

## ESTIMACIÓN DE LA TURBULENCIA EN CAMARAS DE COMBUSTION Y SU INCIDENCIA EN LA VELOCIDAD DE AVANCE DEL FRENTE DE LLAMA

**Damian E. Ramajo<sup>\*</sup>, Angel L. Zanotti<sup>\*</sup>, y Norberto M. Nigro<sup>\*</sup>**

<sup>\*</sup> Centro Internacional de Métodos Computacionales en Ingeniería (CIMEC)  
INTEC-Universidad Nacional del Litoral-CONICET, Güemes 3450  
S3000GLN Santa Fe, Argentina  
e-mail: dramajo@ceride.gov.ar, web page: <http://venus.ceride.gov.ar/>

**Palabras Clave:** Turbulencia, tumble, CFD.

**Resumen.** *Fue llevada a cabo en forma estática y dinámica una simulación tridimensional mediante CFD (Computational Fluid Dynamics) del ingreso y evolución del gas durante las etapas de admisión y compresión dentro del cilindro de un motor de combustión interna. Para ello fue utilizado el software comercial ANSYS CFX 5.7. Las dificultades inherentes al movimiento de mallas en el caso dinámico (cinemática del pistón y las válvulas) fueron resueltas al dividir el problema en etapas, efectuando un remallado en cada una de ellas. De este modo pudieron obtenerse grandes deformaciones y el movimiento completo del sistema fue representado, manteniendo mallas de calidad razonable. Fueron identificadas y cuantificadas las estructuras turbulentas (vortices) en el interior del cilindro así como los perfiles de velocidad sobre las válvulas de admisión. Las estructuras turbulentas de gran tamaño (tumble y swirl) fueron caracterizadas y se calcularon cantidades globales tales como el momento angular, la energía cinética e intensidad turbulenta.*

## 1 INTRODUCCIÓN

A lo largo de los años se vuelven más notorios los esfuerzos por entender el origen de los fenómenos turbulentos. En particular en motores de combustión interna, la turbulencia toma un rol preponderante determinando las características de la combustión y la eficiencia térmica de los motores. Un mayor grado de turbulencia permite, en general, obtener mayor homogeneidad en la carga y aumentar la velocidad de avance del frente de llama durante la combustión, incrementando la tasa de quemado y permitiendo extender el límite de funcionamiento de motores de ignición por chispa (*SI*) a relaciones aire/combustible  $F$  por encima de la estequiométrica ( $A/F = 22$ ,  $F \cong 1.45$ ). Los regímenes de funcionamiento con mezclas pobres en combustible resultan muy atractivos no solo por la alta eficiencia que presentan sino también por sus bajos niveles de emisiones respecto de motores que funcionan en regímenes cercanos al estequiométrico  $F_{es}$ <sup>1</sup>.

Sin embargo, aumentar  $F$  por encima de  $F_{es}$  trae aparejadas variaciones ciclo a ciclo en el desarrollo de la llama, en especial en las primeras etapas de la combustión, lo cual repercute en la presión media indicada. Aleiferis y col<sup>2</sup> han estudiado experimentalmente el desarrollo de la combustión para tasas de quemado menores a 5% en motores *SI* con cámaras tipo *pentroof*, funcionando en el límite de pobreza de la mezcla a 1500 rpm. Han concluido que, para mitigar la alta variabilidad ciclo a ciclo en mezclas pobres, son necesarias altas velocidades en estructuras de vórtice conocidas como *swirl* (contenidas en planos  $x-z$  de acuerdo a la figura 2) durante los primeros 10° luego de encendida la mezcla ( $x_b < 0.1$  % en general). En tanto que para estructuras de *tumble* (vórtices contenidos en planos  $x-y$ ), altas velocidades son recomendables hasta alcanzar los 30° luego de encendida la mezcla ( $x_b < 1$  %). Cuantificar, tanto la velocidad de los macro vórtices como la intensidad turbulenta durante las primeras etapas de la combustión, es fundamental para obtener un funcionamiento aceptable con  $F$  por encima de  $F_{es}$ .

Los ensayos experimentales con niveles de turbulencia controlados pero con velocidades medias de flujo nulas han mostrado que el efecto de la turbulencia sobre la forma y distorsión del frente de llama es crítico al producir un rápido crecimiento del *kernel* de la llama. Además, los experimentos demostraron que altos niveles de turbulencia resultan en altas velocidades de quemado<sup>3</sup>.

Los intentos por incrementar la turbulencia al alcanzar la etapa de ignición han ido por dos caminos, primero por generar turbulencia durante la inducción de la mezcla, al producir altas velocidades de deformación por corte sobre la válvula de admisión. Sin embargo esta opción tiene la desventaja de que la turbulencia generada durante la inducción de la mezcla resulta difícil de mantener hasta el final de la compresión para valores de alzada reales<sup>4</sup>. Como segunda opción se busca generar durante la admisión, macro estructuras de flujo (vórtices), las cuales posteriormente se degradan desde las escalas turbulentas más grandes hacia las más pequeñas durante el proceso de compresión dando lugar a una distribución más homogénea de la turbulencia<sup>5, 6</sup>.

En motores de 4 válvulas por cilindro, la componente de *swirl* del flujo de entrada resulta baja. El efecto del *squish* durante el final de la compresión tampoco aporta aumentos

significativos en la turbulencia en estos motores. En contraposición, la componente de *tumble* del flujo de entrada resulta importante y presenta efectos adversos despreciables en los coeficientes de descarga en las válvulas.

## 2 DESCRIPCIÓN DE LOS MODELOS

La geometría para la simulación corresponde al cilindro de un motor de 4 válvulas con una cámara tipo *pentroof*. Se implementaron dos puertos de admisión diferentes al variar la configuración del ducto.

*Puerto convencional* (P1): consta de un ducto con un radio de curvatura suave, presentando un ángulo nulo respecto del eje de la válvula al empalmar con el cilindro.

*Puerto modificado* (P2): en este caso la curvatura suave desaparece y el ducto empalma al cilindro con un ángulo de 45° respecto del eje de la válvula.

Las características constructivas del motor son resumidas en la tabla 1. El perfil de alzada para la válvula y la configuración de cada una de las geometrías es mostrada en las figuras 1 y 2.

La simetría de las cámaras tipo *pentroof* en la distribución de las válvulas respecto del plano medio del cilindro, y la utilización de un modelo *k-ε* para estudiar la turbulencia, permitieron reducir el problema al considerar solo la mitad del cilindro, lo cual implica un menor costo computacional.

Características constructivas	
Diámetro del cilindro (mm)	80
Carrera (mm)	80
Longitud de la biela (mm)	155,4
Relación de compresión	10:1
Angulo <i>Pentroof</i> de la cámara (°)	25
Angulo del asiento de la válvula (°)	25
Diámetro válvula admisión (mm)	30
Alzada máxima (mm)	10
Apertura válvula admisión (°)	-10
Cierre válvula admisión (°)	216

Tabla 1. Características constructivas.

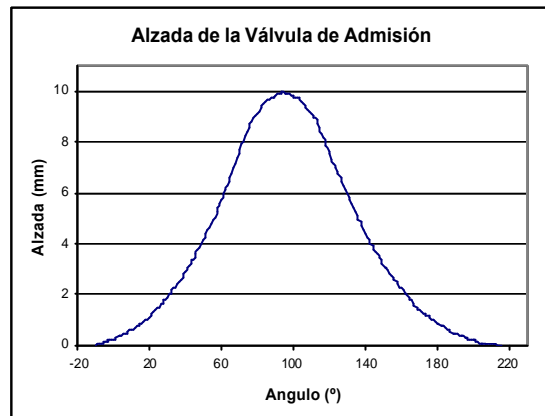


Figura 1. Perfil de alzada de la válvula.

Se utilizó una válvula con un ángulo de descarga de 25° y un diámetro de 30, con un vástago de 6 mm (figura 3 derecha).

Tanto la geometría como el mallado fueron generados mediante el Software ICEM CFX 5.0. El modelo fue discretizado mediante elementos tetraedros con un tamaño máximo de 3 mm y un refinamiento superior a 6 veces en la zona de la válvula, superando los 800.000 elementos para aquellas etapas en que el pistón se encontraba cercano al punto muerto inferior.

