

Capítulo 4. Metodología

Las características del método de cálculo se exponen a continuación, para así dar paso a la teoría de difusores necesaria y la validación de dicho método.

4.1 Descripción Resumida de las Características del Método de Cálculo

Existen en el mercado numerosos paquetes informáticos capaces de simular con fiabilidad suficiente el flujo de un fluido en unas determinadas condiciones. Ejemplos son CFX, StarCD o FLUENT. Este último fue el usado en este trabajo. Se expondrán en este apartado de forma resumida, las características de esta herramienta, en particular las de mayor relevancia para nuestras simulaciones. Esta información fue obtenida prácticamente en su totalidad del manual de instrucciones de FLUENT así como del artículo [13].

4.1.1 Algoritmo

La familia de productos FLUENT ofrece soluciones CFD para casi toda clase de problemas que involucran el flujo de un fluido. En el campo de las turbomáquinas se empleaban fundamentalmente hasta hace poco, el método de los volúmenes finitos de FLUENT/UNS y Rampant. Éstos se diferenciaban en la forma de tratar el número de Mach. Actualmente FLUENT incluye tres algoritmos distintos:

- segregado
- acoplado implícito
- acoplado explícito

El algoritmo segregado usa la misma metodología que FLUENT/UNS, mientras que el acoplado explícito se corresponde con la de Rampant. Los tres algoritmos proporcionan resultados suficientemente exactos para un gran número de aplicaciones, pero en algunos casos uno puede ser más rápido que otro. El segregado y los acoplados difieren en cómo se resuelven las ecuaciones de continuidad, momento y energía. El segregado lo hace secuencialmente (una a partir de la otra) mientras que los acoplados las resuelven simultáneamente.

Los algoritmos acoplados explícito e implícito se diferencian en cómo se linealizan las ecuaciones. La posibilidad de elegir entre estos tres algoritmos es muy ventajosa en el terreno de las turbomáquinas, en las cuales el rango de velocidades es amplio. Así, para flujos incompresibles o ligera compresibilidad se dispone del algoritmo segregado basado en el cálculo de presión, o de los algoritmos acoplados, para condiciones de compresibilidad y basados en el cálculo de densidad.

Por defecto, FLUENT usa el segregado y éste es el que se usó en las simulaciones de este trabajo. El empleo de los algoritmos acoplados se recomienda para los casos de flujo compresible a altas velocidades, flujos fuertemente acoplados con

grandes fuerzas de inercia o para casos en los que la malla sea muy fina. La convergencia es, por lo general, más rápida, pero se requiere más memoria.

4.1.2 Modelo de turbulencia

Para simular con éxito flujos complejos y capas límite se requiere un modelado adecuado de la turbulencia, tanto en el flujo libre como en las proximidades de las paredes. Los flujos turbulentos se caracterizan por fluctuaciones de los campos de velocidades que producen una mezcla de las magnitudes transportadas con la corriente, tales como momento, energía y concentración de especies y hacen que dichas magnitudes fluctúen igualmente. Dado que pueden ser de pequeña escala y alta frecuencia, se requieren costes computacionales importantes si se quieren simular de forma directa. En su lugar, se promedian en el tiempo las ecuaciones de gobierno instantáneas (exactas), o se manipulan para eliminar la pequeña escala, resultando un conjunto de ecuaciones que son más sencillas de resolver. No obstante, las ecuaciones modificadas contienen un cierto número de variables desconocidas y los modelos de turbulencia necesitan determinarlas en términos de variables conocidas. FLUENT suministra varios modelos industriales de turbulencia:

- modelo Spalart-Allmaras
- modelos $k-\varepsilon$ (estándar, RNG(Renormalization-Group) y realizable)
- modelos $k-\omega$ (estándar y SST(Shear-Stress Transport))
- modelo RSM (Reynolds Stress Model)
- modelo LES (Large Eddy Simulation)

No existe un modelo universal válido para todo tipo de problemas. La elección dependerá de consideraciones tales como la física, el grado de exactitud requerido, los recursos computacionales y el tiempo disponible para realizar la simulación. Es importante conocer y entender las limitaciones de cada uno de los modelos.

Una solución completa, dependiente del tiempo, de las ecuaciones exactas de Navier-Stokes para flujos turbulentos a altos números de Reynolds en geometrías complejas, es muy improbable de alcanzar. Para transformar las ecuaciones de Navier-Stokes sin tener que resolver las fluctuaciones a pequeña escala se pueden emplear dos métodos alternativos: el promedio de Reynolds y el filtrado. Ambos introducen términos adicionales en las ecuaciones de gobierno que necesitan ser resueltos para cerrar el problema.

El promedio de Reynolds (Reynolds-average Navier-Stokes (RANS)) representa ecuaciones de transporte tan sólo para las principales magnitudes del flujo, siendo modeladas todas las escalas de la turbulencia. La aproximación de permitir una solución para las principales variables del flujo reduce gratamente el esfuerzo computacional. Esto es así incluso en flujos transitorios, ya que el paso de tiempo se determina por medio de la transitoriedad global en el flujo principal, en lugar de por la turbulencia. Esta aproximación se adopta generalmente para cálculos prácticos en ingeniería y usa modelos como el Spalart-Allmaras, $k-\varepsilon$, $k-\omega$ así como sus variantes y el modelo RSM.

