

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN

1.1 Objeto y ámbito de aplicación del Proyecto

El presente Proyecto se integra en una línea de trabajo que ha venido desarrollando el Grupo de Motores Térmicos de Sevilla (GMTS).

El objetivo de esta línea de trabajo consiste en el desarrollo de un software que permita el modelado del comportamiento de un motor de combustión interna alternativo mediante la aplicación de métodos numéricos de resolución de las ecuaciones de flujo. Se ha buscado que el modelo disponga de una gran versatilidad capaz de representar múltiples configuraciones y condiciones operativas de funcionamiento de los motores de combustión interna alternativos (MCIA).

La consecución de tales objetivos permitirá el acceso al alumnado y a la comunidad docente de una herramienta de análisis para evaluar la influencia de los distintos parámetros de diseño (configuraciones, geometría, reglajes) así como de las condiciones ambientales y de funcionamiento en los rendimientos, presiones, potencias y demás magnitudes que permitan evaluar la idoneidad en la aplicación de tal o cual motor a una u otra situación. Esta herramienta informática no difiere en gran medida de otras soluciones de gran difusión y empleo en la industria (salvando las distancias en lo relativo a disponibilidad de datos experimentales con los que poder ajustar y afinar los modelos), no obstante su principal uso se prevé que sea académico. Los conocimientos impartidos en las clases teóricas referentes a temas tales como la renovación de la carga, la sobrealimentación o las curvas características del motor pueden analizarse con un enfoque eminentemente práctico como paso previo a un tratamiento experimental.

El empleo de la modelización en el ámbito de los motores de combustión interna no implica el abandono de las técnicas experimentales necesarias en la concepción del mismo si bien es posible que con el empleo de estas técnicas de simulación los costes asociados a la caracterización del motor en el banco de pruebas puedan verse reducidos significativamente.

El desarrollo de esta programación tiene su origen en los trabajos realizados por D. Luis Conde Cid y por D. Ricardo Chacartegui Ramírez que establecieron las bases de la programación fundamentando los cálculos en la aplicación del método numérico de las características (CAR), el modelo de combustión en los cilindros y la aplicación del método de Lax-Wendroff en dos pasos (LW2), así como modelando los elementos más comunes que forman parte de todo motor (válvulas, conductos, uniones, etc.) bajo el lenguaje de programación FORTRAN 77/90.

Recientemente, D. Marcos Villarín Clavería procedió a la implementación de un conjunto de elementos destinados a modelar el comportamiento de los dispositivos silenciosos que se incorporan en el escape a los motores y desarrolló mejoras del código original validando los resultados obtenidos mediante comparación con el método de Glimm y con el programa comercial WAVE de Ricardo Consulting.

Como continuación de estos trabajos, el Proyecto objeto de este documento tiene por objetivo la introducción de herramientas capaces de modelar y simular los efectos derivados de la sobrealimentación de MCIA, mediante la aplicación de un modelo de acción de ondas. Los métodos de acción de ondas contemplan el problema de flujo desde un punto de vista no estacionario.

Los fabricantes de automóviles muestran un creciente interés por la posibilidad de realizar una caracterización de las turbinas y compresores empleados en la sobrealimentación en condiciones de flujo pulsante que puede diferir notablemente de las características obtenidas en condiciones estacionarias. Por ejemplo, SAAB [4] ha manifestado su interés en la caracterización del rendimiento de las turbinas en acoplamiento con el motor ante las notables diferencias frente a los valores reflejados en los mapas de funcionamiento suministrados por el fabricante Mitsubishi que se obtienen normalmente alimentando al turbocompresor desacoplado del motor con un flujo constante de fluido a un cierto nivel térmico. Puesto que la temperatura de entrada, el flujo másico y la relación de presiones a lo largo de la turbina permanecen constantes la eficiencia obtenida es válida para un estado estacionario.

El previsible incremento en la aplicación de turbinas de geometría variable como elementos de control del grado de sobrealimentación suministrado por el turbo para distintos regímenes de carga y revoluciones implica una mayor zona de trabajo del compresor por lo que existe un interés creciente en el desarrollo de modelos del compresor capaces de representar el funcionamiento del mismo en zonas como poco caracterizadas como la zona de bombeo [9] como es el caso del modelo que se presenta en este trabajo.