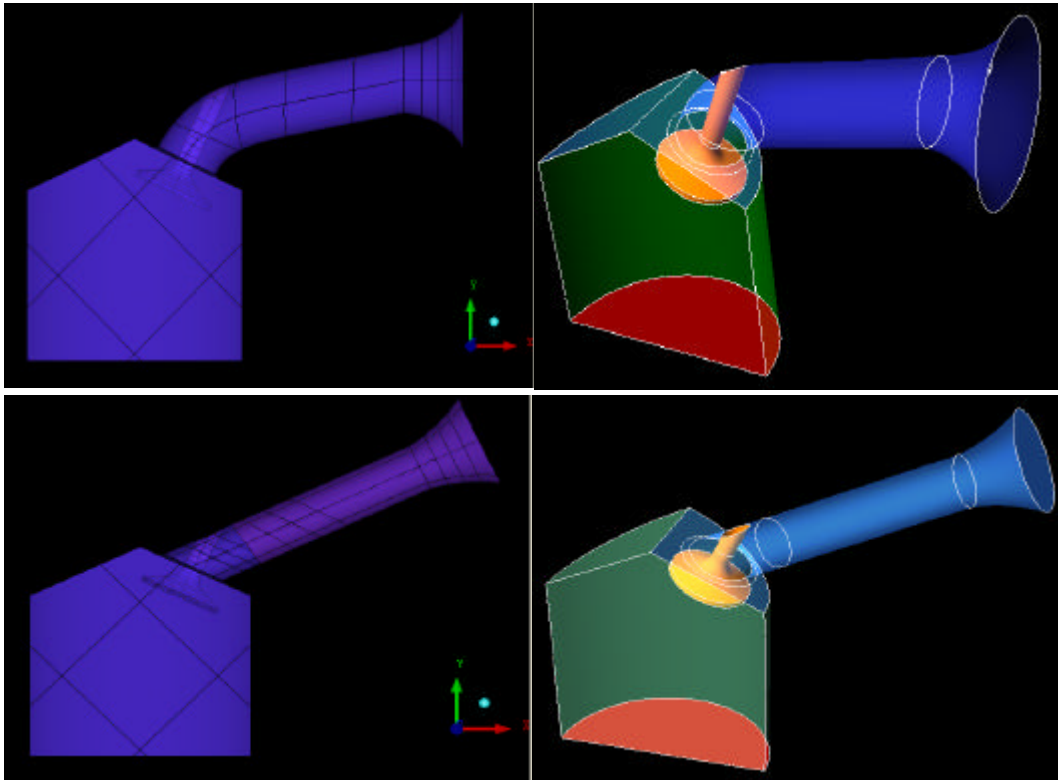


Figura 2. *Arriba*: geometría del P1. *Abajo*: geometría del P2.

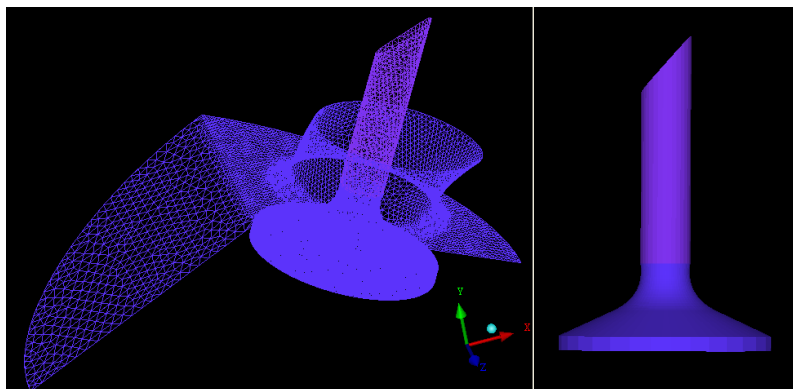


Figura 3. *Izquierda*: discretización en la zona de la válvula para el P1.  
*Derecha*: geometría de la válvula utilizada.

## 2.1 Esquemas de cálculo y metodología implementada

Se utilizó aire como fluido de trabajo. Las ecuaciones de Navier Stokes para un flujo compresible fueron resueltas mediante un esquema de segundo orden con un máximo de 6 iteraciones por paso de tiempo y la turbulencia fue estimada mediante un esquema  $k-\epsilon$ . Una condición de no deslizamiento fue adoptada para todas las superficies y una de simetría

(velocidad normal nula) fue utilizada en el plano medio del cilindro.

La flujometría estática del puerto convencional o P1 fue resuelta en forma isotérmica, considerando una temperatura de 300K para el fluido. Se siguieron las especificaciones requeridas en ensayos experimentales de flujometría estática (cilindro de 100 mm de largo con su extremo inferior abierto y tobera con una expansión igual a un diámetro del conducto). Una diferencia de presión de 300 mm de columna de agua fue aplicada entre la entrada (tobera) y la salida, utilizando en ambos casos contornos abiertos (sin condicionar la dirección del flujo).

Tanto para la flujometría dinámica de P1 como de P2 fue considerada la transferencia de calor entre el fluido y los contornos. En las paredes se impusieron temperaturas de 450K (pared y tapa del cilindro), 400K (ducto y tobera) y 600K (pistón y válvula). Las condiciones de contorno para el fluido en la tobera fueron una temperatura de 300K y una presión de una atmósfera.

El Software comercial ANSYS CFX-5.7 fue utilizado para preprocesar, resolver y post procesar la simulación.

La corrida completa del problema (carrera de admisión y de compresión) fue dividida en 10 etapas iguales de 36° cada una con 10 pasos de tiempo por etapa. CFX 5.7 tiene la capacidad de deformar la malla en función del movimiento del contorno, pero estas deformaciones deben ser pequeñas para evitar la generación de elementos de volumen nulo. Por ello en cada una de las etapas la geometría del modelo fue dibujada y mallada. La alzada de la válvula en cada etapa fue aproximada mediante polinomios cúbicos.

De este modo pudo lograrse el movimiento completo e ininterrumpido del pistón y la válvula durante los 360° manteniendo una calidad de malla aceptable.

### 3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

#### 3.1 Simulación estática (P1)

A partir de los resultados de la simulación estática se calculó el coeficiente de descarga  $C_D$  para alzadas  $l_v$  de 2, 4, 6, 8 y 10 mm y se estudió la direccionalidad del flujo sobre la cortina de la válvula (superficie definida entre el borde de descarga de la válvula y el casquillo según figura 7).

El coeficiente de descarga para cada una de las alzadas fue obtenido mediante las siguientes expresiones,

$$C_D = \frac{G_a}{G_{th}}, \text{ con } G_{th} = \frac{A_{ref} P_0}{(RT_0)^{\frac{1}{2}}} \left( \frac{P_{th}}{P_0} \right)^{\frac{1}{g}} \left\{ \frac{2g}{g-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_{th}}{P_0} \right)^{\frac{g-1}{g}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \text{ y } A_{ref} = \frac{pD_v}{4}, \quad (1)$$

donde  $G_a$  es el caudal obtenido en forma experimental o numérica y  $G_{th}$  es el caudal teórico que atraviesa una tobera adiabática, con un área de referencia  $A_{ref}$  igual al área definida por el diámetro  $D_v$  de la válvula. Los subíndices  $0$  y  $th$  corresponden a las condiciones en la entrada y en la garganta de la tobera, respectivamente.

$l_v$ (mm)	$G_a$ (kg/s)	$G_{ht}$ (kg/s)	$C_D$
2	1,138e-2	5,785e-2	0,1967
4	1,659e-2	5,785e-2	0,2868
6	2,406e-2	5,785e-2	0,4159
8	2,800e-2	5,785e-2	0,4840
10	3,120e-2	5,785e-2	0,5393

Tabla 2. Resultados de la simulación estática de P1.

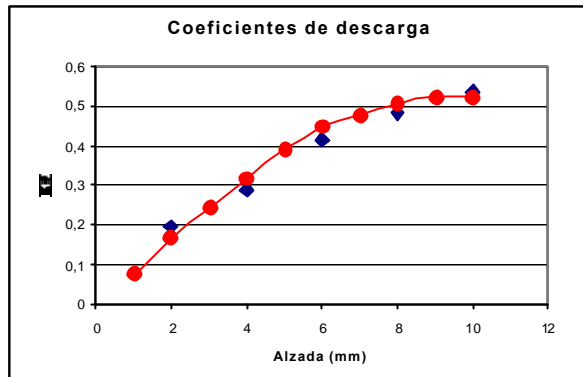


Figura 4. Curva de  $C_D$  experimental<sup>7</sup> (puntos) y simulada (rombos).

Los coeficientes de descarga fueron comparados con los obtenidos experimentalmente por Lee y Col<sup>7</sup> para un motor de similares características ( $B_0 = 81$  mm y  $D_v = 31,2$  mm), guardando muy buena concordancia entre ellos.

En la figura 5 puede observarse el campo de velocidad sobre un plano  $x-y$  meridional a la válvula, para una alzada de 6 mm. Es clara la existencia de un macro vórtice en la zona inferior izquierda de la válvula. También es destacable la velocidad del flujo en la zona de la cortina, alcanzando los 90 m/s en la parte izquierda de la superficie de descarga de la válvula.

