

## **SIMULACIÓN FLUIDODINÁMICA DEL PROCESO DE RENOVACIÓN DE LA CARGA EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS**

**Daniel O. Barilá, Luis A. Bugna, Gerardo A. Distel, Franco H. Bellini, Jorge M. Giannotta, Rodolfo R. Gómez**

*Universidad Nacional de la Patagonia San Juan Bosco, Ruta Prov. N° 1, Km. 4 – 9000 –  
Comodoro Rivadavia - Chubut, Argentina*

*dbarila@unpata.edu.ar, lbugna@bvconline.com.ar, gdistel@ing.unp.edu.ar,  
francohbellini@gmail.com, giannottamatias@gmail.com, fitogomez@unpata.edu.ar*

**Palabras Clave:** Sintonización de motores, renovación de la carga.

**Resumen.** El desarrollo de los motores de combustión interna alternativos se ha inclinado en los últimos años a la búsqueda de herramientas de simulación dirigidas a mejorar el diseño de los sistemas de admisión y escape por su especial influencia en factores tales como la emisión de gases contaminantes, el ruido, la potencia y el rendimiento.

El transporte másico de admisión (mezcla en motores de encendido por chispa o aire en motores Diesel) y de los gases quemados que circulan por el cilindro en las carreras de admisión y escape respectivamente se denomina Renovación de la Carga.

El mecanismo básico del motor es el de desplazamiento positivo, al tratarse de fluidos compresibles, la descripción analítica de los procesos de flujo involucra un alto grado de complejidad por lo que sólo las técnicas basadas en cálculo numérico pueden lograr un grado razonable de aproximación a los resultados obtenidos mediante experimentación.

El flujo por el interior de estos sistemas es uno de los casos más complejos de la dinámica de gases. Dicho flujo es compresible y su comportamiento es no estacionario, la presión en los conductos es variable espacial y temporalmente aún con el motor operando en un régimen de carga y velocidad fijo.

Los cambios en las propiedades de un elemento infinitesimal del gas se propagan a los elementos adyacentes mediante ondas. Para conocer el comportamiento del flujo durante la renovación de la carga se requiere estudiar el fenómeno ondulatorio que los controla; el modelado involucra ecuaciones y métodos que consideran las variaciones temporales y espaciales de los fluidos en el proceso.

En este trabajo, se plantea un esquema en el que, sin perder rigor matemático ni físico, se resuelve el problema por diferencias finitas a partir de las ecuaciones básicas de la dinámica y la termodinámica de manera diferente a la utilizada en otros métodos.

El objetivo de este trabajo fue diseñar un modelo teórico para representar el comportamiento del fluido en el proceso de la renovación de la carga. Luego, se desarrolló un software con las ecuaciones del modelo que permitió estudiar los fenómenos involucrados.

Esto fue planteado de esta manera para lograr el doble propósito de obtener un software específico y un método de resolución más apropiado para los fines de enseñanza.

Los resultados obtenidos representan muy bien los procesos reales por lo que tanto el modelo físico/matemático como el software asociado constituyen una base para realizar trabajos futuros abordando la temática para casos más complejos que los simulados hasta ahora.

## 1 INTRODUCCIÓN

El proceso de renovación de la carga se estudia fundamentalmente por su influencia en las prestaciones del motor, buscando un óptimo llenado del cilindro para mejorar la potencia y un barrido de gases quemados con mínima contrapresión para bajar las pérdidas de bombeo aumentando el rendimiento e influenciando en el buen llenado del siguiente ciclo.

Los principales aspectos que influyen en la renovación de la carga son las condiciones de flujo en válvulas y los efectos ondulatorios en los conductos de admisión y escape. La influencia de estos últimos es tan importante que los múltiples o colectores de admisión y escape pueden diseñarse buscando efectos de sintonización logrando que los fenómenos ondulatorios sean beneficiosos para el funcionamiento del motor.

Existen modelos sencillos denominados de vaciado y llenado en los que se desprecia el efecto ondulatorio en los conductos y se calcula el flujo de gases teniendo en cuenta la restricción presentada por las válvulas y el movimiento del pistón como si la presión en los conductos de escape y admisión fuera absolutamente constante.

En este caso, se desarrolla lo que se conoce como modelo de acción de ondas en el que se siguen teniendo en cuenta las premisas del modelo de llenado y vaciado pero con presiones variables en los conductos debidas a los efectos ondulatorios.

En principio, el modelado unidimensional de ondas en conductos, puede plantearse mediante la discretización del fluido dentro del conducto considerando un cierto número de masas concentradas vinculadas por elementos que representen el comportamiento compresible del propio fluido. En otras palabras, se puede considerar la masa total distribuida en “pistones” que se vinculan entre sí mediante “resortes neumáticos” siendo los pistones los que representan las propiedades inerciales y los resortes las termoelásticas.

Si se perturba de un modo particular a la masa de un extremo con una fuerza de ley de variación conocida, se podrá calcular la aceleración de la masa y, luego de transcurrido un pequeño intervalo de tiempo  $\Delta t$ , planteando la segunda ley de Newton, se obtendrá la velocidad de la masa y su nueva posición. Para la segunda iteración, sobre la primera masa continúa actuando la fuerza externa (con ley de variación conocida), pero además se comienza a tener en cuenta la presión del “resorte neumático” que vincula las dos primeras masas ya que debido al corrimiento sufrido por la primera masa en la iteración anterior, se deformó. Por ese mismo motivo, ahora actuará una aceleración sobre la segunda masa producto de la deformación del resorte y se podrán calcular las variables cinemáticas de ambas masas.

En cada iteración se involucran más masas al movimiento y si se toma la precaución de discretizar un número suficientemente grande de masas y utilizar intervalos de tiempo suficientemente pequeños, los resultados se asemejan a los del medio continuo de la realidad.

Los resortes neumáticos tienen un comportamiento no lineal que surge de tener en cuenta el comportamiento entre presión y volumen de un gas, dado que las perturbaciones se producen a gran velocidad, se asume como primera aproximación que no hay transferencia de calor entre las sucesivas capas de gas ni con las paredes, esto es, un comportamiento adiabático e isoentrópico.

En desarrollos futuros, se trabajará con la existencia de intercambio de calor a las paredes utilizando correlaciones específicas ([Woschni](#)) que deberían permitir una buena modelación de este fenómeno.

El método de las diferencias finitas permite calcular la evolución de todas las variables cinemáticas y termodinámicas de todas las masas en las que se discretizó el medio continuo. Puede así modelarse perfectamente el proceso de propagación de ondas, incluso las de gran

amplitud, ya que las propiedades termoelásticas asociadas a los “resortes” gobiernan juntamente con las masas la dinámica ondulatoria tal como sucede en la realidad dependiendo la precisión del “refinamiento” de la discretización y no de las limitaciones del modelo.