Para ello se han desarrollado subrutinas integradas en el código original que simulan el comportamiento de los elementos que integran un grupo de sobrealimentación, al menos una turbina y un compresor, de modo que se mantenga la aplicabilidad del modelo de ondas con el que se resuelven el resto de elementos que integran el motor. Se han modelado las modificaciones debido a la introducción de estos elementos sobre las condiciones fluidomecánicas mediante un tratamiento similar al resto de componentes que constituyen el motor (válvulas, conductos, plenum, etc.).

A la hora de sobrealimentar un motor se pueden considerar principalmente dos técnicas contrastadas [6]

- Sobrealimentación mediante el aprovechamiento de la dinámica de los gases, utilizando los efectos de las ondas de presión en los colectores de admisión y escape.
- Sobrealimentación mediante el empleo de un compresor encargado de suministrar aire a presión al motor. También nos podemos encontrar con dos métodos alternativos según sea el accionamiento del compresor:
 - Accionamiento del compresor mediante el propio cigüeñal utilizando un sistema de engranajes o correas. El hecho de que el accionamiento del compresor implique el consumo de potencia útil generada en el

propio motor mediante el cigüeñal trae consigo una disminución del rendimiento por lo que esta solución se ha abandonado.

- Turbosobrealimentación ó sobrealimentación por turbina de escape. En este caso el compresor se acciona mediante el aprovechamiento energético de los gases en el escape expansionándolos mediante una turbina que se encuentra acoplada al compresor. La eficiencia de este proceso ha hecho que sea la solución práctica más utilizada y es la solución que se ha optado por implementar en este Proyecto.

Las dificultades derivadas del acoplamiento de la turbosobrealimentación tienen su origen en las características tan diferentes entre ambos tipos de máquinas.

Las características más importantes que definen un motor alternativo son:

- Bajo régimen.
- Bajo rendimiento como máquina.
- Temperaturas instantáneas elevadas.
- Gran volumen y pequeña potencia específica.
- Flujo discontinuo

Las siguientes características resultan típicas de las turbomáquinas:

- Alto régimen.
- Alto rendimiento como máquina.
- Temperaturas instantáneas bajas.
- Pequeño volumen y gran potencia específica.
- Flujo continuo.

La interconexión de un motor alternativo y una turbomáquina nos dará un motor mixto, que permitirá obtener buenos resultados de funcionamiento pese a la dificultad de acoplamiento de máquinas tan dispares si somos capaces de fijar adecuadamente la zona de trabajo de cada una de las máquinas. Es objeto de este proyecto determinar que grado de acoplamiento se puede conseguir entre ambas máquinas, comparando los puntos de funcionamiento y mostrar los beneficios y limitaciones derivados de la aplicación de la turbosobrealimentación.

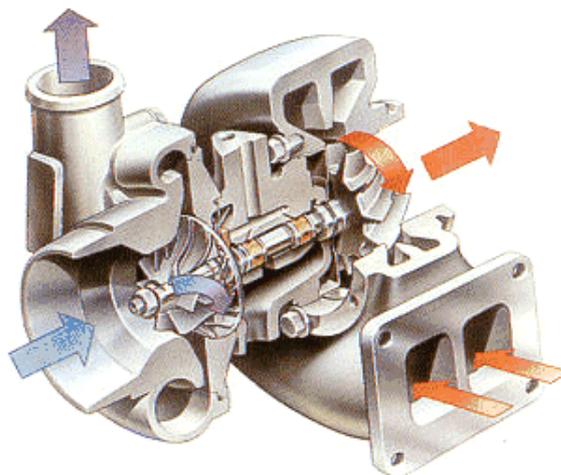


FIGURA 1.1
ESQUEMA DE UN TURBOCOMPRESOR

1.2 Justificación de la sobrealimentación de MCI

La sobrealimentación por turbina de escape ó turbosobrealimentación consiste en aprovechar la energía de los gases de escape del motor para mover una turbina, que a su vez suministra la potencia necesaria a un compresor montado en eje libre con ella, que es el encargado de generar aire a presión en el colector de admisión.

El objeto de este apartado es concretar cuales han sido las razones que han impulsado el desarrollo de esta tecnología y justificar razonablemente los motivos de su difusión y acoplamiento a motores de combustión de diversa índole.

