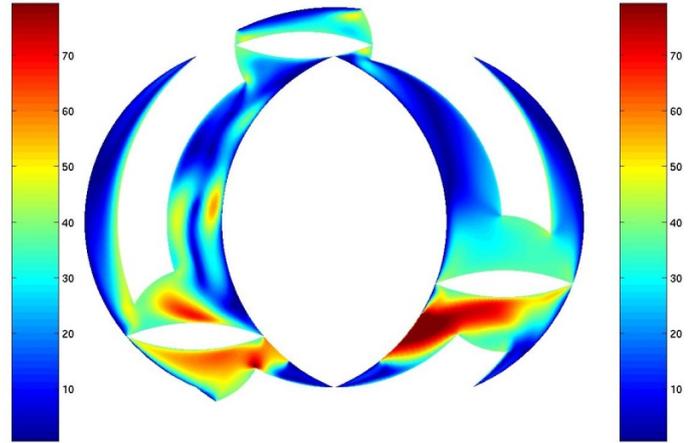


Fig. 3. Geometría de los puertos de admisión y escape para el modelo 2D.

Fig. 4. Módulo de la velocidad ([m/s]) para $\theta = 0^\circ$.Fig. 5. Módulo de la velocidad ([m/s]) para $\theta = 20^\circ$.

ejemplo, en un problema tridimensional aplicando una condición de no deslizamiento sobre una pared sólida inmóvil, el sistema de ecuaciones a resolver para un nodo i sobre esta frontera se escribe como

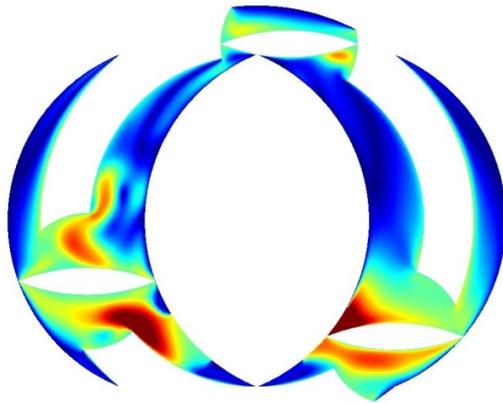
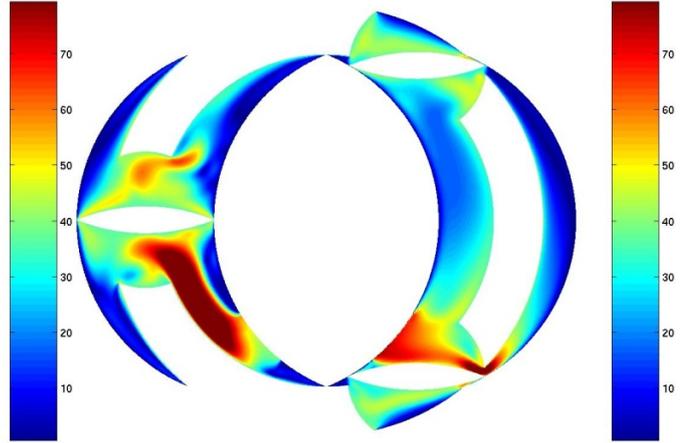
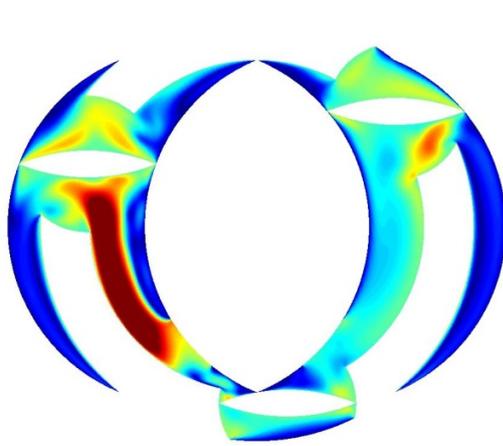
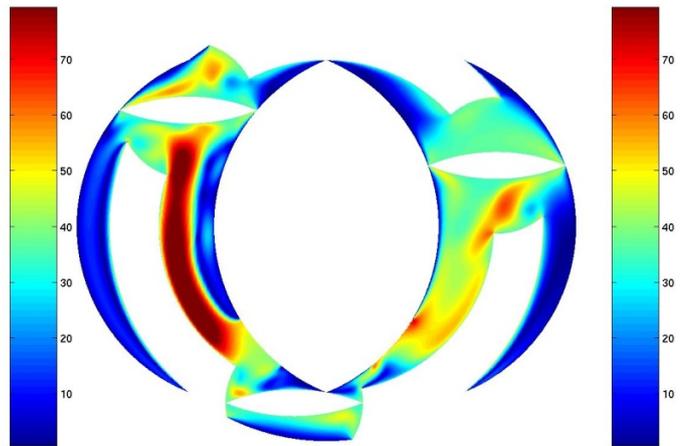
$$\begin{aligned} \mathbf{M}\mathbf{U}_i + (\mathbf{I} - \mathbf{M})\mathbf{U}_{lm} &= \mathbf{0} \\ \mathbf{R}_i + \mathbf{M}\mathbf{U}_{lm} &= \mathbf{0} \end{aligned} \quad (16)$$