Sin embargo, surge el inconveniente de que este planteo asocia las variables a masas y resortes que en realidad no sólo “oscilan” sino que simultáneamente “fluyen” por lo que el programa debería “seguirlas” a medida que avanzan por la geometría del motor. Por esto es que este planteo puede utilizarse sin problemas para modelar un medio continuo tal como un resorte vibrando axialmente, un eje oscilando torsionalmente o una columna de gas en un tubo cerrado en ambos extremos.

De haber formalizado un modelo perfeccionando esta técnica para el caso de flujo, podríamos obtener datos donde por ejemplo para la masa  $m_n$ , podríamos saber su posición, temperatura, velocidad, presión, etc. para cualquier tiempo. Pero como ingresa masa al sistema, a medida que avanza la simulación, deben tenerse en cuenta cada vez más masas. Este esquema se vuelve impráctico para el caso real en el que las oscilaciones se materializan en un sistema al que ingresa y del que sale masa. Por esto es que se ha encarado el trabajo con una metodología en la que se logra asociar todas las variables de interés a puntos fijos en las tuberías vinculados al concepto de recinto o volumen de control. Esto es, no obtendremos las variables correspondientes a la masa  $m_n$  sino al recinto  $n$  en función del tiempo.

Para ello, en cada iteración se trabaja en principio con el modelo que “sigue” a cada masa trabajando como se explicó precedentemente, se calculan todas las variables termodinámicas. Luego, se analiza cuanta masa atravesó los límites de cada recinto para reasignar a cada uno de ellos un nuevo valor de masa y comenzar nuevamente los cálculos en la siguiente iteración.

De un modo similar, todas las demás variables se reasignan a los centros de los recintos (masa y velocidad) o al centro de los resortes que simulan las condiciones termoelásticas del gas contenido entre las masas (presión y temperatura).

De esta manera, se obtienen todos los parámetros en función de la coordenada representativa de la posición y del tiempo.

El trabajo de simulación de un motor monocilíndrico de aspiración natural puede dividirse en los siguientes aspectos a modelar:

- Procesos dinámicos en tuberías. Condiciones en el extremo libre. Cambios de sección.
- Flujo en válvulas: Ingreso de gases al tubo de escape desde el cilindro a través de la válvula de escape. Aspiración desde el tubo de admisión al cilindro a través de la válvula de admisión.
- Ciclo dentro del cilindro.

## 2 PROCESOS DINÁMICOS EN TUBOS DE ADMISIÓN Y ESCAPE

### 2.1 Discretización

Consideremos un gas en condiciones de equilibrio, a una determinada presión y temperatura en el interior de un conducto, este se discretiza dividiéndolo en pequeños recintos de iguales dimensiones, fijos en el espacio.

Estos recintos inicialmente contienen masas iguales de gas en las mismas condiciones, y se comportan como volúmenes de control por los que circula el fluido.

Si bien, por definición el gas ocupa el volumen del recinto que lo contiene, vamos a considerar que la fracción de masa de gas que ocupa el volumen de un recinto, está concentrada en el centro geométrico del mismo (nodo).

Luego, estas masas concentradas en los nodos, se asignan a “pistones” adiabáticos de espesor despreciable. Los pistones dividen a los recintos en partes iguales y están unidos por resortes (neumáticos) de masa despreciable (Fig. 1).

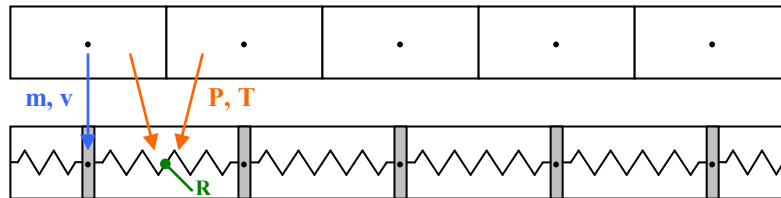


Figura 1. Asignación de variables al modelo elástico discretizado.

Cuando los “pistones” se mueven, generan la compresión y expansión de los resortes adyacentes. Estos movimientos o perturbaciones se propagan en función de las propiedades elásticas del fluido, representadas en el resorte siendo los “pistones” los que poseen las propiedades inerciales (masa, velocidad, aceleración) y los resortes las propiedades termoelásticas (presión, temperatura, etc.).

Supongamos que en un extremo del tubo se genera una perturbación como la que podría generarse al ingresar un pequeño valor de masa proveniente del cilindro durante el inicio de la apertura de la válvula de escape o una succión durante el proceso de admisión que genera una pérdida de masa desde el tubo hacia el cilindro atravesando la válvula de admisión.

Dicha perturbación de presión, es evaluada durante diferencial de tiempo  $\Delta t$  sobre el primer recinto del esquema “Mallado”. En el caso del escape, al producirse la mezcla aumenta la masa del recinto, la presión y la temperatura (Fig. 2.a). También aumentará la velocidad debido al aporte de cantidad de movimiento, que es evaluado como un choque perfectamente plástico donde:

$$m_e v_e + m_1 v_1 = M_1 V_1$$

Siendo:

$m_e, v_e$ : Masa y velocidad del gas proveniente de la válvula de escape.

$m_1, v_1$ : Masa y velocidad del primer recinto antes de la perturbación.

$M_1, V_1$ : Masa y velocidad final de la mezcla.

A continuación se describe la metodología empleada para asignar las propiedades de la mezcla al modelo elástico, que, para mayor sencillez, se supondrá en la primera iteración aunque el proceso básico se repite para las siguientes iteraciones.

En el equilibrio los pistones se encuentran en el centro de los recintos alineados con los nodos (Fig. 1), por lo tanto la masa y velocidad del gas se asignan en forma directa a los pistones.

En el modelo elástico, la presión y temperatura, denominadas propiedades “termoelásticas” son asignadas a los resortes.

Para determinar el valor y la ubicación de estas propiedades, se considera que las mismas se encuentran en un punto situado en la mitad de los resortes (punto R).

Por esta razón, será necesario interpolar los valores de los nodos para asignarlos al punto

medio de cada resorte (Fig. 2.b). Esto se realiza mediante el ajuste de un polinomio que pase por los puntos especificados.