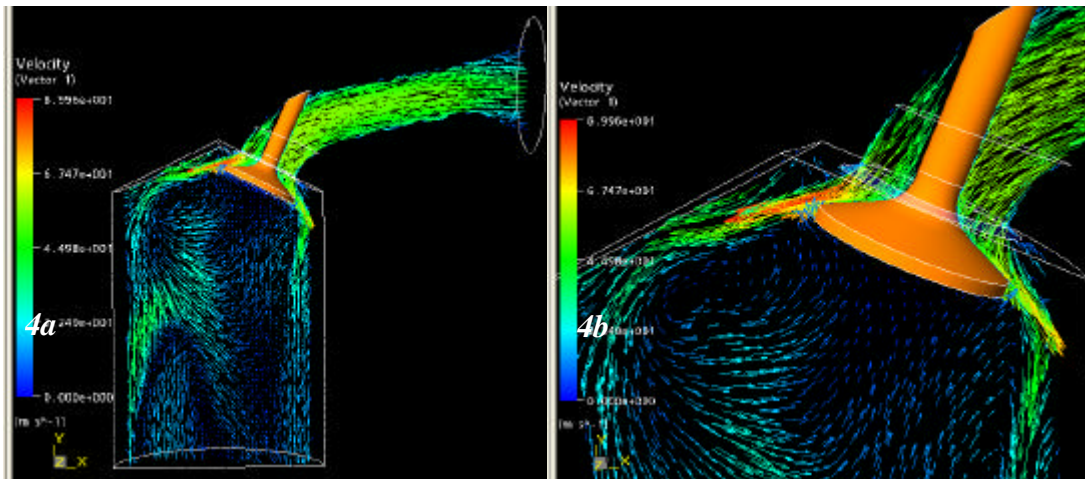


Figura 5. Campo de velocidad en el plano  $x-y$  meridional de la válvula (P1, solución estática).

El flujo que ingresa por la parte izquierda de la válvula tiene una alta componente inicial de tumble (cantidad de movimiento angular en el eje  $z$ ). Este macro vórtice tiene su origen en la recirculación generada por el chorro de aire escapando a alta velocidad, ayudado en gran medida por la forma de la cámara de combustión y por el cambio abrupto en la forma de la válvula. Al analizar el campo de velocidad a la derecha de la válvula se advierte la existencia de otra zona de recirculación más débil que la izquierda y que no alcanza a definir un vórtice.

Aunque en la simulación estática se alcanza a definir un macro vórtice en el patrón del flujo, este es estirado y deformado hacia abajo por la condición de contorno abierta planteada en la parte inferior del cilindro.

### 3.2 Comparación entre los resultados estáticos y dinámicos de ambos puertos

Los resultados mostrados en la figura 5 pueden considerarse de utilidad solo en posiciones cercanas a la cortina de la válvula, donde el flujo adquiere una alta velocidad y la influencia de la condición de contorno abierta, planteada para el pistón, es despreciable. Sin embargo, al comparar los resultados de la simulación estática con la dinámica, para posiciones del pistón cercanas a la válvula, se advierte que existen marcadas diferencias en el campo de velocidades aguas abajo de la misma. Esto último puede observarse claramente en la figura 6, donde el pistón se encuentra aún cerca del punto muerto superior y la válvula tiene una alzada de 2 mm. En el caso de la simulación estática (izquierda), puede definirse solo un vórtice, cuyo centro se encuentra debajo de la posición de la válvula de escape. La simulación dinámica, por otro lado, permite ver la existencia de dos vórtices, ubicados a izquierda y a derecha de la válvula de admisión. En realidad, al analizar el campo de velocidad en la válvula para pequeñas alzadas lo que se observa es un toroide ubicado debajo de la copa de la válvula y no dos vórtices independientes como pareciera a simple vista. Sin embargo, no se observan grandes diferencias en el campo de velocidad sobre la cortina ni aguas arriba de la válvula.

### 3.3 Campos de velocidad sobre la válvula y distribución del flujo

La superficie de la cortina fue dividida en dos mitades considerando como zona 1 a aquella

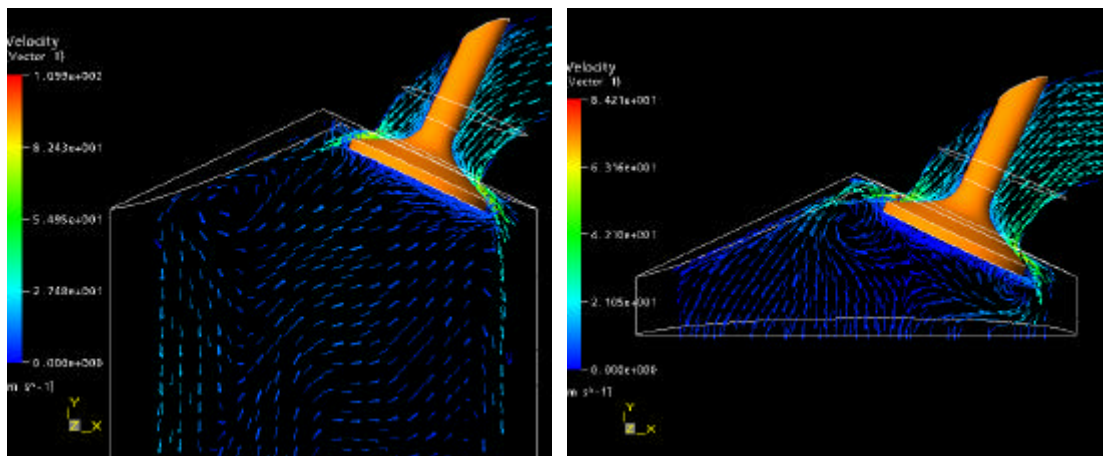


Figura 6. Campo de velocidad para una alzada  $l_v$  de 2 mm. *Izquierda:* P1 (simulación estática). *Derecha:* P1 (simulación dinámica).

que posee normal con componente  $-x$  y con 2 a aquella que posee componente en la dirección contraria. De este modo es posible diferenciar con mayor facilidad a las componentes del flujo que aportan o restan cantidad de movimiento angular al macro vórtice de tumble.

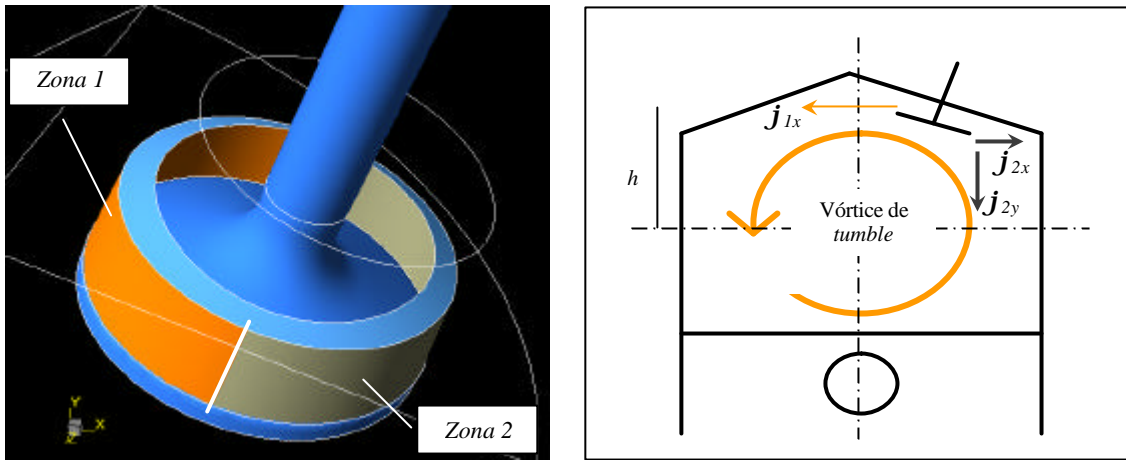
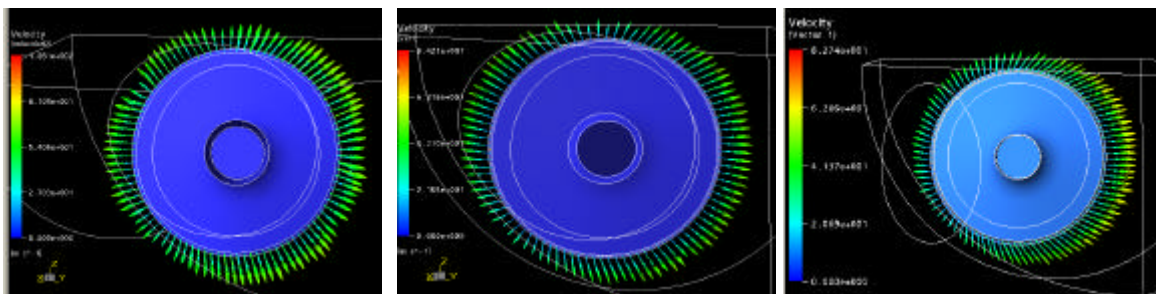


Figura 7. *Izquierda*: descripción de la división por zonas de la cortina. *Derecha*: flujos  $\mathbf{j}$  considerados en la generación de *tumble*.