En los motores de combustión interna alternativos la potencia es proporcional a la cilindrada y la velocidad de giro. La potencia indicada de un motor de cuatro tiempos viene dada por

$$Ec\ 1.1 \quad N_i = \frac{1}{2} pmi \cdot V \cdot N$$

donde pmi es la presión media indicada (obtenida del ciclo), V la cilindrada total del motor y N la velocidad de giro en vueltas por unidad de tiempo. Aquí no se consideran aún las pérdidas mecánicas. La expresión anterior muestra cómo, definido el ciclo de funcionamiento del motor a través de su diagrama p-v la potencia sólo se puede aumentar haciendo crecer V y/o N .

El aumento de la velocidad de giro del motor para realizar más ciclos por unidad de tiempo presenta como inconveniente el crecimiento de las pérdidas mecánicas debidas a rozamientos en pistones, segmentos, cojinetes y otros órganos móviles del motor. Dichas pérdidas son proporcionales al cuadrado de la velocidad media del pistón C_m , a su vez proporcional al producto de carrera y revoluciones/minuto. El rendimiento mecánico se define como el cociente de la potencia efectiva o útil desarrollada por el motor y la potencia indicada resultante de la Ecuación 1.1.

$$\eta_m = \frac{\text{potencia indicada-pérdidas mecánicas}}{\text{potencia indicada}}$$

Haremos notar que en el concepto de pérdidas mecánicas se suelen incluir, para el cálculo de η_m , las pérdidas del lazo de bombeo y las asociadas a elementos auxiliares (alternador, bombas, etc.) accionados por el motor.

Además, el régimen de giro máximo de un motor debe limitarse en la práctica a unos valores que garanticen una adecuada fiabilidad mecánica, puesto que las pérdidas mecánicas no se traducen solamente en una disminución del rendimiento mecánico sino que van ligadas al deterioro de las superficies de las partes en movimiento.

La segunda limitación de importancia al aumento de la velocidad de giro la presenta la caída del rendimiento volumétrico. El rendimiento volumétrico se define conceptualmente como el porcentaje de la masa que llena el motor respecto de la que idealmente, con una densidad de referencia, podría hacerlo. La masa máxima de gases que puede admitir un motor es, por unidad de tiempo.

$$Ec 1.2 \quad m_i = \frac{1}{2} \cdot N \cdot V \cdot \rho_i \quad \eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_i}$$

donde ρ_i es la densidad de referencia.

Los parámetros de los que depende el rendimiento volumétrico son muchos y están asociados a una gran variedad de fenómenos, cuyo estudio es de vital importancia en el diseño de los MCIA. Las prestaciones de un motor alternativo dependen enormemente de la efectividad del llenado de los cilindros

Si atendemos a la posibilidad de bloqueo en algunos puntos críticos resulta claro que el régimen de giro de un motor no puede aumentarse tanto como se desee al objeto de aumentar así el flujo circulante y por tanto la potencia. Las cotas máximas del régimen de giro de los motores actuales empleados en automoción se pueden situar en unas 9000 r.p.m. para MEP y 6000 r.p.m. en MEC, siempre dejando de lado los empleados en competición.

Al aumentar la cilindrada la potencia crecerá, pero ello conlleva adicionalmente mayor tamaño del motor, mayores pérdidas mecánicas y mayor consumo específico de combustible a cargas parciales.

En gran cantidad de aplicaciones, especialmente en el caso de la automoción y en general del transporte, existen limitaciones al tamaño de los motores. Se incorporan cada vez más accesorios y elementos de equipamiento en los vehículos, como también se requiere un mayor espacio para los pasajeros y la carga. La mayor cilindrada conducirá también a un mayor número de cilindros y por ende a la multiplicación de válvulas, inyectores, etc.-con la consiguiente complicación y encarecimiento. El hecho de necesitarse más cilindros viene dado porque hay un volumen máximo unitario, adecuado a la buena progresión de la combustión como a la correcta transmisión de esfuerzos. Todo esto hace que el peso y el tamaño del motor, proporcionales a su cilindrada, deban estar ajustados al mínimo. Por otro lado las pérdidas mecánicas, de las que se hablaba más arriba, no sólo son función creciente del régimen de giro, sino también de la cilindrada. Basta decir que al tenerse más elementos en movimiento por el aumento del número de cilindros los rozamientos se multiplicarán.

De todos los razonamientos mostrados hasta aquí se concluye la necesidad de abordar el aumento de la potencia de los MCIA empleando métodos alternativos al aumento del régimen de giro máximo o de la cilindrada. La sobrealimentación constituye la forma más inmediata de obtener un mayor flujo circulante a través del motor sin la aparición de las anteriores limitaciones.