El modelo LES (Large Eddy Simulation Model) proporciona una aproximación alternativa en la cual los torbellinos se calculan en una simulación transitoria que usa un conjunto de ecuaciones “filtradas”. El filtrado es esencialmente una manipulación de las ecuaciones exactas de Navier-Stokes para eliminar tan sólo los

torbellinos que son más pequeños que el tamaño del filtro, normalmente el tamaño de la malla. Al igual que el promedio de Reynolds, el proceso de filtrado introduce términos adicionales que deben ser modelados para cerrar el problema. Durante la simulación transitoria se agrupan valores estadísticos de las variables principales del flujo, que suele ser lo más interesante desde el punto de vista de la ingeniería. Lo atractivo del modelo es que, modelando menor turbulencia y resolviendo más, se consigue reducir el error introducido. Podría argumentarse que debería ser más sencillo encontrar un modelo universal para la pequeña escala, más isotrópico y menos afectado por las características del flujo a escala macroscópica que el modelo LES. No obstante, debería recalarse que la aplicación del modelo LES a simulaciones industriales es aún incipiente. Como se comentó en una reciente publicación (Large Eddy Simulation of Complex Engineering and Geophysical Flows, Cambridge University Press, 1993) las aplicaciones típicas hasta la fecha han sido simples geometrías. Esto es debido principalmente a los grandes esfuerzos computacionales requeridos para resolver el contenido de energía en los torbellinos turbulentos. Un modelo LES más exitoso se ha obtenido usando una discretización espacial de alto orden, teniendo gran cuidado para resolver todas las escalas mayores que el subrango inercial. La degradación de exactitud en las magnitudes principales del flujo con un modelo LES pobremente resuelto no está bien documentada. En cuanto al uso de funciones de pared con el modelo LES es una aproximación que requiere una validación adicional.

Por tanto, se recomienda usar modelos de turbulencia convencionales que emplean la aproximación del promedio de Reynolds. La aproximación LES se recomienda en los casos en los que se disponga de los recursos computacionales necesarios y pueda permitirse dicho esfuerzo.

Promedio de Reynolds

En el promedio de Reynolds, las variables de la solución en las ecuaciones instantáneas (exactas) de Navier-Stokes se descomponen en componentes principales, promediadas, y fluctuantes. Por ejemplo, para la velocidad:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (4.1-1)$$

donde $\bar{u}_i$ y u'_i son las componentes principal y fluctuante ($i=1, 2, 3$). Análogamente, para otra magnitud cualquiera:

$$\phi_i = \bar{\phi}_i + \phi'_i \quad (4.1-2)$$

Sustituyendo estas expresiones por las variables de flujo en las ecuaciones de continuidad y momento instantáneas, promediando y quitando la barra de la velocidad principal, $\bar{u}$, se obtienen las ecuaciones promediadas, que en forma tensorial pueden escribirse como sigue:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho v_i) = 0 \quad (4.1-3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \bar{u'_i u'_j}) \quad (4.1-4)$$

Las ecuaciones 4.1-3 y 4.1-4 se denominan promedio de Reynolds de las ecuaciones de Navier-Stokes (RANS). Tienen la misma forma que las generales instantáneas de Navier-Stokes pero con las velocidades y el resto de variables representando magnitudes promediadas. Aparecen términos adicionales que se corresponden con los efectos de la turbulencia. Estas cargas de Reynolds, $-\rho \overline{u'_i u'_j}$, tienen que ser modeladas para cerrar el sistema de ecuaciones.

En flujos de densidad variable, las ecuaciones 4.1-3 y 4.1-4 pueden interpretarse como el promedio de Favre de las ecuaciones de Navier-Stokes, con las velocidades representando valores promediados en masa. Como tales pueden aplicarse a dichos flujos.

Modelado de las tensiones de Reynolds

La aproximación del promedio de Reynolds requiere que las tensiones de Reynolds de la ecuación 4.1-4 sean modeladas de forma apropiada. Un método muy común es emplear la hipótesis de Boussinesq para relacionar las tensiones de Reynolds con los gradientes de velocidad:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (4.1-5)$$

La hipótesis de Boussinesq se usa en los modelos Spalart-Allmaras, k- ϵ y k- ω . La ventaja de esta aproximación es los relativamente bajos costes computacionales asociados con el cálculo de la viscosidad turbulenta, μ_t . En el caso del modelo Spalart-Allmaras tan sólo se resuelve una ecuación de transporte adicional (correspondiente a la viscosidad turbulenta). En el caso de los modelos k- ϵ y k- ω se resuelven dos ecuaciones turbulentas (para la energía cinética turbulenta, k y respectivamente para el coeficiente de disipación turbulenta, ϵ , o el coeficiente de disipación específica, ω). La viscosidad turbulenta se obtiene como función de k y ϵ . El inconveniente que presenta la aproximación de Boussinesq, tal y como ha sido expuesta, es que asume que μ_t es una magnitud escalar isotrópica, lo cual no es estrictamente cierto.