La figura 8 muestra el campo de velocidad del flujo atravesando la cortina de la válvula para distintas alzadas y para ambos puertos. La distribución homogénea del flujo alrededor de la válvula es característica para pequeñas alzadas y puertos de admisión convencionales con curvas suaves y un ángulo nulo entre la normal al ducto y el eje de la válvula, donde el flujo es fuertemente direccionado siguiendo los contornos de la válvula y del asiento. Los resultados, tanto estáticos como dinámicos, muestran una tendencia por parte del flujo a ingresar hacia la derecha del cilindro (hacia la válvula de escape). Dicha tendencia se acentúa para alzadas mayores, como puede verse al hacer un estudio cuantitativo del caudal y la velocidad del flujo sobre la cortina de la válvula. La distribución no homogénea del flujo alrededor de la válvula se vuelve más notoria para el puerto 2 (tercer columna en la figura 8). Una gran influencia del vástago de la válvula sobre el flujo es destacable en este puerto.





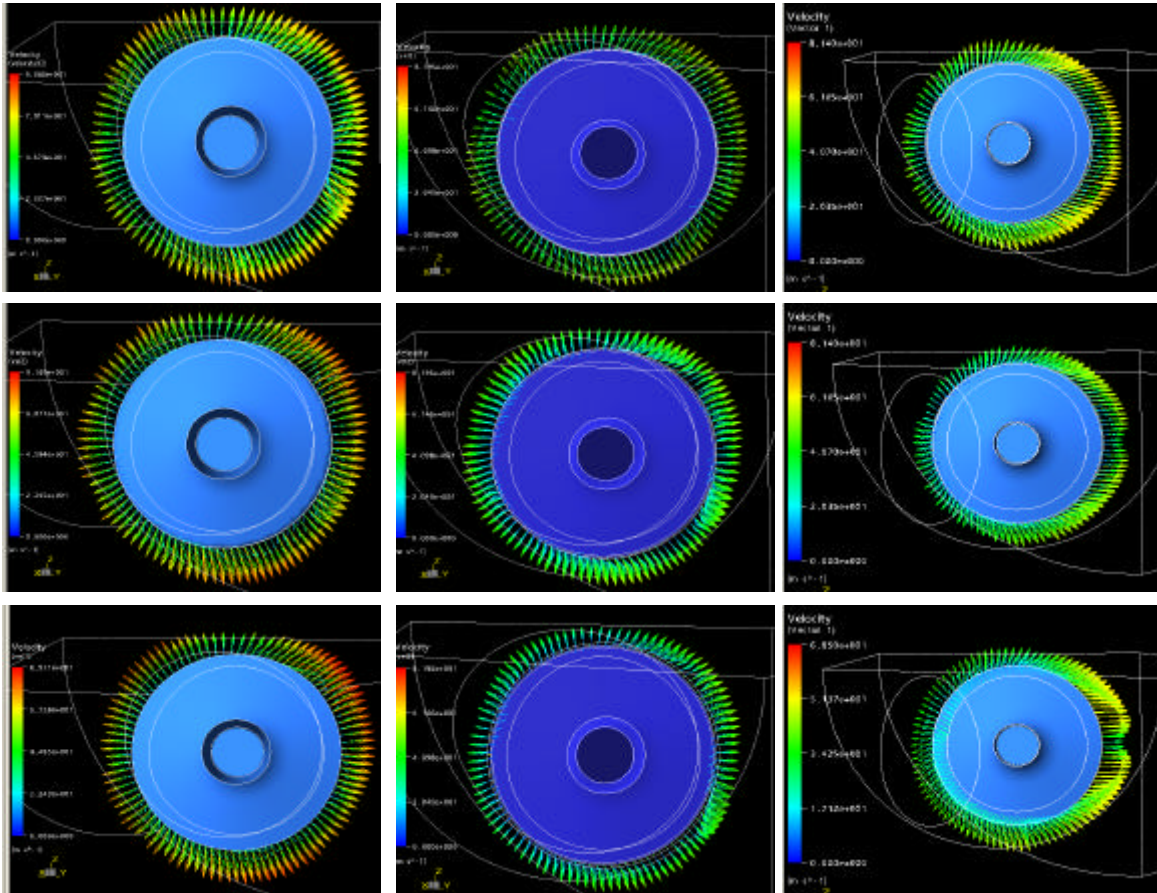


Figura 8. Campo de velocidad sobre la cortina para alzadas  $l_v$  de 2, 4, 6 y 8 mm. *Izquierda*: P1 (solución estática). *Centro*: P1 (solución dinámica). *Derecha*: P2 (solución dinámica).

Una cuantificación de las características del flujo puede obtenerse al considerar las velocidades  $\bar{v}_x$ ,  $\bar{v}_y$  y  $\bar{v}_z$  obtenidas como un promedio pesado con el caudal másico en cada zona según la ecuación,

$$\bar{\mathbf{f}}_j = \frac{\sum_{i=1}^n \mathbf{f}_i \dot{m}_i}{\sum_{i=1}^n \dot{m}_i}, \quad (2)$$

donde  $\mathbf{f}$  es la variable a promediar en cada zona y  $\dot{m}_i$  es el flujo másico en el punto  $i$  del dominio discreto que compone la superficie de la zona correspondiente en la cortina.

A partir de la aplicación de (2) en las zonas 1 y 2 se obtuvieron las componentes promedio de la velocidad en los tres ejes cartesianos. Luego la suma de las componentes permitió obtener el modulo de las velocidades  $\bar{v}_1$  y  $\bar{v}_2$  en cada zona. Posteriormente, estas fueron

relacionadas con la velocidad promedio normal a la cortina  $\bar{v}_n$ , obtenida del cociente entre el caudal másico  $\dot{m}$ , la densidad  $\rho$  y el área  $A_c$  de la cortina,

$$\bar{v}_i = \sqrt{(\bar{v}_{ix})^2 + (\bar{v}_{iy})^2 + (\bar{v}_{iz})^2}, \quad \bar{v}_n = \frac{\dot{m}}{\rho A_c}, \quad A_c = \rho D_v l_v, \quad (3)$$

Con el fin de obtener relaciones útiles entre las velocidades, el caudal total  $\dot{m}$  y la velocidad normal  $\bar{v}_n$ , se plantearon los siguientes coeficientes,

$$C_{im} = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}}, \quad C_{iv} = \frac{\bar{v}_i}{\bar{v}_n}, \quad C_{ix} = \frac{\bar{v}_{ix}}{\bar{v}_i}, \quad C_{iy} = \frac{\bar{v}_{iy}}{\bar{v}_i}, \quad C_{iz} = \frac{\bar{v}_{iz}}{\bar{v}_i}, \quad (4)$$

Los resultados son mostrados en la tabla 3 para las 5 alzadas estudiadas.