La sobrealimentación busca el aumento de la densidad del aire de admisión mediante una mayor presión de admisión. Esto hace posible que crezca la masa de aire suministrado al motor, de modo que se puede quemar una mayor cantidad de combustible por unidad de tiempo, dada una cierta cilindrada. En cuanto a régimen de giro los motores sobrealimentados no se diferencian sustancialmente de los de aspiración natural. Esta técnica recibe la denominación de “sobrealimentación de potencia”.

Esta sobrealimentación se denomina así para diferenciarla de un tipo específico de sobrealimentación que se da en los motores de aviación denominada

“sobrealimentación de altura”. La aplicación de la sobrealimentación de altura se justifica en las condiciones cambiantes del aire al elevarse el motor en el vuelo. La densidad del aire disminuye apreciablemente con la altitud. A 5 km sobre el nivel del mar la densidad del aire tiene un valor del 60 % respecto al valor en el suelo. A 10 km la densidad disminuye hasta un 3,3 % de su valor de referencia. Para solucionar esta situación, desde la primera década del siglo XX, se concibió la aplicación de un compresor para mantener la presión y la densidad con la altura de vuelo.

La aplicación de la sobrealimentación como medida primaria para aumentar la potencia específica se ha impuesto en la práctica con absoluta rotundidad en algunos campos tales como los grandes motores estacionarios destinados a la generación de electricidad ó aplicados a la propulsión ferroviaria y marítima.

Si tenemos en cuenta las grandes potencias que se demandan en estas aplicaciones nos encontramos con motores de una cilindrada y un número de cilindros considerable. La potencia crece con el cuadrado de las dimensiones geométricas del motor y la cilindrada, y por tanto el peso, lo hace con el cubo de las dimensiones. Por lo tanto la relación entre la potencia y la cilindrada o el peso, tienen tendencia a disminuir conforme aumenta el tamaño del motor.

En el campo de los grandes motores estacionarios tradicionalmente se han impuesto los motores de dos tiempos, como respuesta a la disminución de potencia específica con el tamaño, pues la potencia desarrollada por un motor de dos tiempos es del orden de un 60 % superior a la desarrollada por un motor de cuatro tiempos de similares características. Adicionalmente se emplea la sobrealimentación para aumentar la potencia de los mismos y reducir costes asociados al tamaño (instrumentación, cimentaciones, estructuras, etc.). Las condiciones especiales de estos motores (bajos regímenes, grandes volúmenes y conductos largos) chocan un poco con la aplicación de un modelo de ondas tal y como el que se recoge en este proyecto por lo que no se ha profundizado en la modelización de este tipo de motores.

Los motores de cuatro tiempos industriales y marinos han ido aumentando el grado de sobrealimentación de forma generalizada, habiéndose pasado de la pme de 12 bar en 1960 hasta la tendencia a sobrepasar los 25 bar de pme en la actualidad. El desarrollo tecnológico ha permitido aumentar las presiones máximas de combustión y las temperaturas locales. Todo ello ha contribuido a la proliferación de equipos con sobrealimentación en dos etapas con dos refrigeraciones intermedias con menores relaciones de compresión volumétrica con el fin de limitar las presiones máximas de combustión.

En el ámbito de la automoción la decisión de sobrealimentar un motor debe tener en consideración más parámetros. En primer lugar y a diferencia de los motores estacionarios, el motor de automoción está concebido para operar en un amplio rango de funcionamiento. Tal y como se ha indicado con anterioridad las turbomáquinas son máquinas de alto rendimiento en comparación a los motores si bien estos altos rendimientos se circunscriben a una zona de funcionamiento relativamente pequeña. Por lo tanto hay que disponer de algún sistema de control que permita que las turbomáquinas operen en el entorno del punto de diseño. Para resolver este problema tradicionalmente se empleaban turbinas que se adaptaran bien a los bajos regímenes del motor y para evitar el mal funcionamiento del grupo de sobrealimentación a regímenes

elevados se acoplaba un by-pass a la entrada de la turbina con lo que parte de los gases de escape no pasan por la turbina. La regulación se realizaba mediante una válvula de descarga (waste gate) accionada por la presión en el colector. Esta solución es la que se ha implementado en el proyecto. En la actualidad está tomando fuerza la opción de emplear turbinas de geometría variable con mayores costes pero con una mayor capacidad de adaptación a las condiciones cambiantes en el motor.

A parte del régimen variable en los motores de automoción existen limitaciones en cuanto al volumen de los grupos y cambiadores y se demanda una respuesta rápida del motor.