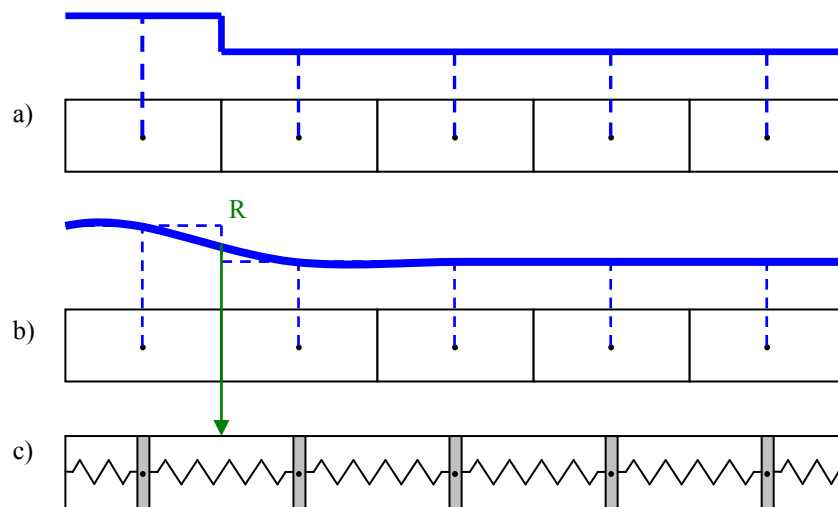


Figura 2. Reasignación del Esquema de Recintos al Modelo Elástico.

Como se ve en la Fig. 2, el punto R coincide con la frontera del recinto cuando los pistones se encuentran alineados con los nodos.

En esta situación, resulta conveniente interpolar tomando la misma cantidad de valores de referencia a ambos lados de dicho punto, de modo que el valor a interpolar quede relativamente centrado entre los puntos usados como dato. En este caso se utilizaron dos puntos a cada lado, resultando una interpolación cúbica.

## 2.2 Movimiento de los pistones

El ingreso (o egreso) de masa, se traduce en una diferencia de presión entre dos resortes contiguos aplicada al pistón que los separa, de esta manera se origina una aceleración y, transcurrido un instante de tiempo, el movimiento del mismo. (Fig. 3).

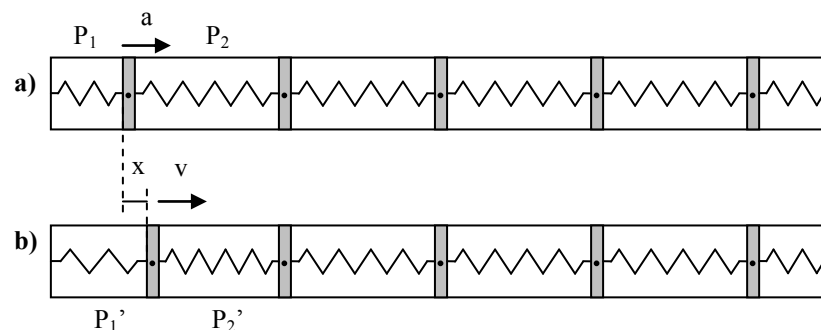


Figura 3. Esquema del modelo elástico luego de una perturbación. a) Pistones en sus posiciones originales, sufren una aceleración debida al desequilibrio de fuerzas a ambos lados. b) Transcurrido un instante de tiempo cambia la velocidad y posición de los pistones, comprimiendo y expandiendo los resortes.

Se puede observar en la Fig. 3, que debido a la diferencia de presión producida por el ingreso de gas, el pistón experimenta una aceleración que precede al movimiento. En base a este concepto, la aceleración del pistón se determina mediante la segunda ley de Newton utilizando como referencia la masa que le fue asignada en el paso anterior.

$$\Delta x = v_1 \Delta t + \frac{1}{2} a \Delta t^2 \longrightarrow x_2 = x_1 + v_1 \Delta t + \frac{1}{2} a \Delta t^2 \quad (1) \quad \Delta v = a \cdot \Delta t \longrightarrow v_2 = v_1 + a \Delta t \quad (2)$$

Donde,

$v_1, v_2$ : Velocidad inicial y final del pistón.  $x_1, x_2$ : Posición inicial y final del pistón.

Finalmente, con la nueva posición del pistón calculamos el volumen resultante del recinto y las nuevas propiedades.

Es importante destacar que la validez del método está basada en emplear un diferencial de tiempo lo suficientemente pequeño como para absorber el error cometido al separar los procesos y constituye, junto a todos los cálculos que involucren un diferencial de tiempo en este trabajo, la base conceptual del modelo.

### 2.3 Propiedades “Termoelásticas”

$$V_f = (x_1 + \Delta x) A_p$$

$$P V^\gamma = cte \longrightarrow P_f = \frac{P_1 V_1^\gamma}{V_f^\gamma} \quad \text{Transformación adiabática isentrópica (6)}$$

$$P V = \widehat{R} T \longrightarrow T_f = \frac{P_f V_f}{\widehat{R}} \quad \text{Ecuación de estado (7)}$$

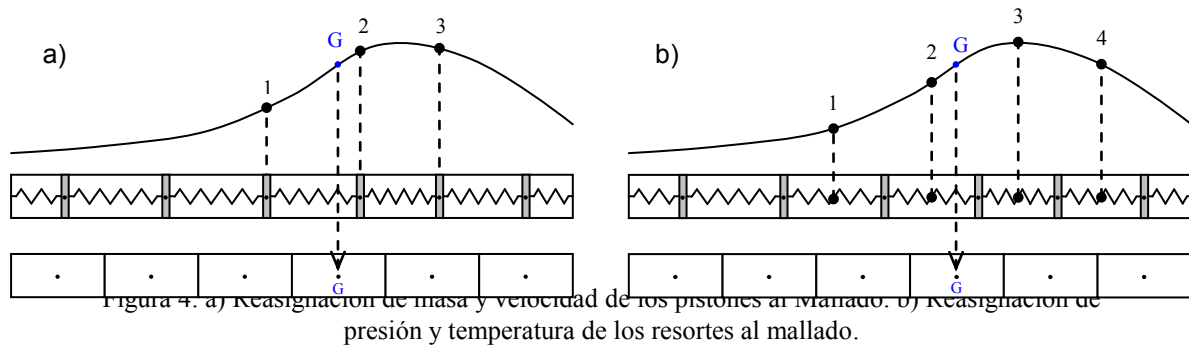
Donde,

$V_f$ : Volumen final  $P_f$ : Presión final del recinto.  $T_f$ : Temperatura final del recinto.

### 2.4 Reasignación de propiedades al Mallado

Una vez finalizado el cálculo de las nuevas condiciones del flujo (en el modelo elástico), es necesario reasignar propiedades a los recintos, esto es, realizar el camino inverso a lo expresado anteriormente, reasignando los parámetros de flujo a los nodos del mallado. Aún luego de una perturbación, los pistones estarán siempre próximos al centro de los recintos (prácticamente alineados con los nodos), por lo que a diferencia de la interpolación realizada en el apartado 2.1. Se obtendrá una mejor aproximación utilizando los 3 valores de referencia más cercanos al nodo como muestra la Fig. 4.a.

En este caso, se podrá realizar la interpolación utilizando una función cuadrática, quedando prácticamente centrado el punto a interpolar.



Para volver a ubicar los valores de presión y temperatura en los nodos del mallado, se interpolan los valores de referencia de la misma manera que en el punto 2.1 (Fig. 4.b).

Una vez reasignadas todas las propiedades al esquema de mallado, se reinicia el proceso comenzando una nueva iteración.

Cabe destacar que los valores de referencia para graficar las variaciones de Presión, velocidad y temperatura del flujo a lo largo del tubo son tomados del esquema de mallado (nodos).

La Fig. 5, resume los pasos principales del proceso de cálculo.

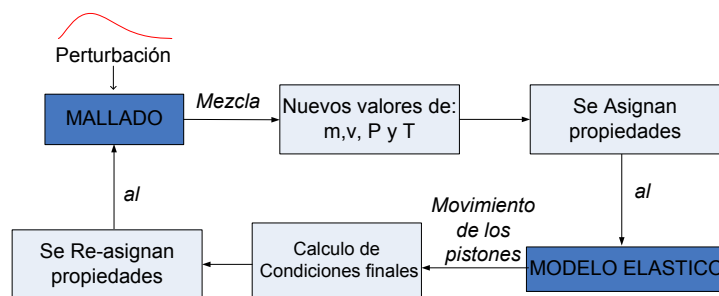


Figura 5. Resumen de la secuencia de cálculo.

## 2.5 Condiciones de extremo

Las dos condiciones típicas de extremo son las de extremo abierto o cerrado. La primera es la que se da en el final del tubo de escape y al principio del de admisión. En este caso, se impone la condición de presión constante (atmosférica) en el nodo correspondiente sin más modificación a la discretización del tubo. El caso de extremo cerrado se da cuando las válvulas se cierran y debe modelarse el efecto de reflexión de ondas en los conductos, en este caso la condición es la de velocidad nula en el extremo.

El problema puede resolverse de diversas maneras, basándose en la teoría acústica e imponiendo la condición física de extremo abierto que obliga a mantener nula la presión manométrica en el extremo, se concluye que debe reflejarse una onda de igual amplitud pero de signo contrario viajando en sentido opuesto de tal manera que la superposición de incidente y reflejada en todo momento sea nula en el extremo. Por esto es que si una onda de sobrepresión llega a un extremo abierto, se reflejará una onda de depresión que avanzará en

sentido contrario.

Para el caso de extremo cerrado, la condición de borde es velocidad nula por lo que una onda de velocidad se reflejará de manera invertida. En función de la relación existente entre la velocidad y la presión en ondas acústicas, se deduce que las ondas de presión se reflejarán con el mismo signo duplicando el valor instantáneo de amplitud en el extremo cuando las ondas incidentes y reflejadas se superpongan exactamente (Peidró, Bermudez Tamarit y Payri).

Este razonamiento es el más simple y permite estimar el comportamiento aunque sólo sirve para ondas de pequeña amplitud, no tiene en cuenta fricción ni transferencia de calor por lo que resulta menos preciso que los modelos de acción de ondas como el propuesto. En modelos de este tipo, las condiciones de contorno impuestas son las que garantizan que la simulación evolucione hacia la solución física del problema sin necesidad de planteos adicionales.

## 2.6 Cambios de sección

En el planteo basado en la teoría acústica, se asume que un estrechamiento es un cierre parcial por lo que se comporta parcialmente como extremo cerrado para la onda reflejada y como extremo abierto para la transmitida, por ello es que se reflejará una onda de presión de igual signo pero de menor magnitud. Debido al efecto de bloqueo parcial, hay un aumento de presión al llegar la onda incidente y la transmitida es de amplitud algo menor que el máximo alcanzado en el bloqueo pero mayor que la incidente antes de llegar a la singularidad.

El aumento de sección se comporta como un extremo libre parcial por lo que la onda de presión incidente genera una reflexión de signo contrario y se transmite una onda de igual signo.

En el modelo propuesto, la discretización consistente en general en crear recintos de igual longitud, hace que la distribución lineal de masa y de propiedades elásticas sea diferente antes y después del cambio de sección. En el cambio de sección se establece un límite de recinto por lo que al discretizar, se asignan las propiedades inerciales a pistones que tendrán diferente masa a ambos lados de la frontera del recinto. Las propiedades termoelásticas asignadas a los “resortes neumáticos” serán diferentes también a ambos lados con la salvedad de que existirá uno en particular que atravesará el cambio de sección (Fig. 6) y cuyas propiedades dependerán del volumen de gases encerrados entre ambos pistones.

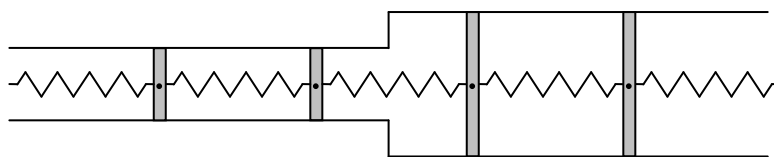


Figura 6. Esquema de pistones y resortes en un ensanchamiento brusco.

Con esta configuración de discretización, el modelo simula muy bien el funcionamiento de las singularidades de disminución o aumento de sección sin pérdidas localizadas. Para tenerlas en cuenta, se utilizan coeficientes de pérdida energética tomadas de datos experimentales obtenidos en ensayos en flujo estacionario.

Los cambios de sección graduales se modelan con una sucesión de cambios bruscos de pequeña variación distribuyendo los coeficientes de pérdida a cada porción del cono discretizado.



### 3 FLUJO EN VÁLVULAS

#### 3.1 Modelado de las válvulas

Si bien el flujo en las válvulas de admisión y escape es no estacionario, existe suficiente evidencia experimental confirmando que los valores característicos de las mismas obtenidos en ensayos estacionarios en bancos de flujo pueden utilizarse perfectamente para la simulación de las condiciones no estacionarias con las que funcionan en un motor (Arcoumanis).

El flujo en la válvula de escape se establece con relativamente pocas pérdidas desde el cilindro hasta la zona delimitada por el asiento y su correspondiente superficie de contacto en la válvula (punto 3 en la Fig. 7.a) con una sección de pasaje determinada por la alzada que tuviera la válvula en cada momento, dicha sección es la superficie lateral de un tronco de cono cuyas generatrices son perpendiculares a la superficie del asiento denominada “área de cortina periférica” (Muñoz-Payri, Heywood). Posteriormente, hay una expansión desordenada y con muchas pérdidas desde esta zona hasta ingresar al tubo de escape. El comportamiento es en definitiva muy similar al de una tobera convergente acoplada a un difusor de alta divergencia, en el que, salvo que los ángulos sean muy pequeños, el efecto de difusión se pierde y se establece un flujo a presión constante.