Caso	$l_v$	$\phi$ (kg/s)	$C_{1m}$	$C_{2m}$	$C_{1v}$	$C_{2v}$	$C_{1x}$	$C_{1y}$	$C_{1z}$	$C_{2x}$	$C_{2y}$	$C_{2z}$
<i>Puerto 1 estático</i>	2	0,01138	0,55	0,461	1,010	0,853	0,986	0,145	0,088	0,402	0,916	0,012
	4	0,01659	0,57	0,432	1,510	1,241	0,967	0,254	0,023	0,297	0,953	0,057
	6	0,02406	0,58	0,423	1,667	1,333	0,934	0,312	0,172	0,256	0,965	0,044
	8	0,02801	0,58	0,421	1,965	1,519	0,903	0,363	0,230	0,238	0,969	0,064
	10	0,03121	0,58	0,420	2,068	1,637	0,953	0,303	0,026	0,198	0,975	0,093
<i>Puerto 1 dinámico</i>	2	0,00835	0,53	0,47	1,17	0,90	0,99	0,02	0,12	0,57	0,81	0,15
	4	0,01130	0,59	0,41	1,54	1,24	0,97	0,23	0,11	0,24	0,97	0,05
	6	0,01407	0,60	0,40	1,66	1,32	0,96	0,26	0,10	0,22	0,97	0,07
	8	0,01461	0,64	0,36	2,00	1,43	0,95	0,31	0,10	0,16	0,98	0,10
	10	0,01446	0,63	0,37	2,49	1,85	0,92	0,38	0,13	0,20	0,97	0,12
	8	0,01337	0,58	0,42	1,99	1,51	0,93	0,32	0,20	0,30	0,95	0,08
	6	0,01172	0,56	0,44	1,66	1,33	0,94	0,29	0,15	0,34	0,94	0,01
	4	0,00869	0,55	0,45	1,53	1,34	0,96	0,26	0,11	0,39	0,92	0,04
2	0,00367	0,55	0,45	1,22	1,08	0,97	0,19	0,14	0,48	0,87	0,10	
<i>Puerto 2 dinámico</i>	2	0,00824	0,60	0,40	1,62	0,58	1,00	0,09	0,04	0,39	0,89	0,24
	4	0,01264	0,70	0,30	1,99	0,93	1,00	0,05	0,03	0,10	0,99	0,08
	6	0,01402	0,78	0,22	2,25	1,09	1,00	0,02	0,03	0,04	0,98	0,18
	8	0,01424	0,84	0,16	2,68	2,34	1,00	0,07	0,01	0,35	0,90	0,27
	10	0,01556	0,82	0,18	3,04	2,58	0,99	0,14	0,03	0,36	0,92	0,17
	8	0,01362	0,75	0,25	2,53	1,66	0,99	0,10	0,03	0,20	0,98	0,04
	6	0,01152	0,71	0,29	2,21	1,44	1,00	0,05	0,04	0,16	0,99	0,03
	4	0,00832	0,69	0,31	1,99	1,22	1,00	0,01	0,05	0,09	0,99	0,13
2	0,00417	0,67	0,33	1,75	0,77	1,00	0,04	0,05	0,00	0,95	0,32	

Tabla 3. Coeficientes derivados a partir de los resultados para ambos puertos.

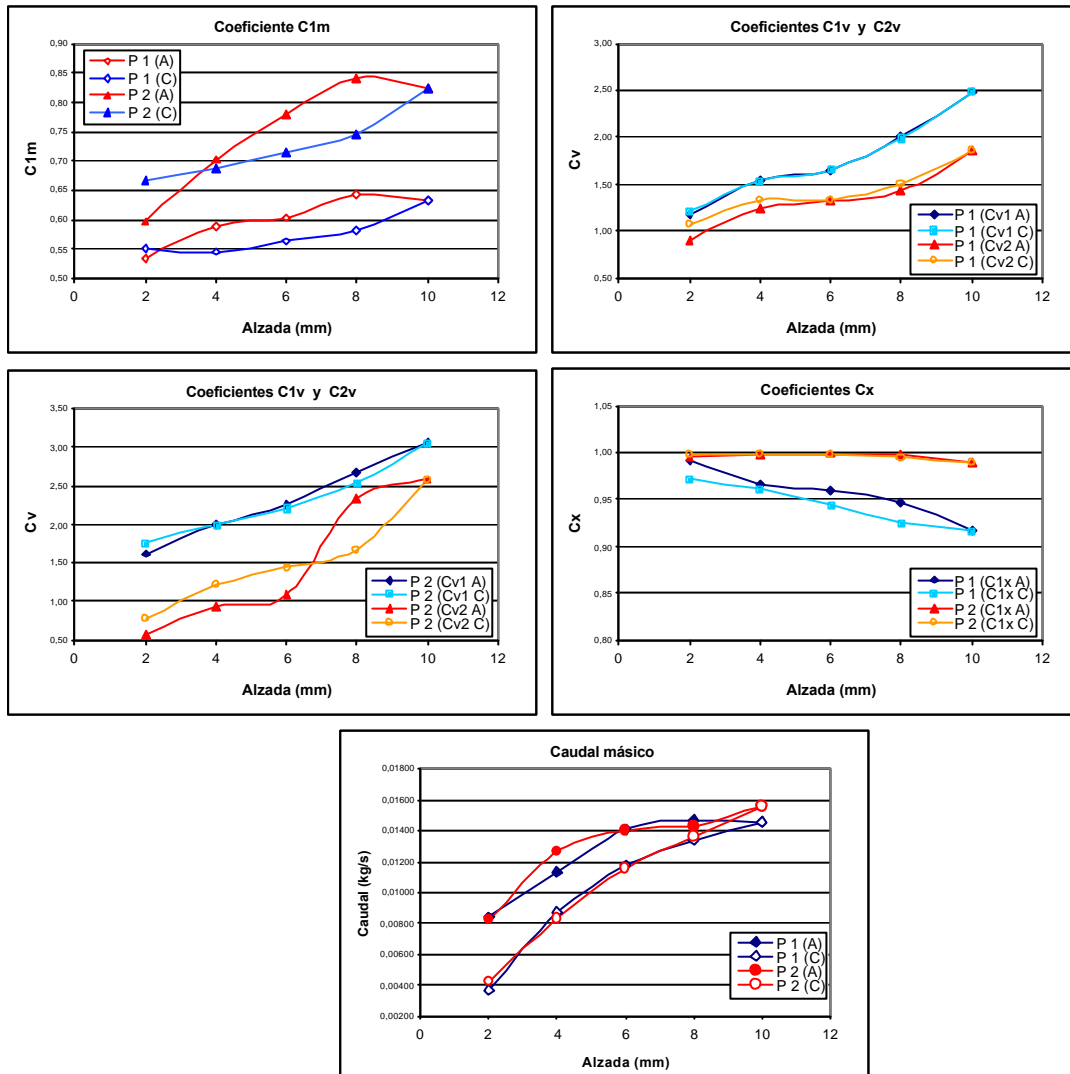


Figura 9. Coeficientes  $C_{1m}$ ,  $C_{1v}$ ,  $C_{2v}$  y  $C_{1x}$  y caudal másico para la apertura (A) y cierre (C) de la válvula en ambos puertos.

### 3.4 Estructuras de vórtice dentro del cilindro

La figura 10 muestra el camino tomado por 6 streamlines que parten desde la entrada del ducto para la solución dinámica del P1. Pueden observarse ciertos patrones comunes entre los tres casos ( $l_v = 4, 6$  y  $8$  mm). La línea en amarillo choca con la pared del cilindro y continua su camino descendente generando al mismo tiempo una componente de *swirl* y de *tumble*. La línea gris también choca la pared pero pierde velocidad rápidamente. Tanto la línea verde como la azul son fuertemente direccionadas por el vórtice de *tumble* en la zona inferior izquierda de la válvula. También puede verse como las líneas que se encuentran cerca del plano de simetría del cilindro (líneas naranja, verde y violeta) poseen baja velocidad y permanecen cercanas a dicho plano.

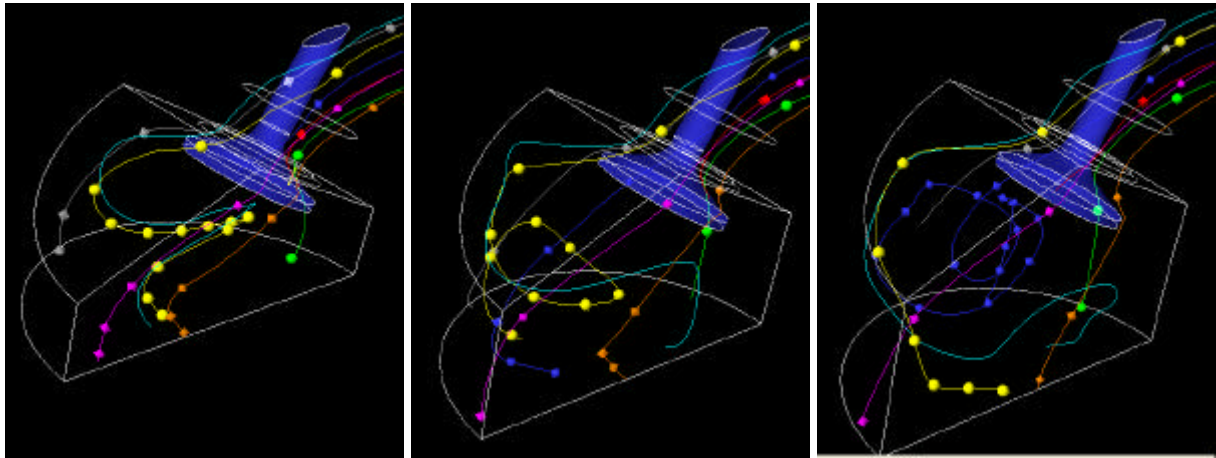


Figura 10. Trayectoria de *streamlines* para alzadas de 4, 6 y 8 mm durante la apertura para el P1.

La figura 11 muestra la componente en la dirección  $x$  del vector velocidad sobre el eje axial del cilindro para el P1 y para distintas etapas del ciclo.

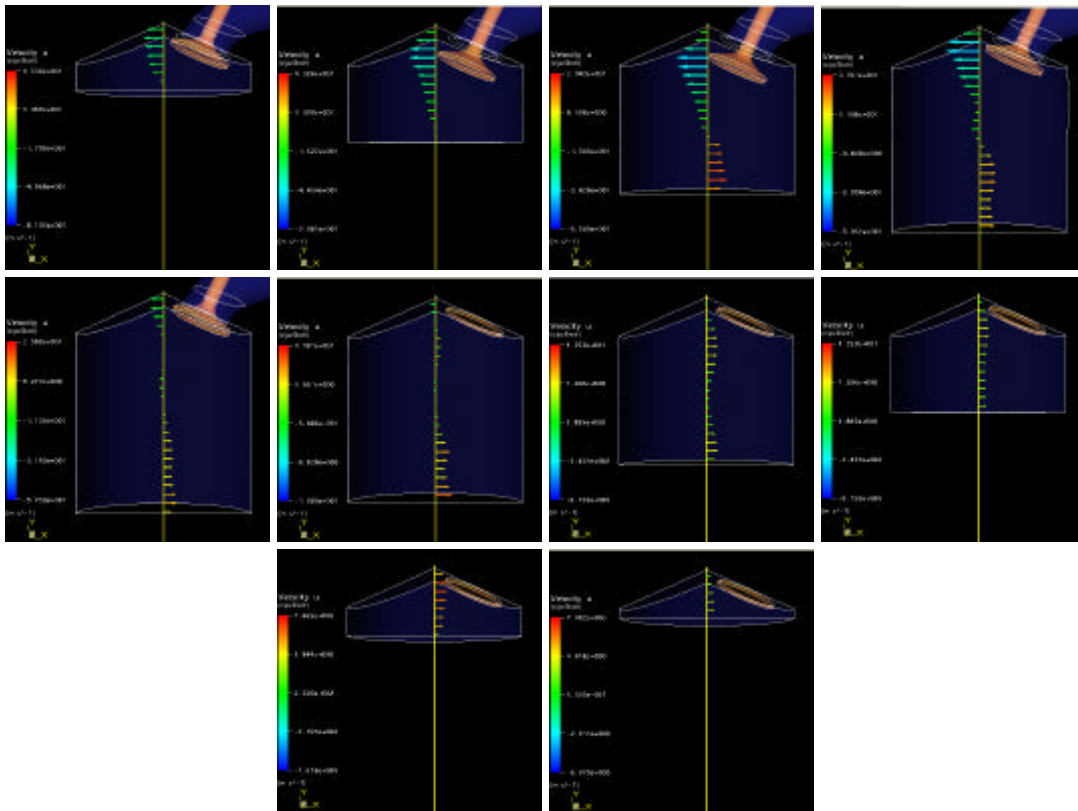


Figura 11. Velocidad en la dirección  $x$  sobre el eje axial del cilindro (P1) para  $q = 36^\circ, 72^\circ, 108^\circ, 144^\circ, 180^\circ, 216^\circ, 252^\circ, 288^\circ, 324^\circ$  y  $360^\circ$ .

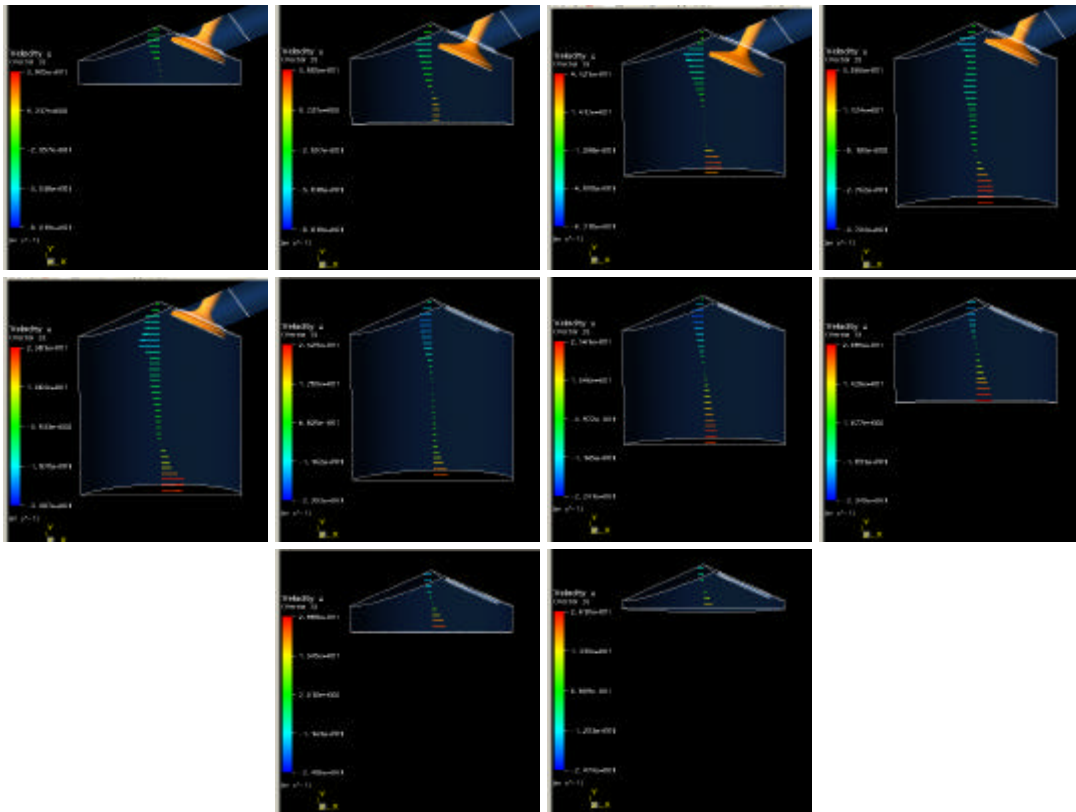


Figura 12. Velocidad en la dirección  $x$  sobre el eje axial del cilindro (P2) para  $q = 36^\circ, 72^\circ, 108^\circ, 144^\circ, 180^\circ, 216^\circ, 252^\circ, 288^\circ, 324^\circ$  y  $360^\circ$ .

Es destacable que los resultados mostrados en la figura 11 guardan una gran similitud con mediciones experimentales obtenidas por Kern y col<sup>7</sup> para un motor de similares características. Allí puede observarse la generación y posterior degradación del macro vórtice de tumble.

Tanto para el P1 como para el P2 alcanza a generarse un macro vórtice. Sin embargo, en el P1 el vórtice es degradado en las últimas etapas de la carrera de admisión. Por otro lado, el vórtice generado por el P2 (ver figura 12) se mantiene hasta alcanzar el punto muerto superior en la carrera de compresión.

Al trazar el vector velocidad sobre líneas ubicadas en el eje de simetría del cilindro y a 16 mm y a 32 mm respecto del mismo (figura 13) se pone de manifiesto que el vórtice generado por el P1 no se desarrolla en todo el cilindro sino solo en cercanías del plano medio. Por otro lado, el P2 produce un vórtice en todo el dominio del cilindro y esto es mantenido hasta las últimas etapas de la carrera de compresión. La forma del perfil de velocidad para cada línea guarda gran similitud y el eje instantáneo de rotación del vórtice (puntos con velocidad nula) permanece en la misma posición. Luego de cerrada la válvula de admisión ( $j > 216^\circ$ ) el eje de rotación queda ubicado paralelo al eje de coordenadas  $z$  y en una posición media entre techo de la cámara y la cabeza del pistón.