No obstante la decisión de sobrealimentar un motor trae consigo modificaciones importantes respecto al modelo atmosférico. En primer lugar se requiere una lubricación extra para el turbocompresor. Además se genera una sobrecarga térmica y mecánica al mejorar notablemente el llenado a regímenes intermedios, que no se compensa con el mayor régimen de giro de la bomba de agua ni de la de lubricación. Por ello, los motores turbosobrealimentados tienen el cárter del aceite sobredimensionado, suelen llevar un radiador de refrigeración para el aceite y utilizan formulaciones distintas a las habituales en la composición de los aceites [7].

Otro problema derivado de la sobrealimentación es la existencia de un exceso de par para la caja de transmisión disponible y para el embrague, por lo que tenderemos un exceso de potencia aplicada a rueda y la imposibilidad de desarrollar la velocidad máxima que por potencia le correspondería. Por lo tanto hay que realizar cambios profundos no sólo a nivel de motor y frenos sino que es necesario también la modificación de los desarrollos de la caja.

La sobrealimentación produce a su vez un incremento notable de las presiones y temperaturas por lo que los elementos que constituyen el motor deben ser diseñados teniendo en cuenta estas tensiones. El excesivo calor en la cámara de combustión eleva la temperatura de funcionamiento del motor, por lo que la refrigeración tradicional del mismo resulta insuficiente.

La enumeración de estos problemas simplemente quiere reflejar que un motor sobrealimentado, aunque fiable, resulta más delicado que uno atmosférico. No obstante, la mejora del rendimiento y el incremento de potencia compensan estas dificultades técnicas y hacen de la versión sobrealimentada un motor bastante diferente al atmosférico por lo que la transformación de un motor atmosférico en uno sobrealimentado no está justificada económicamente en la mayoría de los casos.

1.3 Descripción del modelo del motor. Métodos numéricos de resolución de las ecuaciones.

En la actualidad, la fase de análisis de un motor se realiza bajo dos puntos de vista diferentes. El primero es la realización de un análisis experimental de las características del motor. En segundo lugar, se plantea la utilización de modelos matemáticos de cierta complejidad basados en las ecuaciones clásicas de la fluidodinámica (ecuación de continuidad, ecuación de conservación de la cantidad de movimiento y ecuación de conservación de la energía), que se resuelven mediante la aplicación de métodos numéricos.

Pese al gran número de programas existentes para la simulación de los motores de combustión interna alternativos, los resultados obtenidos no son totalmente fiables por lo que, dadas las grandes inversiones que se han de acometer en el desarrollo un motor, no se puede obviar la fase de experimentación. Esto se debe a que los modelos hacen uso de determinados métodos numéricos aplicables únicamente a ciertas tipologías de motores.

Se pretende caracterizar el comportamiento de un gas real, compresible, dotado de viscosidad y que tiene un movimiento no estacionario y tridimensional. Las ecuaciones aplicadas a tal situación forman un sistema de ecuaciones diferenciales con derivadas parciales, no lineal de tipo hiperbólico cuya resolución analítica sólo se puede obtener en determinados casos. La caracterización del flujo como tridimensional implica un elevado coste computacional.

Las condiciones de funcionamiento de un motor de combustión alternativo se desarrollan de forma altamente no estacionaria, con oscilaciones significativas de presión y velocidad. Además, los gradientes de temperatura y de entropía son elevados por lo que el fluido debe ser considerado compresible y viscoso.

A raíz de esta situación la mayoría de los programas de cálculo fluidomecánicos como el que se ha empleado en este proyecto, adoptan una visión monodimensional del problema, en función de la geometría de los conductos y otros elementos constituyentes del motor donde una dimensión característica de los mismos resulta significativamente mayor que el resto. Además los radios de curvatura deben ser suficientemente grandes frente a la longitud de onda y la variación de sección debe ser también conocida.

Para ello se considera que en cada sección transversal del conducto, las magnitudes termodinámicas (presión, temperatura y velocidad) resultan uniformes. Teniendo en cuenta esta hipótesis resulta evidente que la bondad de los resultados obtenidos es mayor cuanto más significativa resulta la longitud del conducto respecto al diámetro y a las dimensiones de válvulas, uniones, etc.