Con esta hipótesis, puede simularse el comportamiento instantáneo de la válvula para cada valor de apertura suponiendo que el proceso real del gas, se divide en los sub-procesos indicados en la Fig. 7.c.

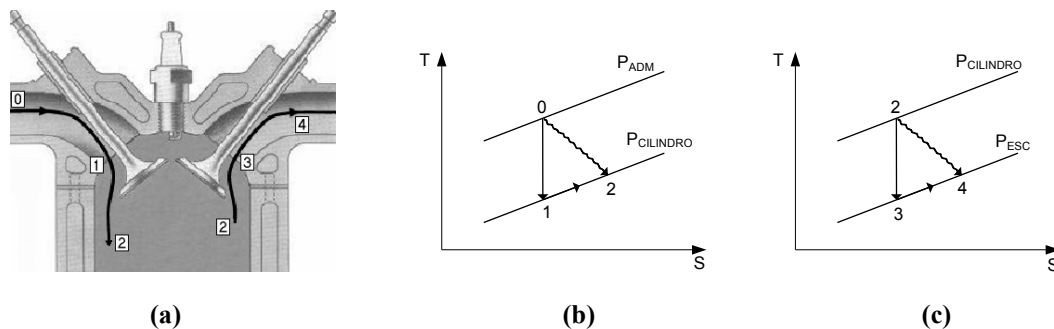


Figura 7.a) Flujo de gas a través de las válvulas. b) Diagrama T-S válvula de admisión. c) Diagrama T-S válvula de escape.

El modelado de la válvula de admisión es análogo al realizado en la válvula de escape, teniendo en cuenta las siguientes consideraciones; el gas se expande isentrópicamente desde el conducto de admisión hasta la presión del cilindro  $P$  en la válvula, luego se introducen las pérdidas mediante una compresión isobárica hasta la entrada del cilindro.

Conociendo los parámetros del flujo en la admisión y la presión de descarga en el cilindro, podemos conocer todas las condiciones del proceso y de esta manera calcular el caudal másico ideal y las pérdidas en la válvula de admisión, de la misma manera que en la válvula de escape.

#### 3.2 Coeficientes de descarga

La metodología descrita anteriormente es una aproximación ya que en realidad existen pequeñas pérdidas en el tramo convergente y fundamentalmente aparece una diferencia

respecto de esta teoría debido a que el tubo de corriente se contrae hasta un valor menor que el de la sección teórica de paso generando el efecto de “vena contracta”.

Estos efectos pueden tenerse en cuenta si se conoce experimentalmente el coeficiente de descarga de la válvula  $C_D$  que se define como la razón entre la masa efectiva de flujo y la calculada en forma teórica utilizando un determinado área de referencia:  $C_D = \frac{i'_{\text{efectiva}}}{i'_{\text{teórica}}}$  (Muñoz-Payri, Heywood).

Un posible área de referencia es el área de cortina, de modo que el caudal teórico crecerá con la alzada, así como lo hace el caudal real, quedando aproximadamente constante la relación entre ambos (Fig. 8.a). Sin embargo, para mayores aperturas de válvula el área que limitará el flujo será la del orificio del asiento (Fig. 8.b) y el caudal real permanecerá constante independientemente del valor de la alzada, mientras que el caudal teórico seguirá aumentando, con lo que el coeficiente de descarga disminuirá (Fig. 9.a).

Otros autores toman el área de referencia como el área neta de flujo si no estuviese la válvula. De esta forma, el caudal teórico será constante, mientras que el caudal real varía en función de la alzada, quedando un crecimiento lineal del coeficiente de descarga para pequeñas aperturas de válvula, mientras que para mayores aperturas el caudal real tenderá hacia el valor del caudal teórico (Fig. 9.b).

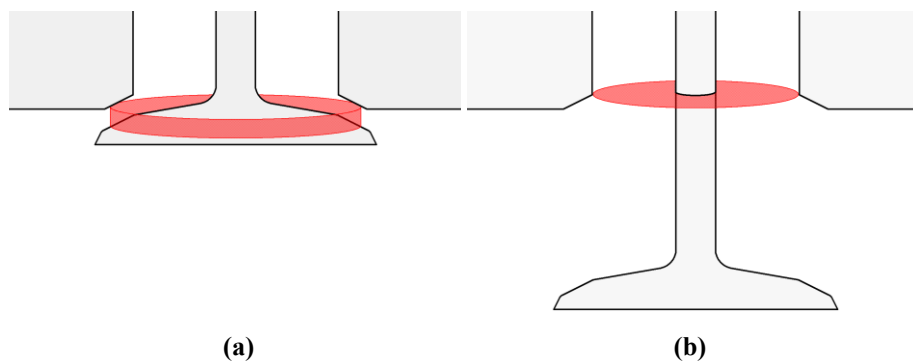


Figura 8. Sección de flujo para: a) pequeños valores de alzada respecto al diámetro de válvula; b) grandes valores de alzada respecto al diámetro de válvula.

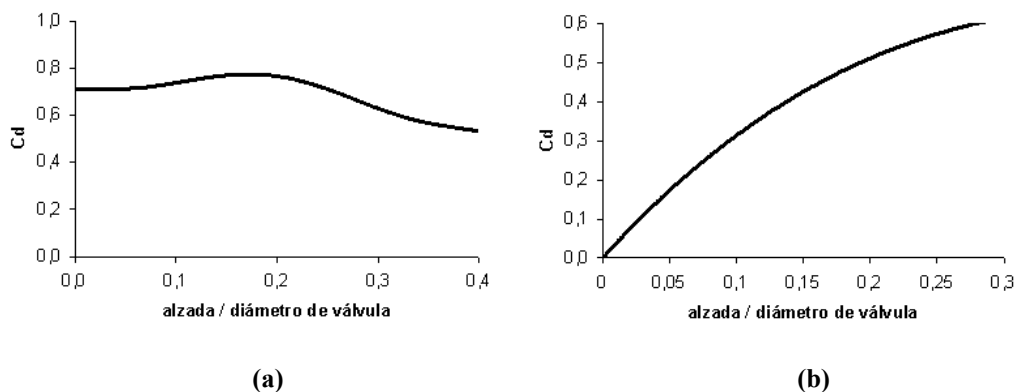


Figura 9. Ejemplos de coeficientes de descarga con distintas áreas de referencia: a)  $C_d$  utilizando el área de cortina como área de referencia; b)  $C_d$  utilizando un área de referencia constante.

En este trabajo el modelado de las válvulas se abordó en forma teórica ya que permite trabajar con solo conocer la geometría de la válvula. En caso de contar con los datos correspondientes a los valores de coeficiente de descarga en función de la apertura, es sencillo incorporar a la simulación la mejora proveniente del conocimiento experimental del comportamiento de flujo de la válvula, aunque el resultado sería cualitativamente similar para valores de alzada bajos respecto al diámetro de la válvula según lo muestra el tramo prácticamente constante del coeficiente de descarga referido al área de cortina (Fig. 9.a).

Debe tenerse en cuenta que en ocasiones hay inversiones de flujo en las válvulas por lo que eventualmente puede salir gas del cilindro hacia el colector de admisión o producirse una reaspiración de gases de escape al cilindro, por esto es que el código implementado tiene en cuenta que de darse esta circunstancia, es necesario suponer los coeficientes de descarga correspondientes a flujo inverso mientras dure este fenómeno.

#### 4 MODELADO DE LA PRESIÓN EN EL CILINDRO

A diferencia del modelado de los conductos, el modelo del cilindro es un modelo termodinámico de dimensión cero o también llamado “modelo de variables espaciales concentradas” donde la única variable independiente es el tiempo.

Esto presupone que no interesa la distribución espacial de las variables dentro del cilindro sino solamente una terna de valores; densidad, presión y temperatura para todo el conjunto en cada instante de tiempo.

Obviamente se trata de una simplificación ya que es sabido que los fenómenos fluido dinámicos, térmicos y químicos que ocurren dentro del cilindro hacen al problema tridimensional.

En esta primera etapa del trabajo se presenta el modelado de un Ciclo Otto “semi-teórico” de aire, describiendo con precisión el ciclo o “lazo” de bombeo, pero dejando para un desarrollo futuro el análisis y modelado completo del resto del ciclo en el que sean consideradas las variaciones de coeficiente politrópico en compresión y expansión, el proceso de combustión, pérdidas térmicas, etc.

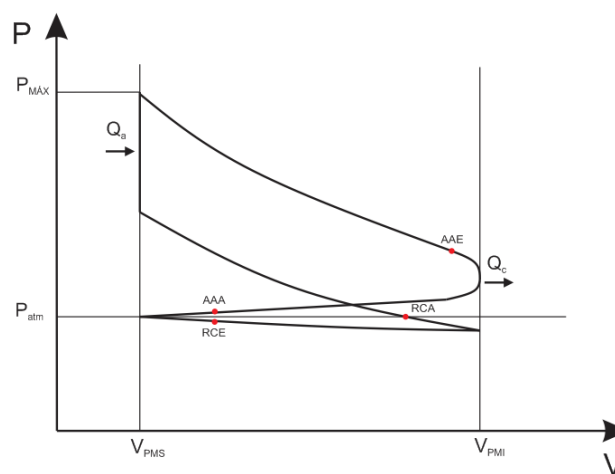


Figura 10. Ciclo PV en el cilindro, donde AAA y RCA son los puntos donde se abre y se cierra la válvula de admisión respectivamente, y AAE y RCE los puntos donde se abre y cierra la válvula de escape.

En función de lo expresado en relación al comportamiento de la válvula de escape, es posible calcular el caudal másico que fluye por la misma en cada instante. Luego, para cada incremento de tiempo, podemos calcular la masa que sale del cilindro y además, calcular la masa “residual” que queda en el cilindro.

De la misma manera, puesto que conocemos el caudal de masa fresca que fluye por la válvula de admisión en cada iteración, se puede calcular la masa que entra al cilindro en cada incremento de tiempo.

Se considera un mezclado “perfecto” e instantáneo entre cada porción de masa fresca y la masa residual de la iteración anterior pudiéndose así calcular todas las propiedades termodinámicas de la mezcla dentro del cilindro.

Es importante mencionar que las ecuaciones descritas para el proceso de admisión y escape en los puntos anteriores, también son capaces de cuantificar los procesos durante el período en que ambas válvulas están abiertas (“cruce de válvulas”) para cada iteración.

Una vez que se encuentran cerradas ambas válvulas, se continúan calculando los procesos ondulatorios en los colectores mientras se comienza a calcular el proceso de compresión en el cilindro. En esta etapa, sólo se han considerado evoluciones politrópicas de coeficiente constante pudiendo elegirse un valor algo menor que  $\gamma = C_p / C_v$  del aire.

En desarrollos posteriores se utilizarán correlaciones que permiten estimar las fugas de calor instantáneas según las metodologías propuestas por [Woschni](#).

En el punto muerto superior (PMS), se produce el aporte de calor a volumen constante. Considerando una relación estequiométrica entre aire admitido y el combustible es posible calcular la cantidad de calor que aportará la combustión, este calor incrementará la temperatura de los productos de combustión y de los residuales del ciclo anterior.

Se asume por ahora una combustión a volumen constante dejando para desarrollos posteriores la modelación más exacta de este proceso.

Para la expansión se realiza un análisis similar al del proceso de compresión pero en este caso, el efecto de las fugas de calor se tiene en cuenta simplídicamente asumiendo un coeficiente politrópico constante ligeramente mayor que  $\gamma$ .

El proceso de escape se modela con un criterio idéntico al de admisión, de esta manera, es posible calcular todo el ciclo y sus valores característicos asociados como trabajo indicado, presión media, rendimiento volumétrico, etc.

Debido a que las condiciones iniciales de simulación no tienen en cuenta la dinámica ondulatoria ni el contenido de gases residuales en el cilindro, es necesario realizar simulaciones de varios ciclos para lograr que los parámetros de cálculo se estabilicen y poder obtener un resultado que represente aproximadamente el funcionamiento real del motor.

## 5 ANÁLISIS DE RESULTADOS Y VALIDACIÓN DEL MODELO

El objetivo en esta etapa es el de modelar un motor monocilindrico aspirado con colectores sencillos que pueden tener cambios de sección. Para validar el modelo, se han realizado pruebas parciales con simulaciones de flujo en conductos previas a la simulación completa del motor.

Los algoritmos conceptualmente explicados se implementaron en un programa en lenguaje C SHARP constituyendo el software al que denominamos M.E.V. “Máquina de Ensayos Virtuales”.

Se estudió la convergencia del método disminuyendo el intervalo de tiempo en el que se evalúan cambios en las propiedades del flujo (refinamiento de la malla), minimizando de esta manera la magnitud de los errores cometidos al realizar las sucesivas aproximaciones. El resultado de la programación cumplió ampliamente las expectativas.

Se muestra a continuación la validación del modelo con el uso del software MEV, reflejando el comportamiento real de un flujo de gas en el interior de un conducto para las siguientes situaciones:

- a) Condición de contorno: final abierto y final cerrado.
- b) Superposición de ondas.
- c) Cambios de sección.
- d) Deformación de la onda de presiones.
- e) Ciclo en cilindro.

### 5a. Deformación de la onda de presiones

Al ponerse en contacto los gases del interior del cilindro con el sistema de escape, existe una apreciable diferencia entre la presión de los gases en el interior de aquel y el gas que está contenido en el sistema. Este gradiente de presiones provoca una onda de presión de amplitud finita, que se transmite por el fluido a gran velocidad poniendo al gas en movimiento a su paso.

La configuración de esta perturbación, es función de la velocidad de apertura de la válvula de escape. La velocidad de apertura es función de la geometría y del régimen de giro del motor.

Al ser la amplitud mayor que la considerada para ondas acústicas, la temperatura se modifica apreciablemente durante el paso de la misma, dado que la velocidad de propagación aumenta con la temperatura, la onda se deforma. Las simulaciones realizadas reflejan perfectamente este efecto tal como se aprecia en la Fig. 11.

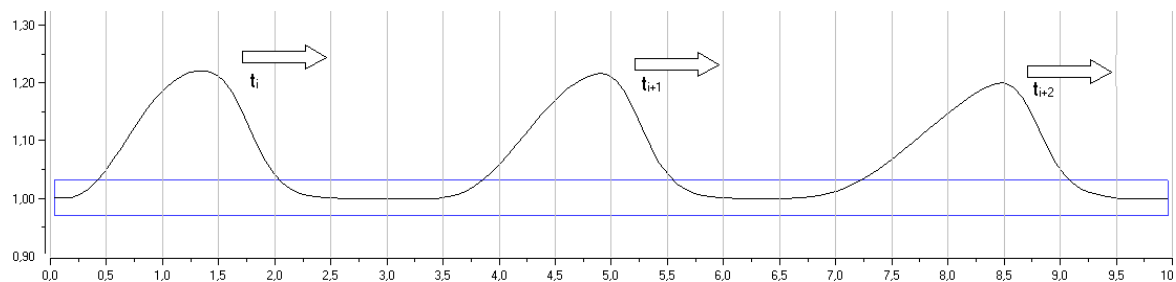


Figura 11. Deformación de la perturbación de presión.

### 5b. Condición de contorno: final abierto y final cerrado

Las ondas de presión se reflejan con valores de depresión al llegar a un extremo abierto, como se mencionó en el apartado 2.5. Las simulaciones realizadas reflejan correctamente este efecto como se aprecia en la Fig. 12.a. En un extremo cerrado, las ondas de presión se reflejan, pero sin invertirse. Al igual que en el caso del extremo abierto, las simulaciones realizadas reflejan correctamente la realidad como se muestra en la Fig. 12.b.

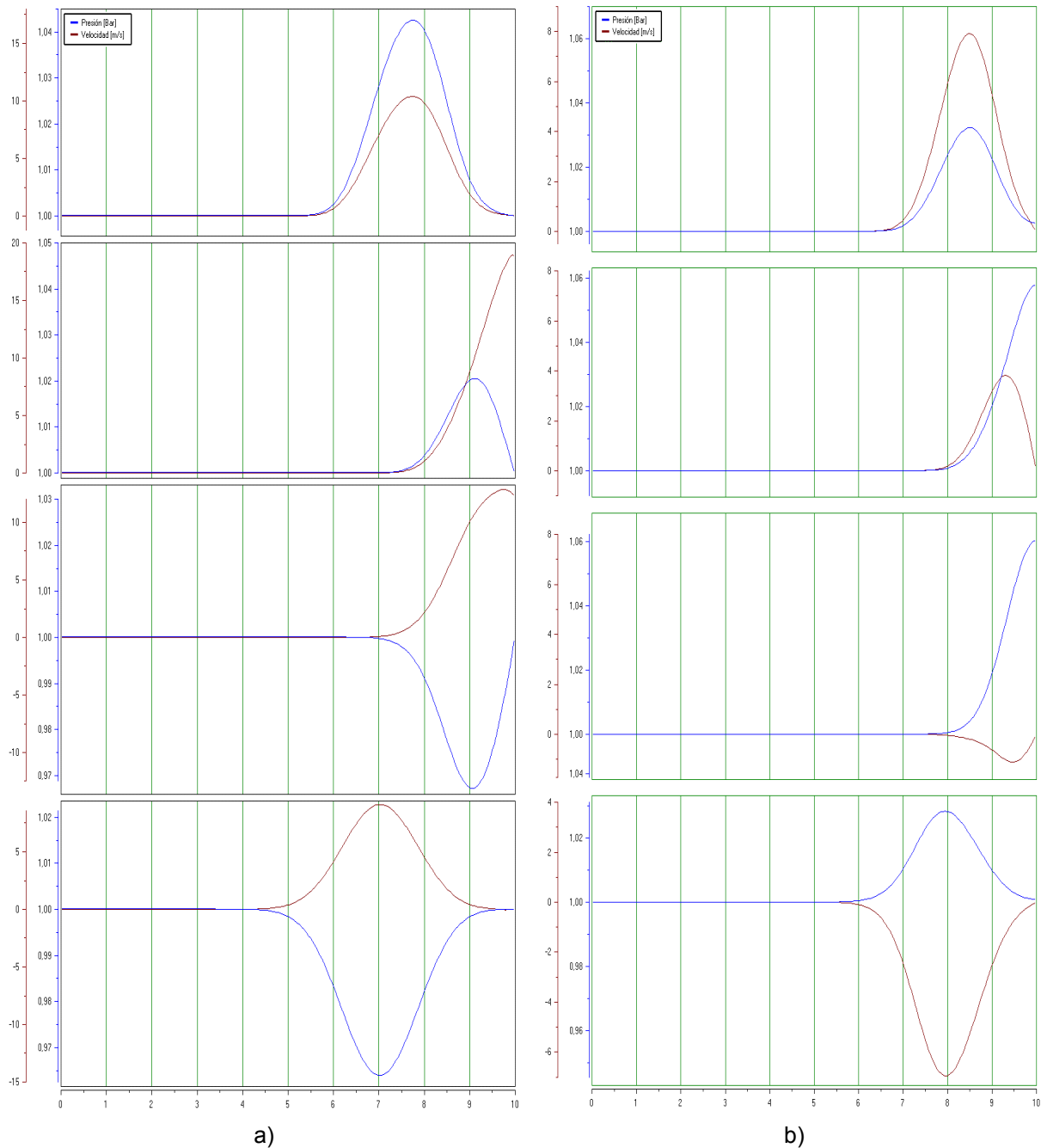


Figura 12. Reflexión en un tubo de sección constante: a) con extremo abierto. b) con extremo cerrado.

### 5c. Superposición de ondas

Las ondas de pequeña amplitud que viajan en sentidos opuestos pueden encontrarse y mantener su forma básica luego de superado el cruce entre ambas. Pruebas de este tipo fueron realizadas con la finalidad de validar resultados siendo los mismos coherentes con la teoría.

### 5d. Cambios de sección

Se mencionó anteriormente cual es el comportamiento de ondas que inciden en cambios de sección, las pruebas realizadas concordaron perfectamente con la teoría, a modo de ejemplo la Fig. 13 muestra el efecto de un estrechamiento brusco.

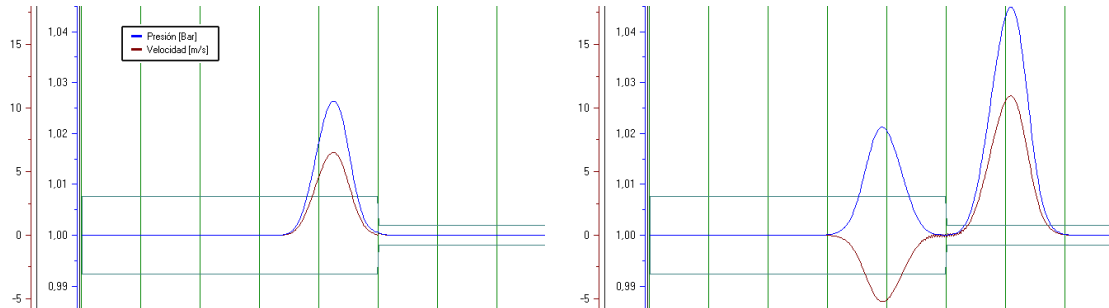


Figura 13. Ondas reflejadas y transmitidas en un estrechamiento brusco.

### 5e. Ciclo en cilindro

Se muestra a modo de ejemplo en la Fig. 14 el aspecto del ciclo modelado para una condición particular de funcionamiento. La zona del ciclo con válvulas cerradas tiene las características de un ciclo teórico pero en las zonas en las que se encuentran abiertas las válvulas de admisión y/o escape, se observan las características aproximadas de un ciclo real.

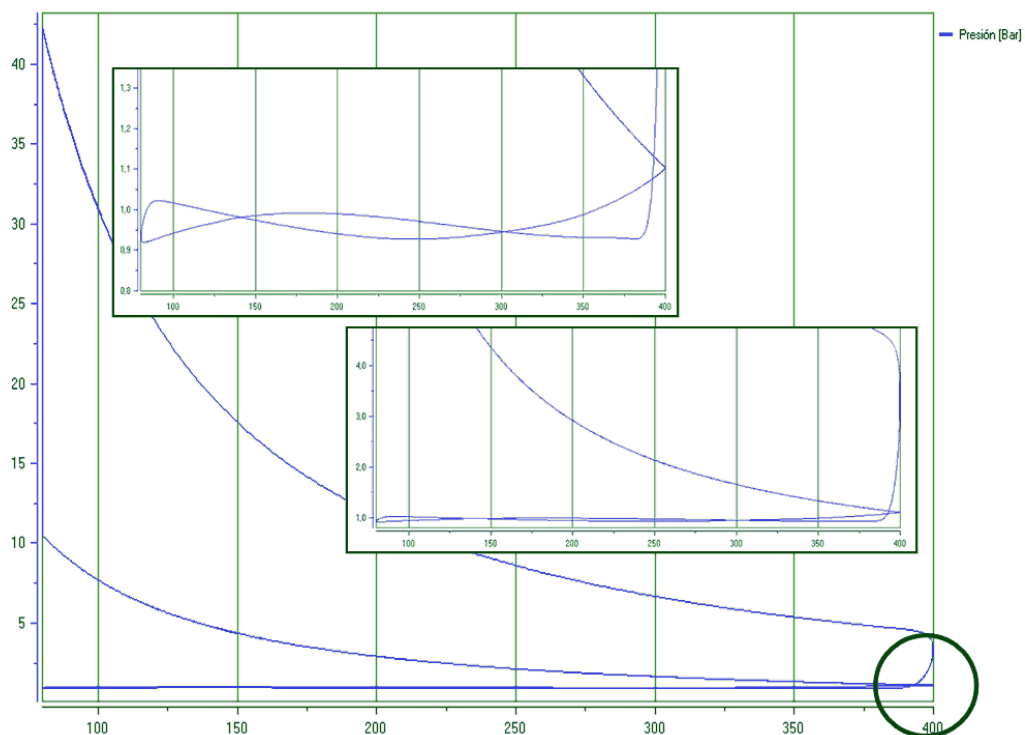


Figura 14. Ciclo cerrado mostrando ampliaciones del lazo de baja presión (lazo de “bombeo”).

## 6 CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS

Los objetivos principales de este trabajo fueron los de desarrollar una herramienta informática que permita simular el comportamiento del motor teniendo en cuenta la dinámica ondulatoria de los gases que evolucionan por el mismo.

Adicionalmente se pretendió fundar los algoritmos en procedimientos que resulten más abordables para los fines de la enseñanza que los usados en otros trabajos que abordan la misma temática.

Los resultados obtenidos son promisorios y justifican el esfuerzo de realizar mejoras para perfeccionar el modelo teniendo en cuenta transmisión de calor, y fricción en los conductos.

Adicionalmente se prevé la mejora del estudio del ciclo con modelos más evolucionados para la simulación de los procesos dentro del cilindro.

Se prevé además el futuro desarrollo de un modelo para motores policilíndricos con colectores múltiples y la posibilidad de incorporar el modelado de sobrealimentación.

Al momento de la elaboración de este trabajo, no se han desarrollado tareas de validación experimental que, en el futuro se realizarán para lograr una puesta a punto del modelo para alcanzar prestaciones de predicción de comportamiento global del motor.

## REFERENCIAS

- Arcoumanis C. Are steady for inlet boundary conditions valid for engine cylinder calculations? *Compendio del congreso de modelado de motores de combustión interna CMT 1987 (Valencia España) Editado por el servicio de publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia, España.*
- Bermudez Tamarit, Vicente. Síntesis de la aerodinámica interna de motores Diesel sobrealimentados. *Editado por el servicio de publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia, España.*
- Heywood, John B. Internal combustion engines fundamentals. *Mc Graw – Hill International Editions.*
- Muñoz, M. Payri, F. Motores de combustión interna alternativos. *Editado por el servicio de publicaciones de la Universidad Politécnica de Madrid, España.*
- Payri, F. (Editor responsable). Gas exchange process in internal combustion engines. *Editado por el servicio de publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia, España.*
- Peidró, Jorge L. Prediseño de colectores de admisión de Motores de combustión interna alternativos. *Editado por el servicio de publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia, España.*
- Woschni, G. A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine. *SAE Paper N° 670931 (1967).*