La aproximación alternativa, recogida en el modelo RSM (Reynolds Stress Model) es resolver las ecuaciones de transporte para cada uno de los términos del tensor de tensiones de Reynolds. Se requiere una ecuación adicional (normalmente para ϵ). Esto significaría resolver cinco ecuaciones de transporte adicionales para flujos 2D y siete para flujos 3D.

En muchos casos, los modelos basados en la hipótesis de Boussinesq funcionan muy bien, y los esfuerzos computacionales adicionales del modelo RSM no están justificados. No obstante, el modelo RSM es claramente superior para situaciones en las que la anisotropía de la turbulencia tiene un efecto dominante sobre el flujo. Tal es el caso de flujos con gran cantidad de remolinos y flujos secundarios dirigidos por tensión (stress-driven secondary flows).

El Modelo k- ϵ Estándar

El modelo más simple de los modelos de turbulencia completos es un modelo de dos ecuaciones en el cual, la solución de dos ecuaciones de transporte separadas permite determinar de forma independiente la velocidad turbulenta y las longitudes de escala. El modelo k- ϵ estándar pertenece a este tipo de modelos de turbulencia y se ha convertido en la herramienta más usada en las simulaciones realizadas en la ingeniería práctica desde que fue propuesto por Launder y Spalding. Robustez, economía y exactitud razonable para una amplia gama de flujos turbulentos, explican la popularidad adquirida por este modelo en las simulaciones de flujos industriales y transferencia de calor. Es un modelo semiempírico y la derivación de las ecuaciones del modelo se basan en consideraciones fenomenológicas y empirismo.

Dado que han llegado a conocerse tanto los puntos fuertes como débiles del modelo, se han realizado algunas mejoras. En FLUENT están disponibles dos de estas mejoras: el modelo k- ϵ RNG y el modelo k- ϵ realizable. No obstante, para las simulaciones que se llevaron a cabo se consideró que el modelo k- ϵ estándar era más que suficiente.

4.1.3 Conclusiones al respecto del uso de FLUENT

No debe olvidarse que a nivel industrial, la disponibilidad de tiempo y la seguridad de aplicación de la herramienta numérica no son más decisivas que la idoneidad práctica de la herramienta numérica. El tiempo que será necesario emplear viene definido en algunos casos por la posibilidad de manipulación de los resultados en la propia definición del problema, en otros casos por la exactitud y eficiencia de la herramienta CFD. FLUENT incluye todas las funciones del programa y manipulación de los resultados en una consola gráfica organizada y fácil de manejar. Por otra parte, una discretización exacta de segundo orden de las ecuaciones de balance asegura resultados fiables, mientras que una implementación numéricamente estable y un algoritmo multimalla robusto proporcionan una convergencia rápida del proceso iterativo. Por último, debido a la posibilidad de elección de determinados criterios, la definición de la malla puede optimizarse por medio de adaptaciones basadas en las características de la solución obtenida.

Estas consideraciones y la eficiencia demostrada en numerosas aplicaciones prácticas, hacen que el uso de FLUENT quede suficientemente justificado.

4.2 Teoría de Difusores. Caracterización del Difusor (Rendimiento, Coeficiente de Pérdidas y Curvas Adecuadas para su Representación)

Como ya se ha dicho, un difusor se usa para decelerar la corriente y aumentar su presión. Esto lo convierte en un elemento básico dentro de un compresor si nuestro objetivo es obtener un fluido con la máxima presión posible. Para aprovechar la energía cinética de la corriente que sale del rotor, hay que transformarla en energía de presión. Así mismo, al decelerar el fluido, disminuyen las pérdidas por fricción $\sim c^2$. El difusor es, por tanto, un elemento fundamental que ha de estar bien diseñado si se quiere obtener un rendimiento alto.

En figura 4.2.1 se representa esquemáticamente un difusor. La 4.2.2 resume como se produce la transformación de la energía.