Estos requerimientos se pueden cumplir en la mayoría de los puntos de los conductos de admisión y escape de los motores alternativos. No obstante, también existen situaciones que no responden a estas características tales como contracciones o expansiones bruscas, puntos abiertos a la atmósfera, uniones entre conductos, etc. donde los fenómenos que se quieren evaluar tienen un marcado carácter tridimensional. En estos casos es necesario aplicar correcciones al modelo unidimensional para determinar la evolución de las variables fluidas.

No basta con adoptar la hipótesis monodimensional para poder afrontar la resolución de las ecuaciones fluidomecánicas sino que hay que aportar métodos numéricos de resolución de las mismas. El programa que se ha desarrollado hace uso de dos métodos numéricos:

- Método de las características, que permite la transformación del sistema de ecuaciones en derivadas parciales a otro sistema de ecuaciones diferenciales comunes.
- Método de Lax-Wendroff de dos pasos. Se basa en el uso de un esquema en diferencias finitas con una precisión de segundo orden. Su desarrollo y aplicación se justifica por la mejora en la resolución y la disminución en los tiempos de cálculo.

El modelo que se ha planteado incluye la evaluación del comportamiento del motor más allá de la evolución de las ondas en los conductos, describiendo el comportamiento del motor durante la fase de combustión, la de barrido, la atenuación mediante silenciosos, el efecto de la sobrealimentación, etc.

1.3.1 Método de las características.

Queda claro que pese a la aplicación de la hipótesis de monodimensionalidad la resolución del sistema de ecuaciones resultante es difícil de abordar analíticamente.

El método de las características requiere la transformación del sistema inicial de ecuaciones a otro de manera que se describa el sistema de forma conservativa.

Las ecuaciones clásicas se muestran a continuación [8]:

Continuidad:

$$Ec\ 1.3 \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \cdot \frac{dF}{dx} = 0$$

Conservación de la cantidad de movimiento

$$Ec\ 1.4 \quad \frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + G = 0$$

Conservación de la energía

$$Ec\ 1.5 \quad \frac{\partial}{\partial t} \left[\left(\frac{u^2}{2} + e \right) \cdot \rho \cdot F \cdot dx \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{u^2}{2} + e + \frac{p}{\rho} \right) \cdot \rho \cdot u \cdot F \right] dx = q \cdot \rho \cdot F \cdot dx$$

Estas ecuaciones se transforman mediante la aplicación de la ecuación de los gases perfectos y la definición de la velocidad del sonido en el siguiente sistema:

$$Ec\ 1.6 \quad \left(\frac{\partial p}{\partial t} + (u+a) \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \rho a \left(\frac{\partial u}{\partial t} + (u+a) \frac{\partial u}{\partial x} \right) - (k-1) \rho (q+uG) + a^2 \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} + \rho a G = 0$$

$$Ec\ 1.7 \quad \left(\frac{\partial p}{\partial t} + (u-a) \frac{\partial p}{\partial x} \right) - \rho a \left(\frac{\partial u}{\partial t} + (u-a) \frac{\partial u}{\partial x} \right) - (k-1) \rho (q+uG) + a^2 \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} + \rho a G = 0$$

$$Ec 1.8 \quad \left(\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} \right) - a^2 \left(\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} \right) - (k-1)\rho(q+uG) = 0$$

Con esta transformación el sistema obtenido se puede escribir en función de las derivadas de las variables según unas determinadas direcciones en el plano $x-t$. Estas líneas se denominan “líneas características” y coinciden con las líneas a lo largo de las cuales se propagan las perturbaciones en el plano $x-t$. Con esta aproximación se observa al fluido moviéndose con una onda de presión con velocidad $u+a$, $u-a$ y u tal que a lo largo de las líneas características cumple que:

$$Ec 1.9 \quad \frac{dx}{dt} = u + a \quad \frac{dx}{dt} = u - a \quad \frac{dx}{dt} = u$$

Sobre las líneas características se definen

$$Ec 1.10 \quad a + \frac{k-1}{2}u = \lambda = cte \quad a - \frac{k-1}{2}u = \beta = cte$$

A los valores λ y β se les denomina invariantes de Riemann y sobre las líneas son constantes en el flujo homentrópico. Sobre el plano $x-t$, llamado diagrama de posición, para cada instante la solución está representada por la intersección de las curvas λ y β . Análogamente, sobre el plano $a-u$, llamado diagrama de estado, tendremos la intersección de las rectas pertenecientes a las dos familias λ y β . También resulta necesario aplicar una adimensionalización de las variables.