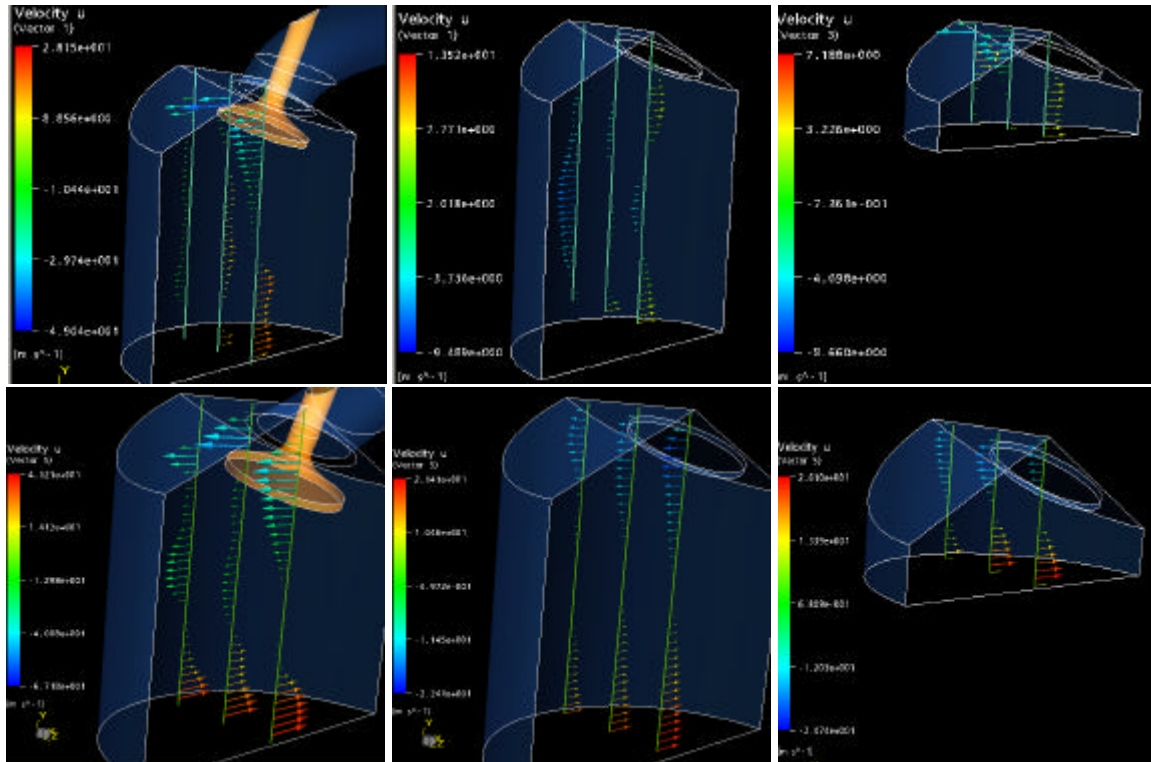


Figura 13. Velocidad en la dirección  $x$  para  $q = 144^\circ, 216^\circ$  y  $324^\circ$ . Arriba: P1 . Abajo: P2.

### 3.5 Resultados promediados

Los resultados de la simulación dinámica en el cilindro fueron post procesados, obteniéndose la energía cinética turbulenta  $k$ , la escala de longitud turbulenta  $l_s$ , la intensidad turbulenta  $u'$ , la viscosidad turbulenta  $\mu_t$  y la cantidad de movimiento angular  $W$ , respecto de un sistema coordenado móvil, ubicado sobre el eje axial del cilindro y equidistante entre el pistón y la cabeza del cilindro. Para poder comparar los resultados,  $W$  fue normalizada con respecto a la masa instantánea en el cilindro obteniendo  $W_n$ .

Los resultados señalan que en ambos puertos la cantidad de movimiento angular respecto del eje  $z$ ,  $W_{nz}$  (movimiento de *tumble*) resulta superior a la obtenida en los restantes ejes. Las cantidades  $W_{nx}$  y  $W_{ny}$  resultan levemente superiores para el P1. Por otro lado el movimiento de *tumble* se ve aumentado 1,5 veces con el P2 respecto del P1. En ambos puertos  $W_{nz}$  crece negativamente durante los primeros  $25^\circ$  ya que el flujo  $\mathbf{j}_{2y}$  (flujo ingresando a través de la zona 2 de la cortina y con dirección  $-y$ ) incide con una distancia, respecto del centro de *tumble*, mayor a la del flujo  $\mathbf{j}_{1x}$ , cuando el pistón se encuentra cercano al punto muerto superior.

El lento decrecimiento de  $W_{nz}$  en el P2, durante la primera mitad de la carrera de compresión, está relacionado al ascenso del pistón y no a una disminución en la velocidad del vórtice, como puede verse en los perfiles de velocidad dados por la figura 12.

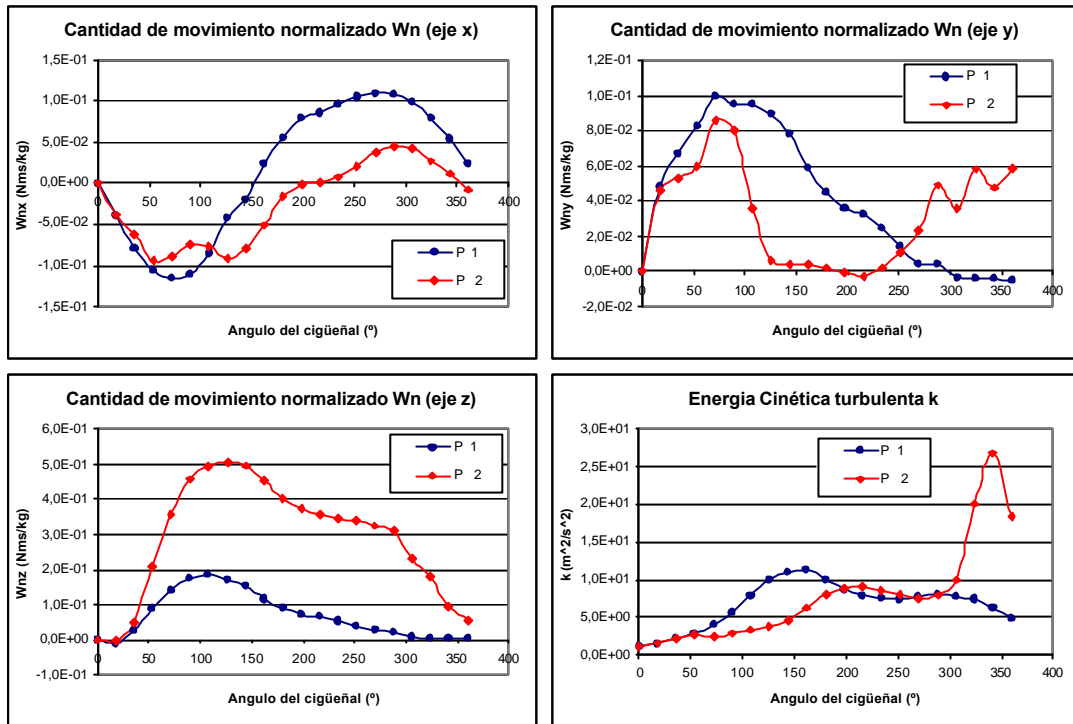


Figura 14. Cantidad de movimiento angular normalizada  $W_n$  y energía cinética turbulenta  $k$  para ambos puertos.

La cantidad de movimiento angular, al igual que las otras tres cantidades, corresponde a la mitad del cilindro por lo que al sumarle la mitad restante, las cantidades  $W_x$  y  $W_y$  deben anularse en tanto que  $W_z$  (cantidad cuantificando el movimiento de *tumble*) se duplicará.

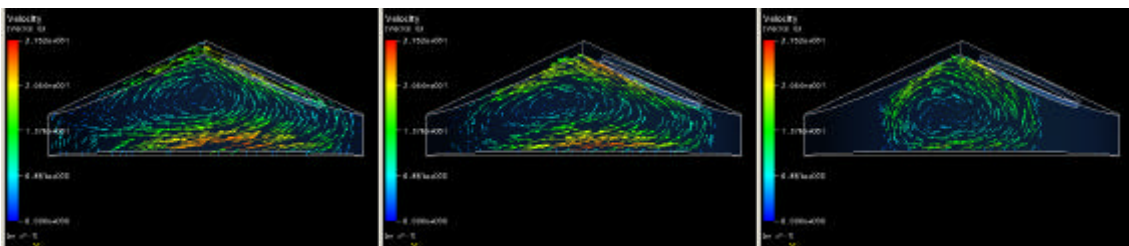


Figura 15. Campo de velocidad sobre planos x-y. *Izquierda*: plano medio del cilindro. *Centro*: a 16 mm del plano medio. *Derecha*: a 32 mm del plano medio.

$W_{nz}$  se mantiene en valores altos hasta alrededor de los 288° luego de lo cual existe una rápida pérdida de movimiento angular con un aumento de la energía cinética turbulenta  $k$ . Esta rápida disminución en  $W_{nz}$  podría atribuirse a la creciente deformación del vórtice al superar la mitad de la carrera de compresión, donde el pistón se encuentra a menos de 60 mm del techo de la cámara. El vórtice adquiere forma elíptica y el flujo debe ser rápidamente desviado al acercarse a las paredes del cilindro, aumentando las tensiones de corte.

Las cantidades  $n$ ,  $l_s$ ,  $u'$  y  $\varepsilon$  son mostradas en la figura 16 y fueron definidas como,

$$n_t = \frac{c_t k^2}{e}, \quad l_s = C_t \frac{k^{3/2}}{e} \quad y \quad u' = \sqrt{\frac{2k}{3}}, \quad (5)$$

donde  $C_t$  es una constante igual a 0,09.

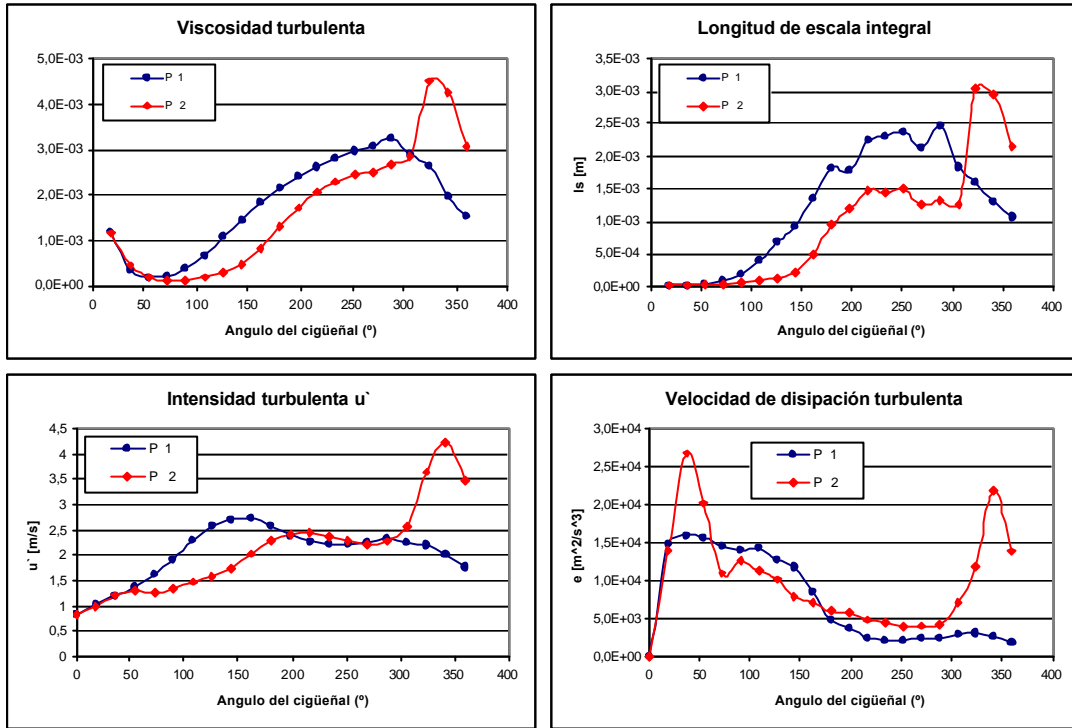


Figura 16. Parámetros de turbulencia  $n_t$ ,  $l_s$ ,  $u'$  y  $e$  para ambos puertos.

La homogeneidad de la intensidad turbulencia generada por el P2 en relación al P1 queda manifiesta al graficar el promedio de  $u'$  para el fluido encerrado en semiesferas de radios  $r = 5, 10$  y  $15$  mm, con centro en el techo de la cámara del cilindro, sobre el eje de simetría (posición de la bujía).

La figura 17 muestra esto último para ambos puertos, junto con  $u'$  promediado para el cilindro completo. El incremento en  $u'$  dado por el P2 se distribuye uniformemente en todo el cilindro durante las dos carreras y existe un incremento local de  $u'$  en la zona cercana a la bujía durante las últimas etapas de la compresión. Si consideramos como parámetro de homogeneidad a la variación relativa de  $u'$  con referencia a la obtenida al promediar el cilindro completo, entonces queda clara la mejora obtenida con P2 durante los últimos 60° de la carrera de compresión.



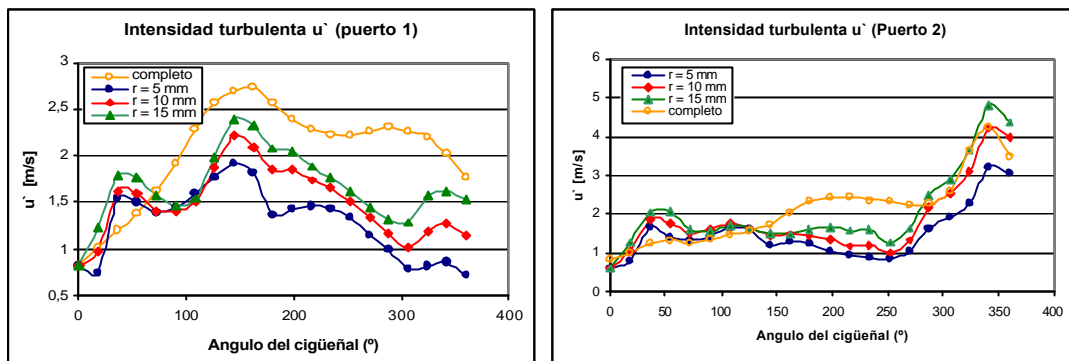


Figura 17. Intensidad turbulenta  $u'$  cerca de la bujía para ambos puertos.

#### 4 CONCLUSIONES

La simulación, tanto estática como dinámica, del ingreso del flujo dentro del cilindro de un motor de combustión interna con una cámara de combustión tipo *Pentroof* y un puerto de admisión convencional (P1) fue llevada a cabo. Los patrones del flujo en el interior del cilindro fueron analizados y cuantificados en forma global, llegando a las siguientes conclusiones:

- Los resultados obtenidos mediante CFD guardaron muy buena concordancia con aquellos hallados experimentalmente, tanto en forma estática como dinámica por otros investigadores.
- El perfil de velocidad sobre la cortina de la válvula, obtenido en forma estática no mostró diferencias significativas respecto del arrojado por la simulación dinámica. Sin embargo, no es posible dar una conclusión acerca de los resultados cuantitativos (masa flujada en función de la alzada) estáticos respecto de los dinámicos ya que la diferencia de presión utilizada en la simulación estática resulta diferente a la generada por el movimiento del pistón en la simulación dinámica.
- La cantidad de movimiento angular de *tumble* resultó poco significativa (comparable a la obtenida en las restantes direcciones) y no perduró a través de la carrera de compresión, debido a que el vórtice logró definirse solo en planos paralelos cercanos al plano medio del cilindro.

Por otro lado, el puerto de admisión fue modificado (P2) y simulado dinámicamente, contrastando sus resultados con los obtenidos para el puerto convencional (P1). Esto permitió arribar a las siguientes conclusiones:

- La modificación impuesta permitió generar un fuerte direccionamiento del flujo de entrada a través de la zona 1 de la cortina, ingresando en forma tangente a la superficie de la tapa del cilindro. Esto trajo aparejado un aumento considerable en la cantidad de movimiento angular de *tumble*.
- La cantidad de movimiento en las otras dos direcciones se vio sensiblemente disminuida y el vórtice de *tumble* resultó predominante sobre los restantes movimientos. Esto se verificó para todo el dominio, es decir que el vórtice se desarrolló sobre todos los planos

paralelos al plano medio del cilindro, manteniendo tanto su forma como la posición de su eje de rotación, a diferencia de lo ocurrido para el puerto convencional (P1), donde el vórtice de tumble se vio distorsionado al alejarnos del plano medio del cilindro.

- La energía cinética contenida en el macro vórtice de tumble se conservó en gran medida hasta alcanzar las últimas etapas de la carrera de compresión, durante la cual el macro vórtice sufrió una gran deformación con el consecuente aumento en las tensiones de corte, incrementando la energía cinética turbulenta.

## 5 REFERENCIAS

- [1] G.J.Germane, C.G.Wood, C.C. Hess, *Lean Combustion in Spark-Ignited Internal Combustion Engines - A Review* - SAE paper 831694, 1984.
- [2] P. Aleiferis, A. Taylor, Ishiii, Urata, *The nature of early flame development in a lean-burn stratified-charge spark-ignition engine*, Combustion and Flame, Vol.136, pg.283-302, 2004.
- [3] R.G. Abdel-Gayed, D. Bradley, M. Lawes, *Turbulent burning velocities: a general correlation in terms of straining rates*, Proceeding Royal Society, Vol.A414,pg.389-413, 1987.
- [4] C. Arcoumanis, J.H. Whitelaw, *Fluid mechanics of internal combustion engines: A review*, ASME International Symposium on Flows in Internal Combustion Engines, Vol. 28, 1985.
- [5] K.Y. Kang, J.H. Baek, Turbulence characteristics of tumble flow in a four-valve engine, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 18, pg. 231-243, 1998.
- [6] Y.K. Kang, J.H. Baek, *LDV Measurement and Analysis of Tumble Formation and Decay in a Four-Valve Engine*, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1995.
- [7] K. Lee, C. Lee and Y. Joo, *Optimization of the intake port shape for a five-valve gasoline engine*, *Journal of Automobile Engineering*, Vol. **215**, No D6, 739-746, 2001.