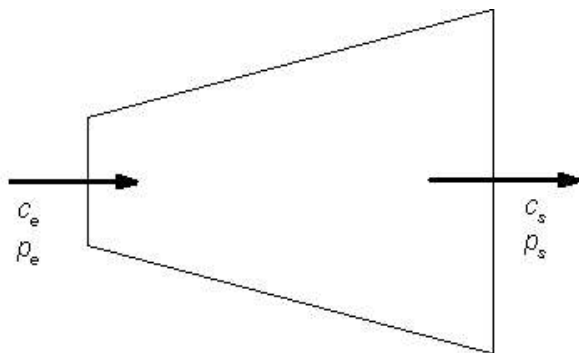


Fig. 4.2.1: Esquema de un difusor básico

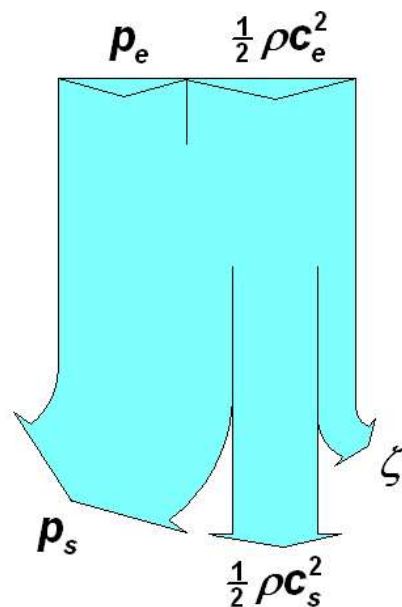


Fig. 4.2.2: Distribución de energía en el difusor

La energía a la entrada del difusor disponible para ser transformada es la energía cinética, es decir, $\frac{1}{2}\rho c_e^2$. Parte de esta energía se transforma en energía de presión y parte se pierde por fricción.

Se va a definir el *rendimiento* del difusor como la fracción de la energía cinética de la corriente a la entrada del difusor que se transforma en energía de presión a su paso por el mismo.

$$\eta_u = \frac{p_s - p_e}{\frac{1}{2}\rho c_e^2} \quad (4.2-1)$$

El subíndice “u” hace referencia al término alemán “*unterer Wirkungsgrad*” (rendimiento inferior). El máximo rendimiento se alcanzaría si toda la energía a la salida del difusor fuese energía en forma de presión y no existieran pérdidas (no se desaprovecharía nada de energía). En este caso:

$$p_e + \frac{1}{2} \rho c_e^2 = p_s + \frac{1}{2} \rho c_s^2 + \zeta \Rightarrow p_e - p_s = \frac{1}{2} \rho c_e^2 \Rightarrow \eta_u = 1 \quad (4.2-2)$$

Por otra parte, el coeficiente de pérdidas se define como la fracción de la energía cinética a la entrada (disponible para ser transformada) que se pierde.

$$\zeta_o = \frac{\left(p_e + \frac{1}{2} \rho c_e^2 \right) - \left(p_s + \frac{1}{2} \rho c_s^2 \right)}{\frac{1}{2} \rho c_e^2} \quad (4.2-3)$$

El subíndice “o” hace referencia al término alemán “*oberer Verlustbeiwert*” (coeficiente de pérdidas superior). Esta energía perdida no son más que todas las pérdidas que pueda haber en el difusor (fricción, desprendimiento, estelas, etc....). Naturalmente, si las pérdidas fueran nulas, ζ_o sería siempre nulo.

Transformando un poco la expresión del coeficiente de pérdidas se llega a:

$$\zeta_o = \frac{p_e - p_s}{\frac{1}{2} \rho c_e^2} + \frac{\frac{1}{2} \rho c_e^2 - \frac{1}{2} \rho c_s^2}{\frac{1}{2} \rho c_e^2} = 1 - \frac{p_s - p_e}{\frac{1}{2} \rho c_e^2} - \left(\frac{c_s}{c_e} \right)^2 \quad (4.2-4)$$

Por tanto, ambas magnitudes quedan relacionadas como sigue:

$$\zeta_o = 1 - \eta_u - \left(\frac{c_s}{c_e} \right)^2 \quad (4.2-5)$$

Cuando se haga referencia únicamente a la geometría del difusor, descartaremos la nomenclatura de subíndices empleada hasta ahora, 2 para la entrada (salida del rotor), 3 para el radio de entrada de los álabes, 4 para el de salida y 5 para la salida del difusor, usando en su lugar la numeración 0,1,2 y 3 respectivamente.

0	Entrada del difusor
1	Entrada de los álabes
2	Salida de los álabes
3	Salida del difusor

Aplicando esta nomenclatura, las expresiones del rendimiento y del coeficiente de pérdidas, (4.2-1) y (4.2-4), quedan como sigue:

$$\eta_u = \frac{p_3 - p_0}{\frac{1}{2} \rho c_0^2} \quad (4.2-7)$$

$$\zeta_o = 1 - \frac{p_3 - p_0}{\frac{1}{2} \rho c_0^2} - \left(\frac{c_3}{c_0} \right)^2 \quad (4.2-8)$$

A la hora de juzgar el comportamiento como difusor de la geometría que se esté simulando, el punto de mira será conseguir un alto rendimiento. La ganancia de presión lleva implícita una reducción de velocidad y por tanto una disminución de las pérdidas. No obstante las pérdidas están asociadas también a la geometría del difusor, en particular de los álabes. Por este motivo se representará el rendimiento en función del coeficiente de pérdidas, $\eta_u = \eta_u(\zeta_o)$. Con ello se puede evaluar simultáneamente el rendimiento que ofrece el difusor y el nivel de pérdidas que tienen lugar. Con un buen difusor se conseguirán curvas situadas en la parte superior e izquierda del diagrama como se muestra en la figura 4.2.3.



Fig. 4.2.3: Posición de los resultados aceptables en el diagrama $\zeta_o - \eta_u$

Una ganancia de presión elevada tiene, además, otras implicaciones. Un difusor que recupere mucha presión reducirá la velocidad del fluido considerablemente. Esto implica que el cociente de velocidades c_0/c_3 será elevado. Aplicando la ecuación de continuidad al difusor se tiene:

$$\dot{V} = \rho c_{m0} A_0 = \rho c_{m3} A_3 \quad (4.2-9)$$

$$c_{m0} \pi D_0 b_0 = c_{m3} \pi D_3 b_3 \quad (4.2-10)$$

El difusor en estudio es de paredes paralelas, es decir, b es constante, por lo que:

$$c_{m0} D_0 = c_{m3} D_3 \quad (4.2-11)$$

Haciendo uso de los triángulos de velocidades:

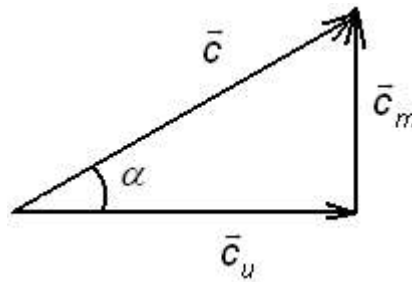


Fig. 4.2.2: Triángulo de velocidades

$$c_m = c \cdot \text{sen} \alpha \quad (4.2-12)$$

Por tanto, sustituyendo en la expresión (4.2-11):

$$c_0 \cdot \text{sen} \alpha_0 \cdot D_0 = c_3 \cdot \text{sen} \alpha_3 \cdot D_3 \quad (4.2-13)$$

$$\frac{c_0}{c_3} = \frac{D_3}{D_0} \cdot \frac{\text{sen} \alpha_3}{\text{sen} \alpha_0} \quad (4.2-14)$$

A la vista de la expresión 4.2-14, un valor alto del cociente c_0/c_3 se conseguiría con:

- una relación de diámetros D_3/D_0 grande
- $\alpha_3 \rightarrow 90^\circ$, es decir, el fluido sale lo más radialmente posible

Por tanto, interesará construir difusores con relaciones de diámetro grandes y con álabes que guíen al fluido lo más radialmente posible. Todo, claro está, minimizando las pérdidas. El objetivo será conseguir un diseño capaz de optimizar el conjunto de todos estos aspectos.

Para caracterizar el comportamiento como difusor de las geometrías de álabes simuladas, se obtendrán, a partir de la solución alcanzada, los valores de rendimiento y coeficiente de pérdidas. Así mismo se realizarán otro tipo de análisis en los que se estudiará el comportamiento de la velocidad (dirección y módulo) y la presión, o los perfiles de presión en las caras de succión y presión de los álabes.

4.3 Validación de las Simulaciones

Las condiciones bajo las que se van a llevar las simulaciones que permitirán optimizar la geometría del difusor quedan resumidas en los siguientes puntos:

- Uso del paquete CFD FLUENT.
- Simulación adiabática de un solo canal del difusor (un solo álabe) mediante el uso de condiciones de contorno periódicas.
- Densidad de malla del orden de 150 celdas por cm^3 y, en cualquier caso, la misma en todos los modelos.
- Condición de contorno a la entrada de velocidad constante con direcciones próximas al ángulo de orientación de los álabes.
- Criterio de convergencia: variación nula de presión a la entrada.
- Caracterización del comportamiento del difusor por medio de los valores de rendimiento y coeficiente de pérdidas.
- Evaluación de los resultados haciendo uso del diagrama $\eta_u - \zeta_o$.

Es necesario validar el método empleado para simular el difusor bajo las condiciones arriba especificadas. La forma más rápida y directa sería calcular los valores experimentales de rendimiento inferior o coeficiente de pérdidas y compararlos con los valores de la simulación del difusor correspondiente. No obstante, dada la definición de estos parámetros, sería necesario disponer de los valores de presión a la salida del rotor y no se dispone de ellos. Por tanto, ha de hacerse uso de la información disponible, utilizada ya para obtener las curvas características del difusor.

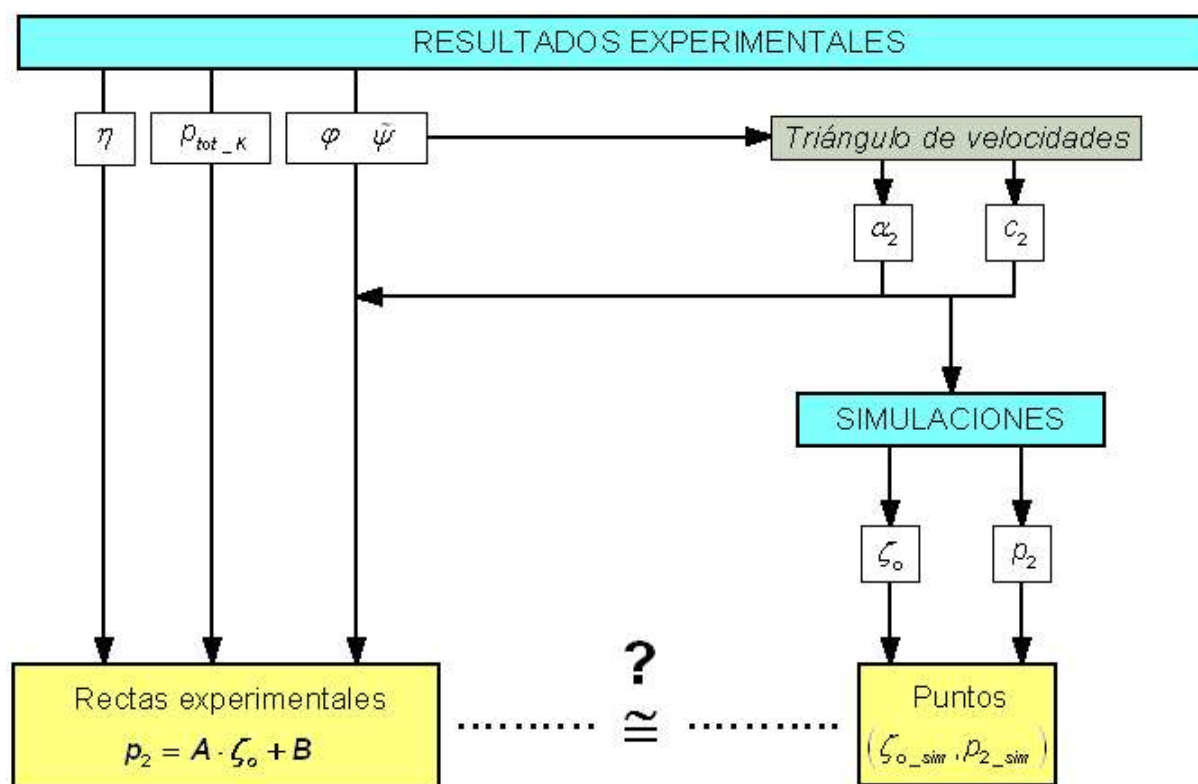


Fig. 4.3.1: Esquema del método de validación de las simulaciones

La figura 4.3.1 es un esquema del método que se empleó para validar las simulaciones. Se trata de un método en el que se realiza una comparación en el plano $\zeta_o - p_2$. Así, se representan las rectas experimentales que proporcionan la presión a la salida del rotor en función del coeficiente de pérdidas del difusor. Dichas rectas se obtuvieron para nueve casos distintos, todos ellos correspondientes a la misma velocidad de rotación de la máquina, pero distintos caudales volumétricos. También se simuló el difusor correspondiente a cada caso, obteniendo la condición de contorno a la entrada a partir del triángulo de velocidades y los datos experimentales. Con los resultados obtenidos se llega al el valor del coeficiente de pérdidas y la presión a la entrada del difusor, es decir, el par $(\zeta_{o_sim}, p_{2_sim})$. Si la simulación es lo suficientemente buena, este punto debería quedar próximo a la recta experimental.

La clave del método está en la expresión de la presión a la salida del rotor en función del coeficiente de pérdidas del difusor. La obtención de dicha expresión se describe a continuación. Se parte de la expresión (4.1-15) para el rendimiento de la máquina, considerando condiciones de incompresibilidad y suponiendo un proceso adiabático:

$$\eta = \frac{\psi}{\tilde{\psi}} = \frac{\frac{\Delta p_{tot}}{\frac{1}{2} \rho u_2^2}}{\tilde{\psi}} = \frac{\frac{\Delta p_{tot_Rotor}}{\frac{1}{2} \rho u_2^2}}{\tilde{\psi}} + \frac{\frac{\Delta p_{tot_Difusor}}{\frac{1}{2} \rho u_2^2}}{\tilde{\psi}} = (1) + (2) \quad (4.3-1)$$

donde las diferencias de presión vienen dadas como ganancias de presión, es decir:

$$\Delta p_{tot_Rotor} = p_{tot_2} - p_{tot_K} \quad ; \quad \Delta p_{tot_Difusor} = p_{tot_5} - p_{tot_2} \quad (4.3-2)$$

El término (2) de la expresión 4.3-1 puede expresarse en función del coeficiente de pérdidas recurriendo a la definición dada en 4.2-3 y teniendo en cuenta las expresiones 4.3-2:

$$\zeta_o = \frac{\left(p_2 + \frac{1}{2} \rho c_2^2\right) - \left(p_5 + \frac{1}{2} \rho c_5^2\right)}{\frac{1}{2} \rho c_e^2} = \frac{p_{tot_2} - p_{tot_5}}{\frac{1}{2} \rho c_2^2} = -\frac{\Delta p_{tot_Difusor}}{\frac{1}{2} \rho u_2^2} \quad (4.3-3)$$

De esta forma el término (2) quedaría:

$$(2) = \frac{\Delta p_{tot_Difusor}}{\frac{1}{2} \rho u_2^2} = \frac{\Delta p_{tot_Difusor}}{\frac{1}{2} \rho c_2^2} \left(\frac{c_2}{u_2}\right)^2 = -\zeta_o \left(\frac{c_2}{u_2}\right)^2 \quad (4.3-4)$$

Haciendo uso de las expresiones obtenidas a partir del triángulo de velocidades adimensional, concretamente la expresión 4.1-16, se tiene:

$$(2) = -\zeta_o \left(\frac{c_2}{u_2}\right)^2 = -\zeta_o \left(\frac{\tilde{\psi}^2}{4} + \phi^2\right) \quad (4.3-5)$$

El término (1) de la expresión 4.3-1 puede modificarse como sigue:

$$(1) = \frac{\Delta p_{tot_R\acute{o}tor}}{\frac{1}{2} \rho u_2^2} = \frac{(p_{tot_2} - p_{tot_K})}{\frac{1}{2} \rho u_2^2} = \frac{\left(p_2 + \frac{1}{2} \rho c_2^2 - p_{tot_K}\right)}{\frac{1}{2} \rho u_2^2} \quad (4.3-6)$$

Sustituyendo las expresiones 4.3-5 y 4.3-6 en 4.3-1 se llega a:

$$\eta = \frac{\left(p_2 + \frac{1}{2} \rho c_2^2 - p_{tot_K}\right)}{\frac{1}{2} \rho u_2^2} - \zeta_0 \left(\frac{\tilde{\psi}^2}{4} + \varphi^2\right) \quad (4.3-7)$$

y despejando p_2 en la expresión anterior se obtiene la ecuación de la recta que relaciona la presión a la salida del rotor con el coeficiente de pérdidas del difusor:

$$p_2 = \frac{1}{2} \rho u_2^2 \left(\frac{\tilde{\psi}^2}{4} + \varphi^2\right) \cdot \zeta_0 + \frac{1}{2} \rho (\eta \tilde{\psi} u_2^2 - c_2^2) + p_{tot_K} \quad (4.3-8)$$

$$p_2 = A \cdot \zeta_0 + B \quad (4.3-9)$$

con

$$A = \frac{1}{2} \rho u_2^2 \left(\frac{\tilde{\psi}^2}{4} + \varphi^2\right) \quad (4.3-10)$$

$$B = \frac{1}{2} \rho (\eta \tilde{\psi} u_2^2 - c_2^2) + p_{tot_K}$$

Este método se empleó usando los valores medidos para el modelo VSL01, a una velocidad de giro de 329 rpm, recogidos en la tabla siguiente:

Valores experimentales: Modelo VSL01, n=329 rpm								
$\rho (kg/m^3)$	$\dot{V} (m^3/s)$	φ	ψ	$\tilde{\psi}$	η	$p_K (Pa)$	$p_{dyn_K} (Pa)$	$\Delta p_{tot} (Pa)$
1.16422	0.081	0.0743	1.0503	2.6262	0.3999	101260	0.0040	101260
1.16425	0.119	0.1093	1.2913	2.0133	0.6414	101246	0.0088	101246
1.16437	0.150	0.1374	1.2412	1.9051	0.6515	101250	0.0139	101250
1.16448	0.170	0.1559	1.1970	1.9245	0.6220	101253	0.0178	101253
1.16454	0.189	0.1733	1.1317	1.9384	0.5838	101258	0.0220	101258
1.16487	0.219	0.2008	0.9630	1.8279	0.5268	101271	0.0296	101271
1.18060	0.234	0.2142	0.8428	1.7812	0.4732	101278	0.0341	101278
1.17909	0.255	0.2332	0.6265	1.7724	0.3535	101293	0.0404	101293
1.17748	0.278	0.2550	0.3115	1.7457	0.1784	101314	0.0482	101314

Tabla 4.3.1: Valores experimentales para el modelo VSL01 a 329 rpm

El siguiente paso es realizar las nueve simulaciones correspondientes. A partir de los valores anteriores, por medio del triángulo de velocidades adimensional (expresiones 3.3-17 y 3.3-18), se pueden calcular las magnitudes necesarias para definir la condición de contorno a la entrada:

Condiciones de contorno			
φ	$\tilde{\psi}$	$\alpha_2(^{\circ})$	$c_2(m/s)$
0.0743	2.6262	3.2364	13.594
0.1093	2.0133	6.1960	10.466
0.1374	1.9051	8.2102	9.947
0.1559	1.9245	9.2012	10.075
0.1733	1.9384	10.1368	10.176
0.2008	1.8279	12.3902	9.672
0.2142	1.7812	13.5215	9.467
0.2332	1.7724	14.7416	9.471
0.2550	1.7457	16.2843	9.398

Tabla 4.3.2: Valores de la condición de contorno a la entrada calculados a partir de los valores experimentales

Con estos valores y los de densidad de la tabla 4.3.1 se simulan cada uno de los nueve casos en condiciones adiabáticas y de incompresibilidad. Los resultados se muestran en la tabla 4.3.3. Una vez que se dispone de los valores del coeficiente de pérdidas y la presión a la entrada del difusor a partir de las simulaciones, pueden situarse los puntos correspondientes en el plano $\zeta_o - p_2$ junto a las rectas experimentales y comprobar si se ajustan o no.

Valores simulados				
$p_2(Pa)$	$p_5(Pa)$	$c_2(m/s)$	$c_5(m/s)$	ζ_o
101297.38	101325	13.5936	1.3724	0.7330
101301.80	101325	10.4656	1.9716	0.6006
101299.10	101325	9.9474	2.3670	0.4938
101296.11	101325	10.0751	2.6502	0.4420
101293.55	101325	10.1763	2.9316	0.3954
101293.08	101325	9.6719	3.2203	0.3033
101292.46	101325	9.4673	3.2845	0.2646
101291.04	101325	9.4714	3.4126	0.2281
101290.38	101325	9.3985	3.5585	0.1909

Tabla 4.3.3: Valores obtenidos a partir de las simulaciones

La figura 4.3.2 muestra que el ajuste es bastante bueno, lo que puede decirse que las simulaciones son adecuadas, pues los valores de presión a la entrada del difusor (salida del rotor) y los correspondiente valores del coeficiente de pérdidas obtenidos a partir de las mismas, cumplen la relación experimental que debe existir entre el valor de presión a la salida del rotor y el coeficiente de pérdidas del difusor.

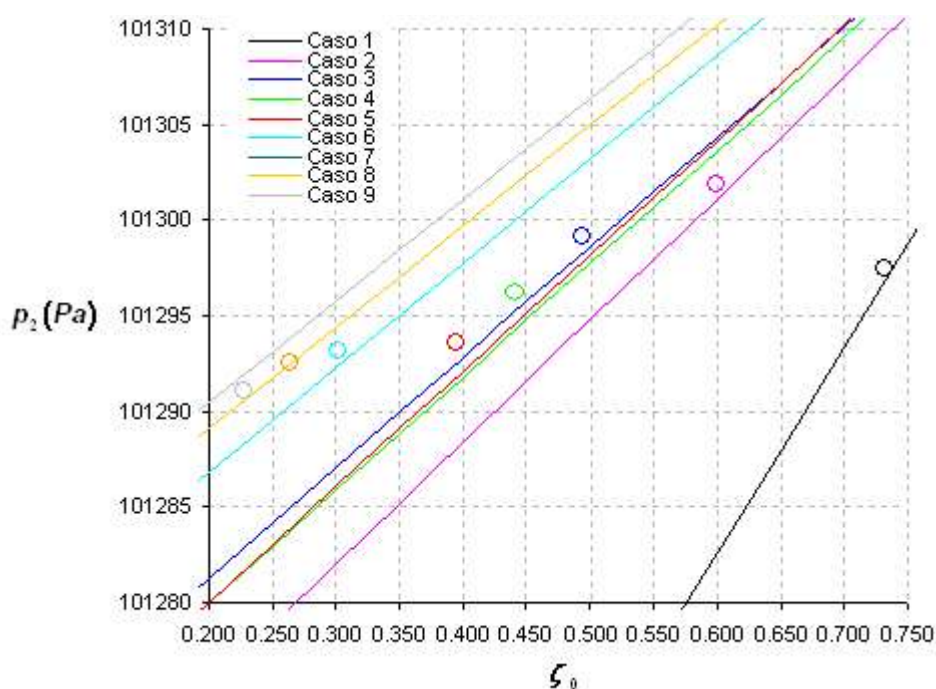


Fig. 4.3.2: Comparación de los valores de presión a la salida del rotor obtenidos por ambas vías

4.4 Conclusiones

En base a los siguientes puntos:

- los resultados obtenidos en las simulaciones bidimensionales mostrados en el ANEXO II,
- los resultados de la sonda de tres orificios discutidos en el capítulo anterior,
- la validación del método, basada en la comparación de los resultados experimentales del modelo VSL01 para una velocidad de giro de 329 rpm con los resultados de las simulaciones correspondientes

se aceptará como válida la metodología descrita para simular el difusor bajo las condiciones dadas al comienzo del apartado 4.3. La potencia de FLUENT está, además, sobradamente verificada en la simulación del flujo en turbomáquinas y sus componentes. Por tanto, las conclusiones que puedan obtenerse empleando esta metodología, son lo suficientemente fiables.

Por último, recordar que el objetivo es realizar un análisis de diversas geometrías del difusor. Sin pretender que los resultados de las simulaciones sean totalmente iguales a los reales, es de esperar que la geometría óptima en las simulaciones sea también la óptima en el caso real. Los distintos modelos ensayados se analizan en el capítulo siguiente, así como los resultados para el rendimiento, el coeficiente de pérdidas y otras magnitudes tales como presiones, dirección y módulo de la velocidad de la corriente a su paso por el difusor.