El flujo puede ser homentrópico si:

1. Los conductos son de sección constante
2. El rozamiento con las paredes es despreciable
3. La entropía permanece constante

Las condiciones del flujo de un motor real difieren notablemente del flujo homentrópico, debido a la gran cantidad de fenómenos irreversibles que se dan (transporte de calor, rozamiento con las paredes, etc.). En el caso del flujo no homentrópico la entropía difiere del estado de referencia por lo que la resolución requiere el empleo de métodos numéricos.

En esta situación los términos λ y β no son constantes a lo largo de las líneas características correspondientes, sino que varían a lo largo de ellas, convirtiéndose en variables de Riemann.

El procedimiento resolutivo viene a ser el siguiente. Una vez conocidas las variables adimensionales en el tiempo Z , podemos calcular el valor de las variables de Riemann en el instante $Z+dZ$ en un punto del plano $X-Z$ como la intersección de dos características. Luego dicho valor se obtiene como la suma del valor en el tiempo Z con el incremento calculable a través de las ecuaciones. A partir de las ecuaciones inversas obtenemos las variables físicas. Las líneas de trayectoria que tienen pendiente igual a u se propagan con la velocidad del gas y permiten seguir la evolución de la entropía a lo largo del conducto.

En los puntos iniciales y finales del conducto una de las dos líneas características desaparece, por lo que se debe completar el modelo con las adecuadas condiciones de contorno.

La principal limitación del método proviene de su incapacidad para el tratamiento adecuado de discontinuidades como las que se dan en las ondas de choque o en las discontinuidades de contacto, frecuentes en los motores donde las temperaturas y densidades varían significativamente. Además la precisión es de primer orden solamente y las hipótesis de gas perfecto y calores específicos constantes constriñen la aplicación a situaciones reales.

1.3.2 Método de Lax-Wendroff de dos pasos

El método de Lax-Wendroff se basa en un desarrollo de serie de Taylor de las ecuaciones fundamentales, siendo su exactitud de segundo orden.

Es un método que permite tratar las discontinuidades de forma adecuada, por lo que resulta de aplicación a los motores de combustión interna alternativos. Además este método tiene otras ventajas derivadas de una mayor rapidez y robustez de ejecución en ordenador frente al método de las características.

Al ser un método de segundo orden, se puede alcanzar mayor exactitud en los cálculos mediante la aplicación de un mallado más fino. En el método de Lax-Wendroff la constante del gas k se expresa en función de las propiedades termodinámicas c_p y c_v lo que permite dar mayor aplicabilidad al modelo al ser posible introducir la variación de las propiedades con la temperatura.

El método de Lax-Wendroff permite implementar el tratamiento de conductos de sección variable y analizar la influencia del fenómeno de transferencia de calor a lo largo de las paredes de los mismos, lo cual resulta especialmente significativo en el caso de los conductos de escape debido a la alta temperatura.

La principal limitación que se deriva de la aplicación de este método numérico es su incapacidad para tratar adecuadamente los extremos de los conductos, al menos con la precisión que lo hace el método de las características. Esto se ha traducido en la necesidad de emplear ambos métodos de resolución para el modelo que nos ocupa. El método de las características se aplica a la resolución de las condiciones de contorno y suministra una solución inicial con la que ya es capaz de trabajar el método de Lax-Wendroff compatibilizando dicha condición de contorno con los cálculos realizados en el interior del conducto.

La aplicación del método de Lax-Wendroff se puede realizar en uno ó dos pasos. En ambos casos la exactitud es de segundo orden puesto que el empleo de uno u otro sólo difiere en la valoración de los términos de segundo orden. La aplicación de dos pasos en la resolución se traduce en cálculo de la solución en una posición y un instante intermedios, nodos $i \pm 1/2$ y tiempo $\Delta t/2$ y emplear ésta solución intermedia en el cálculo del instante posterior, tal y como se aprecia en la Figura 1.2.

El cálculo de transferencia de calor en los conductos mediante la aplicación de este método se ha realizado teniendo en cuenta únicamente el término convectivo de la

transferencia de calor al ser mayoritario en la situación que nos ocupa frente a la transferencia por conducción ó radiación, evaluándose mediante la aplicación de correlaciones.