donde $\mathbf{M} = \text{diag}[0, 1, 1, 1, 0]$.

5. RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

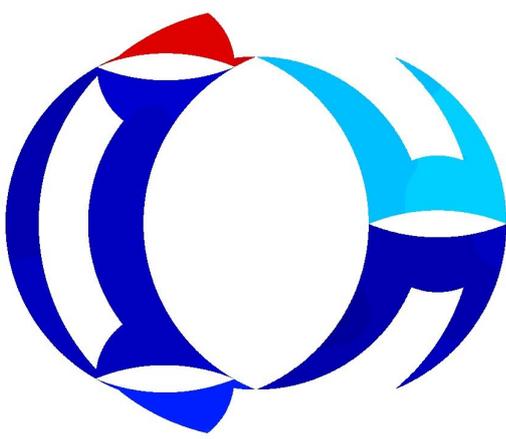
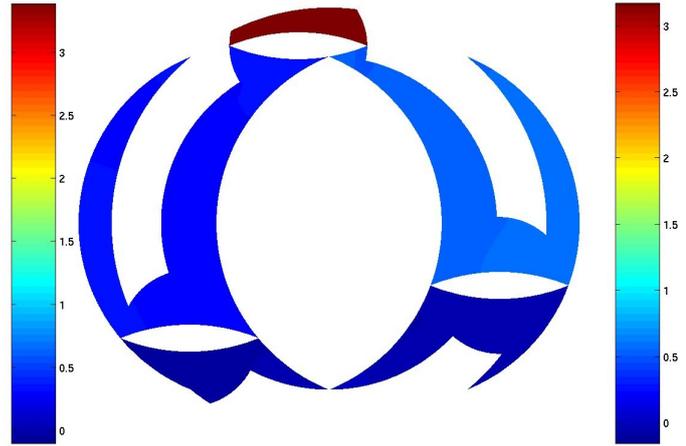
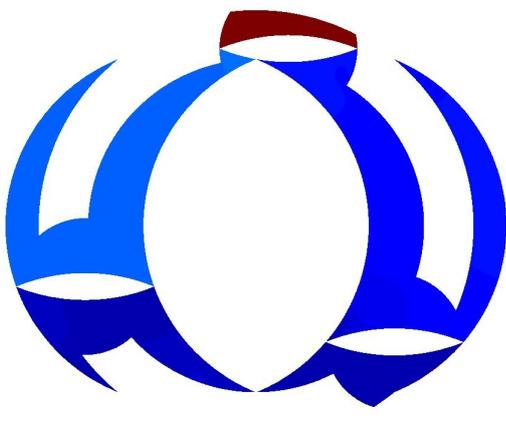
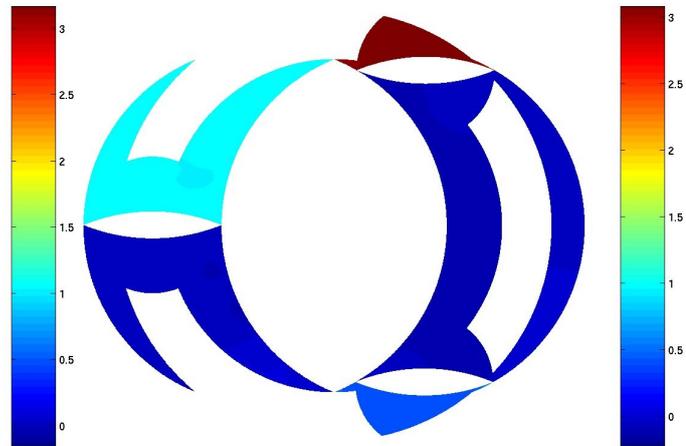
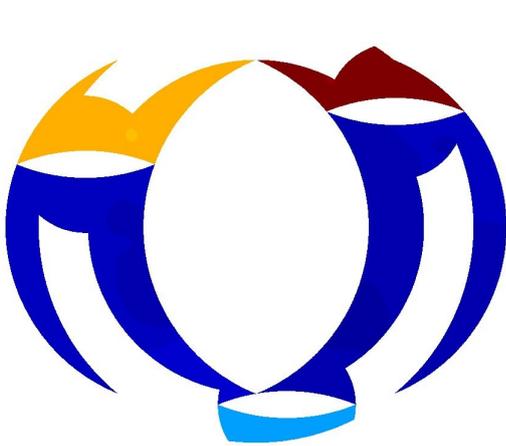
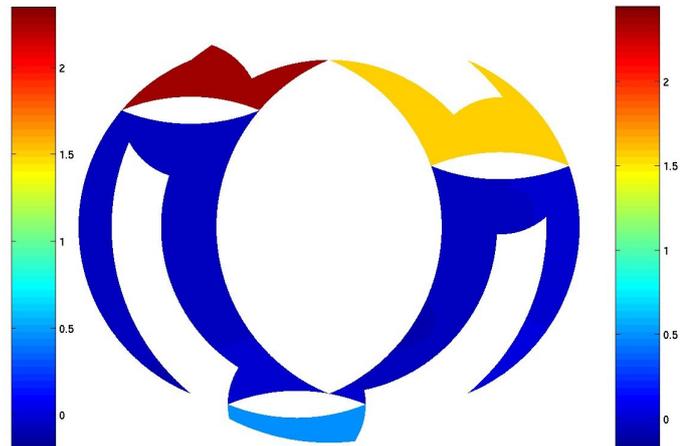
Los resultados que se presentan en esta sección fueron obtenidos considerando el dominio bidimensional que surge de la intersección entre la cámara tridimensional del MRCVC y un plano perpendicular al eje de salida. Esta simulación puede asumirse como una aproximación al flujo que se tendría en el plano medio de las cámaras. Dado que el diseño y ubicación de los puertos de admisión y escape es aún un aspecto de investigación, se adoptó una posible configuración de los mismos según se esquematiza en la Fig. 3. Se asume además que el motor es arrastrado, es decir, no se produce la combustión dentro sus cámaras. El motor simulado tiene $n = 3$ paletas, con $R = 116.1$ mm y $r = 44.1$ mm. El volumen máximo de cada cámara es de 500 cm^3 y la relación geométrica de compresión es de 9:1.

El dominio de flujo fue discretizado utilizando 8 mallas por "carrera", es decir, entre posiciones de la cámara correspondientes a los volúmenes extremos. El tamaño de elemento utilizado en todas las mallas fue de aproximadamente 0.5 mm en el interior y de 0.2 mm sobre las fronteras.


 Fig. 6. Módulo de la velocidad ([m/s]) para $\theta = 40^\circ$.

 Fig. 7. Módulo de la velocidad ([m/s]) para $\theta = 60^\circ$.

 Fig. 8. Módulo de la velocidad ([m/s]) para $\theta = 80^\circ$.

 Fig. 9. Módulo de la velocidad ([m/s]) para $\theta = 100^\circ$.

Respecto al problema del flujo, se impuso sobre las paredes sólidas la condición de no deslizamiento para la velocidad y se asumió que las mismas están térmicamente aisladas. Los puertos de admisión y escape fueron modelados empleando la combinación de condiciones absorbentes y de pared presentada en la sección 4.3. Los estados de referencia para las condiciones absorbentes (estados en los puertos de admisión y escape) se asumieron constantes en el tiempo. Para el puerto de admisión este estado de referencia es $\mathbf{U}_{\text{ref}}^a = [1.3937 \text{ kg/m}^3, \mathbf{0} \text{ m/s}, 120 \text{ kPa}]^T$, mientras que para el puerto de escape se utilizó el estado de referencia $\mathbf{U}_{\text{ref}}^e = [0.5575 \text{ kg/m}^3, \mathbf{0} \text{ m/s}, 80 \text{ kPa}]^T$. Inicialmente el fluido se encuentra en reposo, con temperatura (300 °K) y presión constantes (100 kPa). El gas posee propiedades constantes a lo largo de todo el ciclo, dadas por los siguientes valores: $R_{\text{gas}} = 287 \text{ J/kg K}$, $\mu = 1 \times 10^{-5} \text{ Pa s}$, $\kappa = 0.01415 \text{ W/m K}$ y relación de calores específicos $\gamma = 1.4$. La velocidad de rotación del eje motor es de 3000 rpm. El paso de tiempo para la simulación fue variable durante la misma y se adoptó de acuerdo con la velocidad del flujo, restringiendo su valor de manera tal que el ángulo de rotación del eje motor por cada paso de tiempo quede dentro del intervalo $[0.25^\circ, 3^\circ]$.

El problema fue resuelto hasta alcanzar aproximadamente un estado cíclico, lo cual se verificó luego de tres ciclos. Los resultados obtenidos del último ciclo simulado, se presentan en las siguientes figuras. Las Figuras 4 a 9 muestran el módulo de la velocidad del flujo para varias posiciones del conjunto móvil. Si bien sólo fue simulada una única cámara (la cámara de “referencia”), las restantes cuatro cámaras fueron representadas en las figuras como una repetición de la misma luego de una rotación de un múltiplo entero de $2\pi/3$.

Fig. 10. Campo de presión adimensional para $\theta = 0^\circ$.Fig. 11. Campo de presión adimensional para $\theta = 20^\circ$.Fig. 12. Campo de presión adimensional para $\theta = 40^\circ$.Fig. 13. Campo de presión adimensional para $\theta = 60^\circ$.Fig. 14. Campo de presión adimensional para $\theta = 80^\circ$.Fig. 15. Campo de presión adimensional para $\theta = 100^\circ$.

La presión experimenta una gran variación a lo largo del ciclo, por lo tanto, para representar las cinco cámaras en un mismo gráfico, se emplea una escala logarítmica y considerando, además, un valor de presión adimensionalizado. Las Figuras 10 a 15 presentan la cantidad $\log(p/p_{ref})$, donde se adoptó $p_{ref} = 100$ kPa.

6. CONCLUSIONES

Se realizó una simulación computacional del flujo dentro de las cámaras del novedoso motor de combustión interna MRCVC, cuyos resultados preliminares se presentaron en este artículo. Se consideró una simplificación bidimensional del dominio, la cual puede considerarse como una aproximación al flujo en el plano transversal medio de la cámara. A pesar de tratarse de una simplificación, el dominio considerado retiene la complejidad geométrica de este motor, lo cual presenta un desafío no trivial para las herramientas de mallado. En particular, el problema resuelto resultó de utilidad para poner a prueba en el caso específico del MRCVC algunas metodologías diseñadas para motores de combustión interna en general. Estas metodologías comprenden una novedosa estrategia de movimiento de mallas y una formulación por elementos finitos estabilizados para resolver flujos compresibles con números de Mach de muy bajos a medios. Basándose en los resultados obtenidos, puede concluirse que las metodologías empleadas son apropiadas para su aplicación en el problema presentado.

REFERENCIAS

- [1] Donea, J., Giuliani, S., Halleux, J.P., “An arbitrary, Lagrangian-Eulerian finite element method for transient dynamic fluid-structure interactions”, *SIAM Journal on Scientific Computing*, **33**, 689-700 (1982)
- [2] López, E., Nigro, N.M., Storti, M.A., Toth, J.A., “A minimal element distortion strategy for computational mesh dynamics”, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, **69**, 1898-1929 (2007)
- [3] López, E., Nigro, N.M., Storti, M.A., “Simultaneous untangling and smoothing of moving grids”, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, **76**(7), 994-1019 (2008)
- [4] López, E., Nigro, N.M., Storti, M.A., “Estrategia de preconditionamiento local para flujos compresibles a bajos números de Mach”, *Mecánica Computacional*, Vol. XXVII (2008)
- [5] López, E., Nigro, N.M., Sarraf, S.S., Márquez Damián, S., “Stabilized finite element method based on local preconditioning for unsteady compressible flows in deformable domains with emphasis on the low Mach number limit application”, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, en prensa (2011)
- [6] Ramos, J.I., “Internal combustion engine modeling”, Hemisphere Publishing Corporation, New York (1989)
- [7] Smagorinsky, J., “General circulation experiments with the primitive equation I. The basic experiment”, *Monthly Weather Review*, **91**(3), 99-164 (1963)
- [8] Storti, M.A., Nigro, N.M., Paz, R.R., Dalcín, L.D., “Dynamic boundary conditions in computational fluid dynamics”, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, **197**, 1219-1232 (2008)
- [9] Toth, J., Di Nezio, J., Staniscia, C., López, E., “Ventajas mecánicas y termodinámicas de un nuevo motor rotativo”, 9º Congreso Chileno de Ingeniería Mecánica, Valparaíso, Chile (2000)
- [10] Toth, J.A., “Motor Rotativo de Combustión a Volumen Constante (MRCVC)”, Patente Res. N° AR004806B1, Rec. N° P 19960105411 (2004)
- [11] Wilcox, D.C., “Turbulence Modeling for CFD”, DCW Industries, 2nd edition (2002)

COMPUTATIONAL SIMULATION OF THE IN-CHAMBER FLUID FLOW IN A NOVEL ROTARY INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Abstract – In this work, the results obtained from the computational simulation of the in-chamber fluid flow in a novel rotary internal combustion engine named MRCVC (Motor Rotativo de Combustión a Volumen Constante) are presented. The MRCVC is currently at the design stage and the interest behind of its development is based on the theoretical advantages, both thermodynamical and mechanical, when it is compared with other rotary engines (*e.g.* the Wankel engine) and also with the classical alternative engine. The most important advantage is the fact that the combustion process could be performed at constant volume and, thus, due to the surface/volume ratio of the chamber is similar to the conventional engine, a net increment in the thermal efficiency is expected. The design of the intake and exhaust ports, which are undefined, and the charge motion into the combustion chamber play an important role for achieve an increment in the engine efficiency. Therefore, the computational simulation of the fluid motion inside the chambers of the MRCVC could give an invaluable information which is applicable to both, the design and the estimation of the engine performance.

The governing equations are the Navier-Stokes equations for compressible flows. In order to account for the deformation of the flow domain, these equations are re-written using an ALE (Arbitrary Lagrangian Eulerian) strategy. Due to the MRCVC has a cylindrical geometry and as a first approach to the problem, the two-dimensional flow over the mid-plane of the chamber was considered. The conditions at the intake and exhaust ports are assumed constant.

Keywords – Internal combustion engines, Computational fluid dynamics, MRCVC.