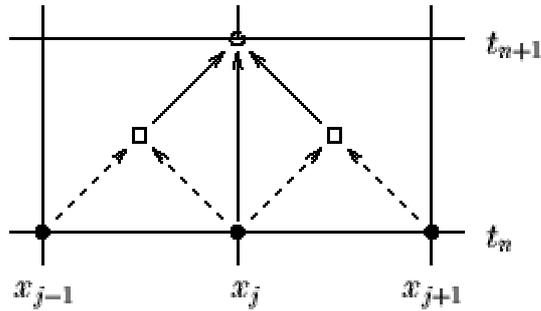


FIGURA 1.2
MÉTODO DE LAX WENDROFF

La estructura del programa y uso de ambos métodos numéricos puede apreciarse en el diagrama de flujo de la Figura 1.3.

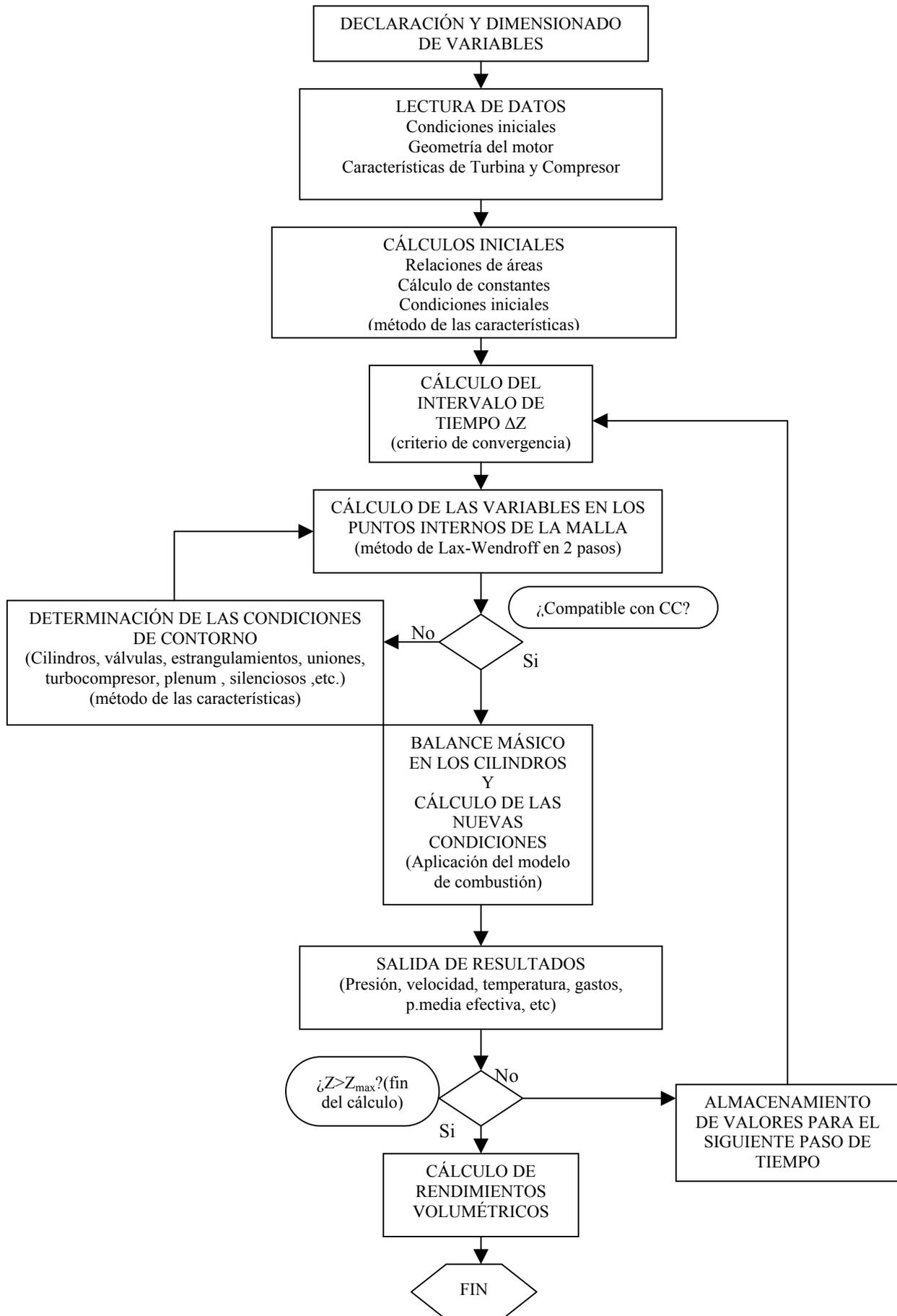


FIGURA 1.3
DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA