

Capítulo 3. Problemática de la Simulación. Trabajos Experimentales Realizados

Como se comentó en el capítulo 2, ILK disponía de un compresor de vapor de agua diseñado con anterioridad para otros fines al del proyecto MEDESA. Se pretende realizar las modificaciones necesarias para adaptar el funcionamiento de esta máquina a las exigencias de la planta de desalación de agua de mar.

3.1 Problemática Asociada al Proyecto MEDESA

Los elementos fundamentales en el proyecto MEDESA son el compresor y el intercambiador de calor.

El compresor ha de proporcionar la potencia suficiente para que el funcionamiento se lleve a cabo en un determinado número de efectos n . Cuanto mayor sea el número de efectos mayor es el camino que ha de recorrer el vapor desde el compresor hasta el n -ésimo evaporador. Hay que transportar el vapor por medio de tuberías, por lo que la forma en que se construya el intercambiador de calor influirá notablemente en la concepción del compresor. Hay dos posibilidades básicas para la estructuración de las unidades Evaporador-Condensador [7]:

- a) como intercambiador de banco de tubos, evaporación exterior y condensación en los tubos (este es el método que emplean las plantas de tipo IDE). En este caso puede introducirse el compresor en la camisa del depósito. La cara de presión del compresor y el primer efecto están conectados por medio de tuberías exteriores o por medio de un sistema de tuberías integrado en la camisa del depósito.
- b) como intercambiador modular por medio de elementos superficiales. Esta variante se considera preferente en el proyecto MEDESA. Para ello es necesario que el transporte del vapor se realice por medio de una tubería alrededor del intercambiador de calor.

El primer prototipo que se pretende construir tiene dos efectos. La figura 3.1.1 muestra las curvas características del proceso al que se aspira, correspondientes a la potencia eléctrica necesaria, la relación de compresión y el volumen de funcionamiento del compresor en relación al volumen condensado. Así, para obtener una producción diaria de 130 m^3 ($5,5 \text{ m}^3/\text{h}$), el compresor ha de funcionar, aproximadamente, con una relación de compresión de 1,6, comprimiendo un caudal de unos $33 \text{ m}^3/\text{s}$ y consumiendo una potencia aproximada de 80 kW.

Los caudales comprimidos han de oscilar entre 10 y $40 \text{ m}^3/\text{s}$. El uso de este concepto de compresor es, en principio, posible, si bien existen ciertas dificultades. Un inconveniente es que las exigencias de la compresión del vapor hacen que el motor sea bastante caro: forma de funcionamiento hipercrítica, velocidad regulable, cojinete de suspensión elástico y de alta precisión en la conexión, refrigeración por agua de los cojinetes, cámara del motor etc. El mantenimiento del motor y las reparaciones necesarias pasan siempre por un desmontaje del compresor que ha

de llevarse a cabo por especialistas equipados con las herramientas necesarias debido a la minuciosidad del proceso.

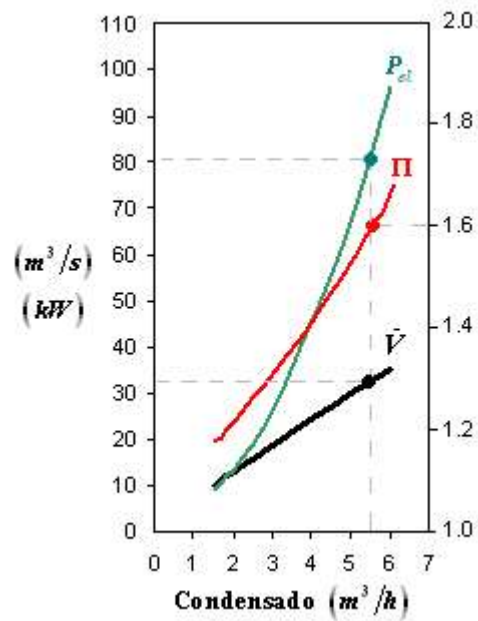


Fig. 3.1.1: Curvas características del proceso



Fig. 3.1.2: Fotografía del prototipo de la planta MEDESA, ILK



(a)



(b)

Fig. 3.1.3: Secciones correspondientes al montaje del compresor (a) y a un efecto (b)

3.2 Problemática Asociada a la Simulación

En el capítulo 1 se mencionaron algunas de las dificultades asociadas a procesos de simulación de turbomáquinas. Entre ellas se habló de la imposibilidad de simular un canal de la máquina aprovechando la periodicidad de la geometría y la corriente cuando el número de álabes del difusor y el rotor no lo permitían. El compresor en cuestión posee un número de 32 álabes en el rotor y los trabajos experimentales realizados (expuestos más adelante) apuntaban un funcionamiento óptimo con un número de álabes igual a 29 en el caso del difusor. Por otra parte, el estator disponía de 17 álabes directrices. Esta combinación presenta imposible una consideración de tipo periódica en la geometría. También se mencionó que la alternativa de simular piezas aisladas no era ni mucho menos despreciable fijando condiciones de contorno adecuadas.

En caso de querer simular el compresor completo, la tarea se presenta complicada si tenemos en cuenta que las características del compresor son muy especiales, puesto que las condiciones de operación así lo exigen. Normalmente, en el rodete de los turbocompresores, los álabes suelen estar fijados al disco. La figura 3.2.1 muestra esquemáticamente un rodete de un turbocompresor de tipo semiabierto. Se observa que los álabes están fijados al disco por la parte posterior.

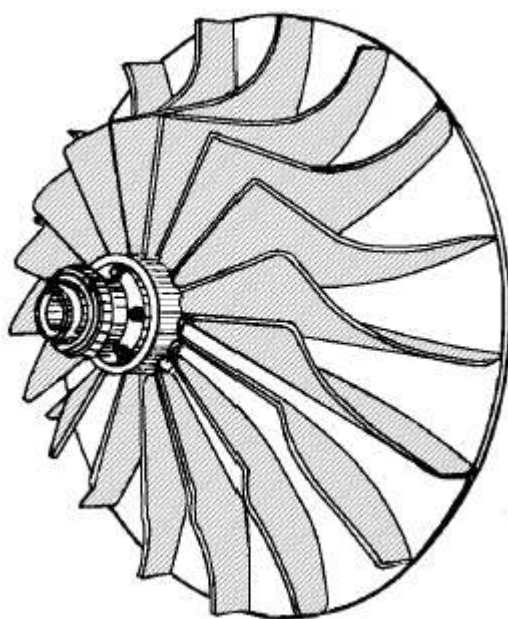


Fig. 3.2.1: Esquema de un rodete de un turbocompresor de tipo semiabierto

Este no es el caso del rotor que nos ocupa, en el que los álabes están fijados al cubo. Esto es así debido a la alta velocidad de giro de la máquina (de hasta 8000 rpm). Por este mismo motivo, los álabes han de ser lo más ligeros posible, teniendo un espesor de 0,4 mm. De esta forma, hasta que se alcanza estabilidad en el funcionamiento después de arrancar el equipo, los álabes se ven sometidos a fuertes vibraciones. La construcción del rotor es, por tanto, crítica y no se plantea demasiado fácil poder llevar a cabo una simulación completa. La figura 3.2.2 muestra un modelo creado en GAMBIT.

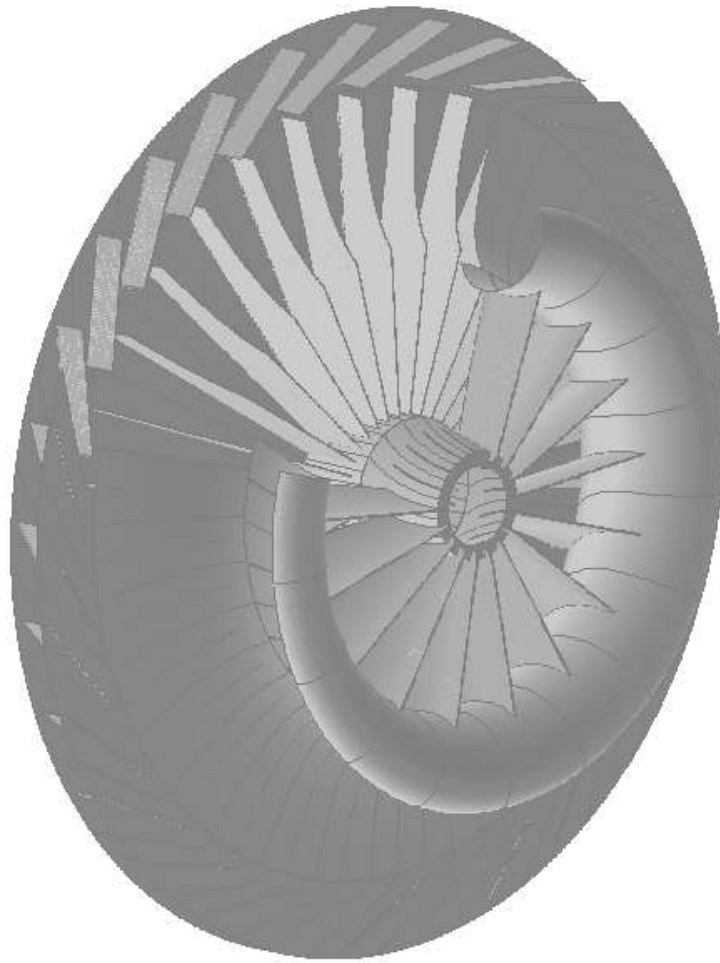


Fig. 3.2.2: Modelo del compresor creado en GAMBIT

Además no se pueden olvidar varios factores a la hora de realizar una simulación de estas dimensiones:

- El *tiempo disponible para realizar las simulaciones*. Éste es, en definitiva, el aspecto más importante. Si no se dispone de tiempo no podemos seguir este camino para optimizar el difusor, pues simulaciones 3D de un compresor completo que opera en tales condiciones, requieren grandes esfuerzos computacionales, sin garantizar ni mucho menos resultados aceptables. Además, durante la primera etapa de la ejecución del proyecto MEDESA, la empresa ILK se planteó la posibilidad de adquirir el paquete CFD CFX. Para comprobar su efectividad se pidió a la firma simular el compresor completo (álabes directrices, rotor y difusor) y el rendimiento fue menor que el experimental. Claramente, no se puede decir que la herramienta CFX no fuera lo suficientemente buena, pero son muchos los factores que juegan un papel importante en simulaciones tan complejas y para obtener resultados aceptables ha de conocerse con detalle el problema a simular, lo cual requiere tiempo y dinero.
- Otro factor muy importante, vital a la hora de realizar una simulación de tipo CFD, es la *calidad de la malla*. Sobre este aspecto se habla en el ANEXO I, en el caso particular del difusor que nos ocupa. Para crear una buena malla es necesario disponer de una buena herramienta. La única de la que se

disponía era el preprocesador de FLUENT, Gambit. No se trata de un generador de malla lo suficientemente potente como para poder usarlo de forma efectiva sin invertir gran esfuerzo y trabajo. En un principio se intentó mallar el compresor completo, pero no se consiguieron resultados aceptables.

- Por último, no podemos olvidar que queremos realizar un análisis paramétrico de la geometría de los álabes del difusor. Esto implica llevar a cabo un gran número de simulaciones en las cuales sólo cambia algún aspecto geométrico en el difusor. Realizar simulaciones 3D del compresor completo para cada uno de los casos llevaría demasiado tiempo y sería absurdo.

Así pues se estimó oportuno simular el difusor de forma aislada. Tomada esta decisión, surgió la pregunta de cómo hacerlo sin que la pérdida de información de la corriente que sale del rotor no fuera muy significativa. Había que elegir una condición de contorno a la entrada del difusor que sustituyera aceptablemente la condición real. Fueron varias las opciones planteadas. Si se pudiera simular al menos una vez el compresor completo, podrían almacenarse los perfiles o la solución a la salida del rotor para usarla después como condición de contorno a la entrada del difusor. Pero no se disponía de ninguna simulación completa y dicha solución no sería la misma para cada nueva geometría, pues debido a la interacción rotor-difusor, las propiedades de la corriente a la salida del rotor serían cada vez distintas. Estaríamos usando tan sólo una aproximación que, no obstante, podría ser la más apropiada. La única opción viable se presentaba evidente: usar una condición de contorno que fuera sencilla de modificar y que aportara una solución lo suficientemente aceptable y un valor del rendimiento del difusor apropiado.

3.2.1 Condición de contorno a la entrada del difusor

Como sabemos, la función del difusor en un compresor es ganar energía en forma de presión. En torno a un 50 % de la energía que sale del rotor es energía cinética. De alguna forma hemos de recuperar esa energía y de ello ha de encargarse el difusor. El funcionamiento del difusor vendrá determinado por la información que la corriente posee a la entrada del mismo. Ésta es, evidentemente, la misma corriente que sale del rotor, luego es importante, conocer las características de su irregularidad. En la figura 3.2.1.1 se representan cómo podrían ser los perfiles de velocidad a la salida del rotor en un instante determinado. Por una parte tenemos la irregularidad de la corriente en las direcciones tangencial y axial debido al giro de la máquina y la interacción entre los discos y los álabes (no olvidemos que los álabes están fijados únicamente al cubo). Por otra, esta irregularidad no es sólo espacial, sino también temporal. Entre las caras de presión de un álabe y succión del siguiente, la velocidad tiene un perfil determinado y éste varía en cada instante, debido al cambio en el tiempo de la posición relativa de los álabes del rotor (móviles) y los álabes del difusor (estáticos). La figura 3.2.1.2 muestra un ejemplo de cómo cambiaría dicha posición relativa con el movimiento del rotor.

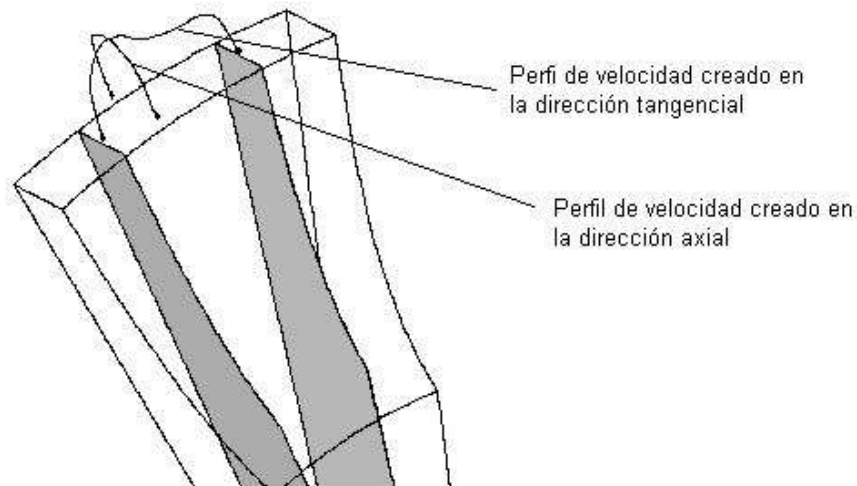


Fig. 3.2.1.1: Ejemplo de perfiles de velocidad a la salida del rotor

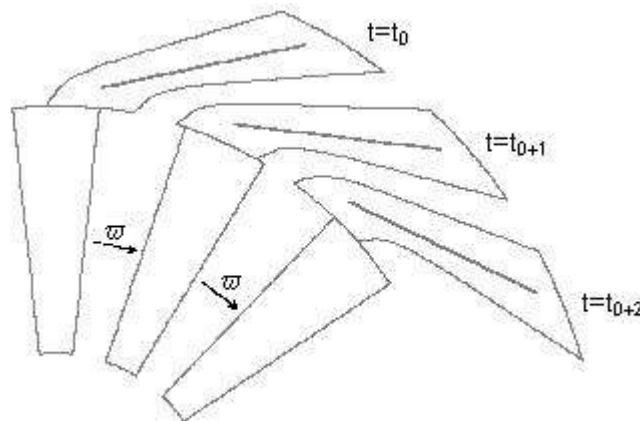


Fig. 3.2.1.2: Posición relativa rotor-difusor

A pesar de que en la bibliografía existen estudios realizados sobre los perfiles de velocidades y presiones a la salida de los álabes del rotor de un turbocompresor centrífugo, para obtener una aproximación del comportamiento del flujo, se decidió realizar un estudio aproximado de la corriente de salida del rotor para ver en qué medida afecta el movimiento de los álabes a las magnitudes más importantes, así como para cuantificar cómo interaccionan el rotor y el difusor. Así, se midió la corriente en la dirección axial en una posición situada entre la salida del rotor y la entrada de los álabes del difusor. Este análisis se presenta al final del capítulo. Además se simuló un caso bidimensional similar a nuestro compresor, empleando el modelo de malla deslizante de FLUENT. Este estudio está recogido en el ANEXO II.

A la vista del análisis en la dirección axial y los resultados de las simulaciones bidimensionales, se concluyó que la elección más adecuada para la condición de contorno a la entrada, era una condición de velocidad impuesta con módulo uniforme (y de valor correspondiente a un determinado flujo másico) y dirección variable, concretamente ángulos próximos al ángulo de orientación de los álabes del difusor.

3.2.2 El factor compresibilidad

A parte de las complicaciones que puedan surgir para simular el difusor, ya sea de forma aislada o a través de la simulación del compresor completo, hemos de validar los resultados.

Cuando se lleva a cabo una simulación, sea del tipo que sea, hay que verificar si los resultados son válidos o no. Normalmente esto se lleva a cabo construyendo un modelo del prototipo simulado y sometiéndolo a pruebas reales.

ILK disponía del banco de pruebas en el que se ensayaron distintos aspectos geométricos del compresor. Posteriormente, aplicando las relaciones de semejanza se construirá el compresor de vapor de agua. Este aspecto no es tan sencillo si se tiene en cuenta que los modelos trabajaban con aire. Si lo hicieran con vapor de agua, todo sería inmediato pues podrían aplicarse las relaciones de semejanza geométrica, en el Reynolds y en el número de Mach. Al considerar fluidos distintos puede conseguirse la semejanza geométrica y en el número de Reynolds, pero no en el Mach. Así, mientras la máquina real trabajará en condiciones de flujo compresible, las pruebas se realizan en situación prácticamente de incompresibilidad, dadas las condiciones operativas.

La explicación de por qué se ensayan los modelos con aire en lugar de vapor de agua es obvia: se trata de una cuestión económica. Realizar tales experiencias con vapor de agua requeriría construir un modelo en el que se simularan las condiciones de bajas presiones a las que opera el compresor real. Este modelo tendría que estar herméticamente sellado para trabajar en condiciones de compresibilidad, en particular, bajas presiones y altas velocidades. Además se necesitaría un flujo de vapor de agua en las condiciones de presión y temperatura adecuadas. En definitiva, una miniplanta de desalación.

Las pruebas llevadas a cabo con aire son considerablemente más sencillas, rápidas y mucho menos costosas, relativamente, pues los costes son también elevados. Por este motivo se usó en las experiencias un modelo que trabaja con aire. En este modelo se probaron diversas variantes basadas en distintos valores de algunos parámetros de diseño tales como dimensiones fundamentales del rotor, de los álabes, álabes directrices y el difusor. Por cuestiones de privacidad sólo se expondrán en el presente documento los resultados de las pruebas realizadas para el difusor, no sin comentar previamente, los aspectos teóricos necesarios.

Al simular también se empleará aire como fluido. Esto nos permite verificar los resultados obtenidos experimentalmente y validar las simulaciones. Posteriormente, la geometría óptima obtenida, se simulará bajo condiciones de compresibilidad para observar el comportamiento de la misma y comparar los resultados con los del caso incompresible. Se realizaron ensayos en un banco de pruebas con un modelo que funcionaba con aire.

3.3 Teoría de Turbomáquinas Aplicada

3.3.1 Ecuaciones

En este apartado se recogen todas las expresiones correspondientes a la teoría de turbomáquinas necesaria para caracterizar los modelos ensayados y hacer los análisis necesarios. Los modelos trabajan con aire, y se considerarán condiciones de incompresibilidad.

El *coeficiente de flujo* se define como:

$$\varphi^* = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi D_2^2}{4} u_2} \quad (3.3-1)$$

siendo la velocidad periférica,

$$u_2 = \frac{\pi \cdot n}{60} \cdot D_2 \quad (3.3-2)$$

Otra forma de expresar el coeficiente de flujo es la siguiente:

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{\pi D_2 b \cdot u_2} = \frac{c_{m2}}{u_2} \quad (3.3-3)$$

Esta expresión se diferencia de la de φ^* en que se toma otro área de referencia.

El *coeficiente de presión* viene dado por la expresión:

$$\psi = \frac{\Delta p_{tot}}{\frac{1}{2} \rho u_2^2} \quad (3.3-4)$$

siendo Δp_{tot} el salto de presión total (dinámica más estática) que tiene lugar en la máquina,

$$\Delta p_{tot} = \Delta p + \Delta p_{dyn} \quad (3.3-5)$$

$$\Delta p = p_5 - p_K \quad (3.3-6)$$

$$\Delta p_{dyn} = \frac{1}{2} \rho (c_5^2 - c_K^2) \quad (3.3-7)$$

El rendimiento queda definido como sigue:

$$\eta = \frac{P_{util}}{P_{eje_Korr}} \quad (3.3-8)$$

$$P_{util} = \frac{\Delta p_{tot}}{\dot{V}} = \dot{m} \frac{\Delta p_{tot}}{\rho} \quad (3.3-9)$$

y el *coeficiente de carga* por:

$$\tilde{\psi} = \frac{P_{\text{eje_Korr}}}{\frac{1}{2} \dot{m} u_2^2} \quad (3.3-10)$$

$P_{\text{eje_Korr}}$ es la potencia en el eje de la máquina sin incluir el rendimiento mecánico de la misma, es decir, la máxima potencia que se puede ceder al fluido. Esta potencia puede expresarse por tanto como:

$$P_{\text{eje_Korr}} = \frac{\Delta p_{\text{tot_teor}}}{\dot{V}} \quad (3.3-11)$$

De esta forma, aplicando el teorema de Euler para el caso adiabático tenemos:

$$g \cdot H_{\text{teor}} = \frac{\Delta p_{\text{tot_teor}}}{\rho} = (c_{u2} u_2 - c_{u1} u_1) \quad (3.3-12)$$

donde H_{teor} es el trabajo teórico que puede realizarse sobre el fluido. Haciendo uso de las expresiones 3.3-11 y 3.3-12 en la expresión 3.3-10 se llega a

$$\tilde{\psi} = \frac{\Delta p_{\text{tot_teor}}}{\frac{1}{2} \rho u_2^2} \quad (3.3-13)$$

y si no consideramos prerrotación tenemos:

$$\tilde{\psi} = \frac{\Delta p_{\text{tot_teor}}}{\frac{1}{2} \rho u_2^2} = \frac{(c_{u2} u_2 - \cancel{c_{u1} u_1})}{\frac{1}{2} u_2^2} = \frac{2 c_{u2} \cancel{u_2}}{u_2^2} = \frac{2 c_{u2}}{u_2} \quad (3.3-14)$$

Este coeficiente representa el valor límite que puede alcanzar el coeficiente de presión. Este valor se alcanzaría en el caso de que tuviéramos una máquina ideal en la que la potencia en el eje (considerando rendimiento mecánico) se cede por completo al fluido sin ningún tipo de pérdidas. En el caso que nos ocupa, dado que los álabes del rotor forman un ángulo recto a la salida, si aplicáramos la teoría unidimensional, tendríamos $\tilde{\psi} = 2$. Tal y como hemos definido el rendimiento, podemos también expresarlo de la siguiente forma:

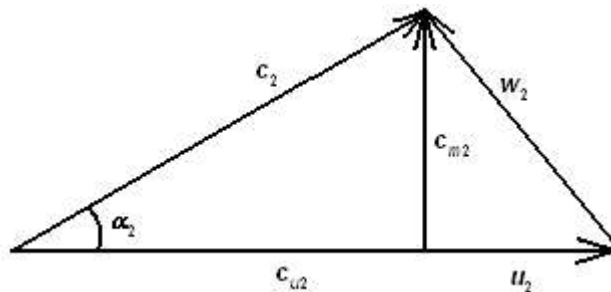
$$\eta = \frac{\Delta p_{\text{tot}}}{\Delta p_{\text{tot_teor}}} = \frac{\psi}{\tilde{\psi}} \quad (3.3-15)$$

Las variables empleadas en las expresiones anteriores son:

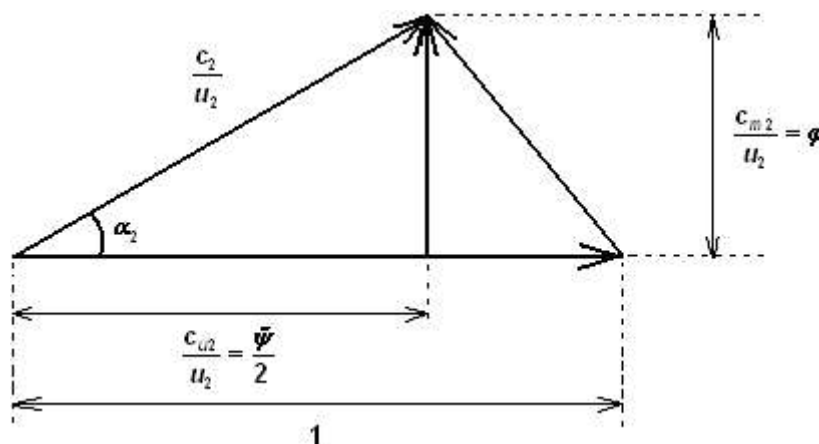
- D_2 = Diámetro de salida del rotor (m)
- n = Velocidad de giro
- u_2 = Velocidad periférica a la salida del rotor (m/s)
- c_{m2} = componente radial o meridional de la velocidad a la salida del rotor (m/s)
- c_{u2} = Componente tangencial de la velocidad a la salida del rotor (m/s)
- c_K = Velocidad a la entrada de la máquina (m/s)
- c_5 = Velocidad a la salida del difusor (m/s)
- p_K = Presión a la entrada de la máquina (m)
- p_5 = Presión a la salida del difusor (Pa)
- P_{util} = Potencia útil (W)
- P_{eje} = Potencia en el eje (W)
- $\dot{m}$ = Flujo másico (kg/s)
- $\dot{V}$ = Caudal volumétrico (m³/s)
- ρ = Densidad del fluido (kg/m³)

3.3.2 Triángulo de velocidades adimensional

Los triángulos de velocidades pueden ser expresados en función de las variables adimensionales. La siguiente figura muestra cómo sería el triángulo de velocidades a la salida del rotor.



Si dividimos por u_2 , aplicando las definiciones de las variables φ y $\tilde{\psi}$ dadas por las expresiones 3.3-3 y 3.3-14, tenemos lo siguiente:



De esta forma, la velocidad a la salida del rotor viene dada por:

$$\left(\frac{c_2}{u_2}\right)^2 = \left(\frac{\tilde{\psi}}{2}\right)^2 + \varphi^2 \quad (3.3-16)$$

$$c_2 = u_2 \sqrt{\left(\frac{\tilde{\psi}}{2}\right)^2 + \varphi^2} \quad (3.3-17)$$

así como el ángulo vendría dado por:

$$\alpha_2 = \cot g \left(2 \frac{\varphi}{\tilde{\psi}} \right) \quad (3.3-18)$$

3.4 Trabajos Experimentales Realizados

Los trabajos realizados experimentalmente que se exponen a continuación, fueron realizados y planificados íntegramente por el personal responsable de ILK. A partir de los resultados obtenidos quedaron fijados gran parte de los parámetros de diseño necesarios para llevar a cabo las simulaciones del difusor.

3.4.1 Banco de Pruebas

La figura 3.4.1.1 muestra un esquema de la instalación de pruebas. Se trata de una cámara de acero directamente conectada a la entrada del compresor simulando el recinto de aspiración. El aire llega a la cámara por medio de un conducto impulsado por un ventilador, de forma que se puede regular el caudal. El compresor fue construido con aluminio. En los casos en los que se quiso ensayar con distintas anchuras del rotor, tan sólo había que construir álabes más anchos, tanto para el rotor como para el difusor, siendo válidos los discos en todos los modelos.

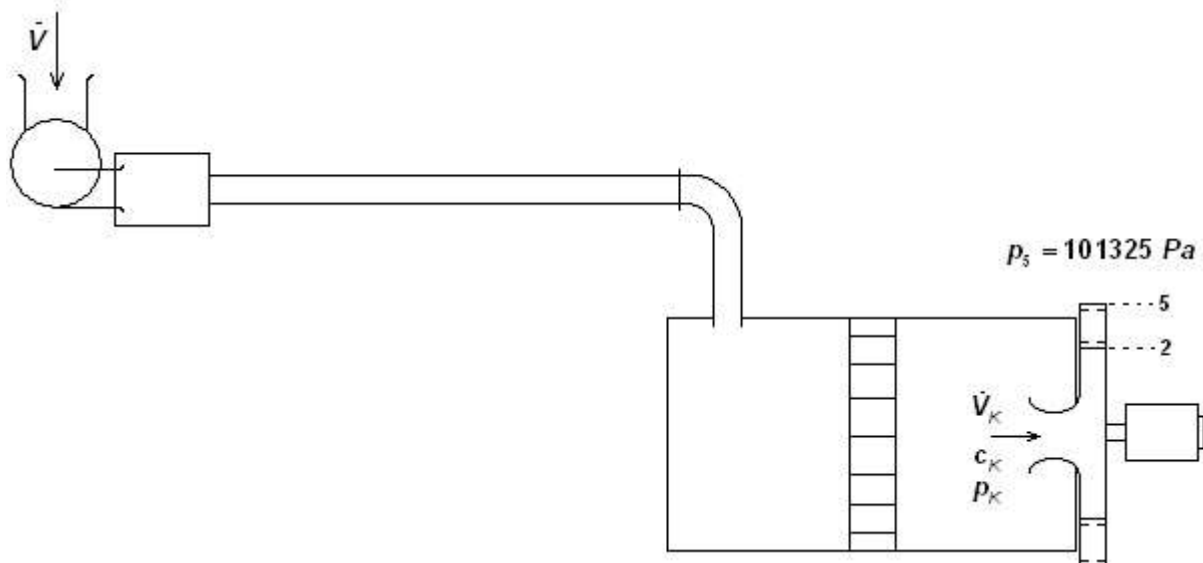


Fig. 3.4.1.1: Esquema del banco de pruebas

La figura 3.4.1.3 es una fotografía de dicha instalación en fase de montaje. Vemos que el compresor se monta con la parte posterior por fuera de la cámara permitiendo, entre otras cosas, modificar el ángulo de los álabes del difusor por medio de una pequeña operación de montaje y desmontaje como se representa en la figura 3.4.1.2.

En la figura 3.4.1.4 pueden verse los álabes del rotor. El banco de pruebas se equipó con la instrumentación necesaria para obtener las curvas características de los modelos. Así, se dispone de valores de diferencia de presión (estática y dinámica) entre la entrada de la cámara (simbolizada con el subíndice K) y la salida (punto 5) así como caudales volumétricos, densidad, velocidad de giro, potencia del motor, etc. No se disponía de ningún tipo de información de la corriente a la salida del rotor.



Fig. 3.4.1.2: Vista de los álabes con el rotor Desmontado



Fig. 3.4.1.3: Fotografía del banco de pruebas



Fig. 3.4.1.4: Álabes del rotor

3.4.2 Modelos ensayados

Como sabemos, la tarea del difusor es ganar presión y con ello aumentar el coeficiente de presión. En el caso que nos ocupa, las velocidades que se desean a la salida del difusor son relativamente pequeñas en comparación con las velocidades a la salida del rotor, por lo que la efectividad del difusor ha de ser bastante alta. En principio, dado que un difusor con álabes disminuye la componente tangencial de la velocidad de la corriente en mayor medida que un difusor sin álabes (para igual tamaño de difusor), podemos asegurar que el primero será la elección más adecuada. Para evitar que las pérdidas sean muy grandes hay que hacer que la corriente sea lo más recta posible. Esto se consigue por medio del uso de álabes, que en la mayoría de los casos son rectos [10].

Los ensayos se realizaron modificando tres factores geométricos:

- número de álabes: 0, 10, 19 y 29
- longitud de los álabes: 155 y 255 mm
- posición relativa entre los álabes del difusor y del rotor

En cuanto a los ensayos correspondientes al estudio de la influencia de la longitud de los álabes se realizaron a su vez posicionando los álabes con ángulos de orientación distintos.

- álabes de 155 mm: 15°, 18° y 21°
- álabes de 255 mm: 15°, 18°, 21° y 24°

Respecto a la posición relativa de los álabes del rotor y el difusor, como ya se mencionó, hemos de decir que la corriente que sale del rotor es muy irregular. Los álabes del difusor han de estar separados una cierta distancia de la salida del rotor para permitir que la corriente se equilibre antes de ser guiada por los canales del difusor. En [11] se recomienda una relación entre el radio de entrada de los álabes del difusor y el radio de salida del rotor con valores comprendidos entre 1,07 y 1,2.

$$\frac{r_1}{r_0} \in [1,07 \sim 1,2] \quad (3.4-1)$$

En [12] se habla de una relación parecida,

$$\frac{r_1}{r_0} \in [1,07143 \sim 1,125] \quad (3.4-2)$$

En el modelo en el que se realizaron las pruebas, el radio de salida del rotor tenía un valor de $r_0 = 0,3 \text{ m}$. Se ensayaron dos valores,

$$\begin{aligned} r_{1a} = 15 \text{ mm} & \Rightarrow \frac{r_1}{r_0} = 1,05 \\ r_{1b} = 30 \text{ mm} & \Rightarrow \frac{r_1}{r_0} = 1,1 \end{aligned}$$

Todos los modelos y el nombre asignado quedan recogidos en la siguiente tabla:

$D_0=0,6 \text{ m}$ $b=0,056 \text{ m}$				
Modelo	Nº álabes	L (mm)	r_1 (mm)	Ángulo (°)
VSL01	29	155	$r_0 + 15 \text{ mm}$	15, 18, 21
VSL02a	29	255	$r_0 + 30 \text{ mm}$	15,18,21,24
VSL02b	29	255	$r_0 + 15 \text{ mm}$	18
VSL02c	19	255	$r_0 + 30 \text{ mm}$	18
VSL02d	0	-	-	-

Tabla 3.4.2.1: Variantes ensayadas para la optimización del difusor

Para otra variante, la VSL03, en la que se probaron otras geometrías del rotor, se ensayaron también distintos números de álabes, concretamente 0, 10, 19 y 29.

3.4.3 Resultados obtenidos

Influencia del ángulo de posicionamiento de los álabes

Para estudiar el comportamiento del difusor ante distintos ángulos de posicionamiento de los álabes se compararon los resultados obtenidos para los modelos VSL01 y VSL02a cuyas características se resumen en la siguiente tabla:

Modelo	Nº álabes	L (mm)	r_1 (mm)	Ángulo (°)
VSL01	29	155	$r_0 + 15 \text{ mm}$	15, 18, 21
VSL02a	29	255	$r_0 + 30 \text{ mm}$	15,18,21,24

Vemos que estos modelos son totalmente distintos (en longitud de los álabes y posición relativa álabes del rotor / álabes del difusor) por lo que se analiza la influencia del ángulo de posicionamiento de los álabes de forma más completa. Los resultados para el coeficiente de presión, el rendimiento y coeficiente de carga frente al coeficiente de flujo respectivamente, en el modelo VSL01, se representan en las gráficas de las figuras 3.4.3.1, 3.4.3.2 y 3.4.3.3. Con el modelo VSLO2 se corresponden las figuras 3.4.3.4, 3.4.3.5 y 3.4.3.6.

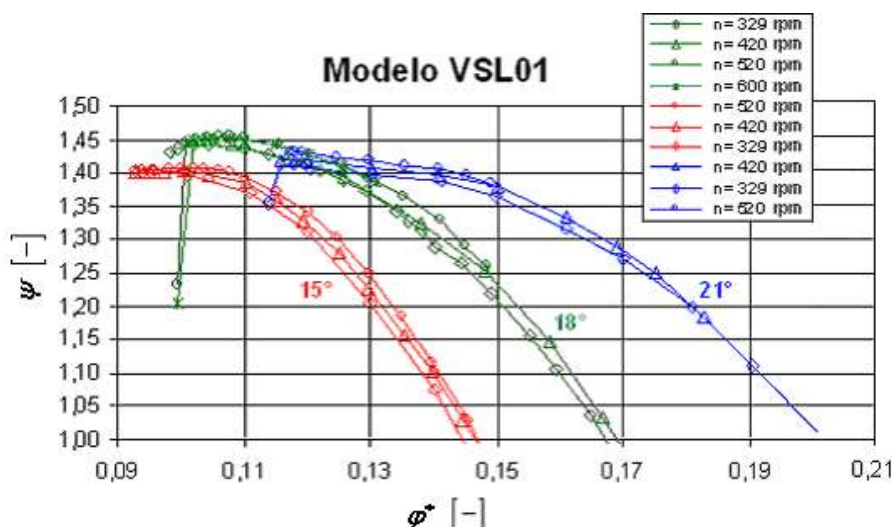


Fig. 3.4.3.1: Coeficiente de presión frente al coeficiente de flujo

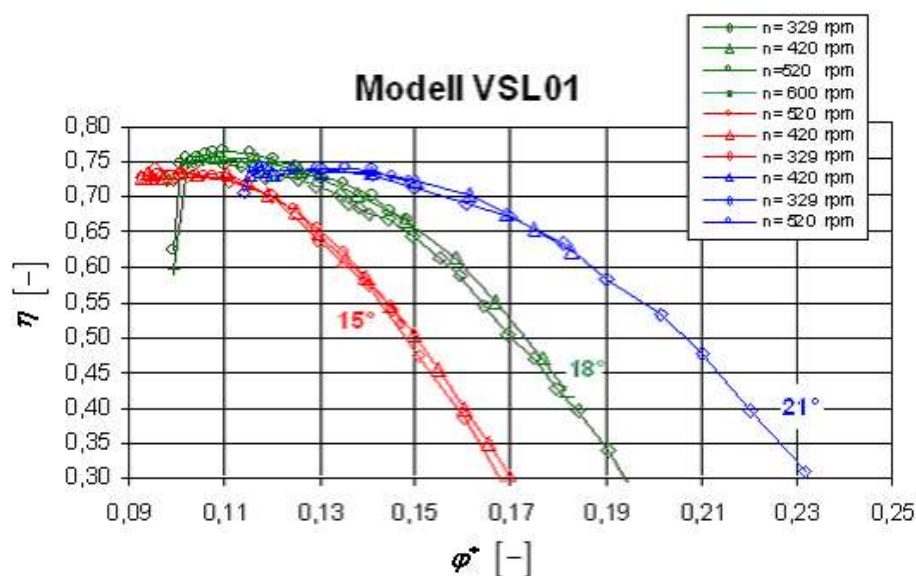


Fig. 3.4.3.2: Rendimiento del compresor frente al coeficiente de flujo

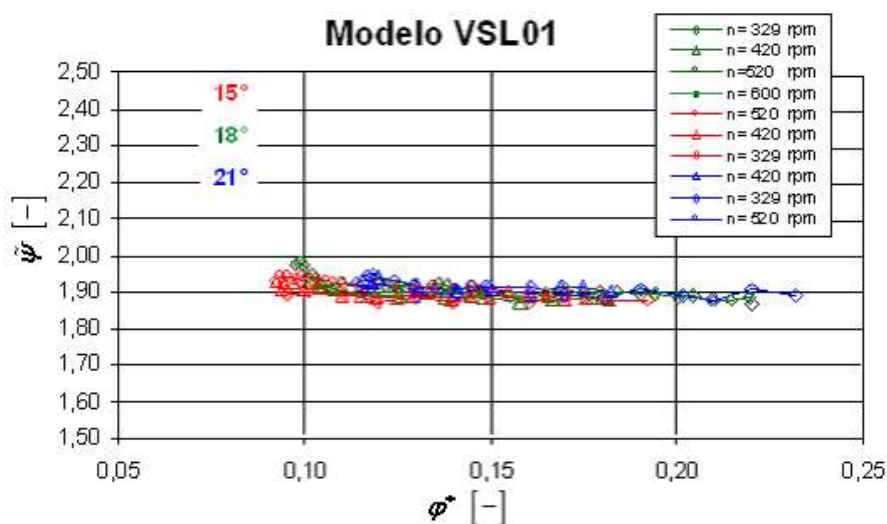


Fig. 3.4.3.3: Coeficiente de carga frente al coeficiente de flujo

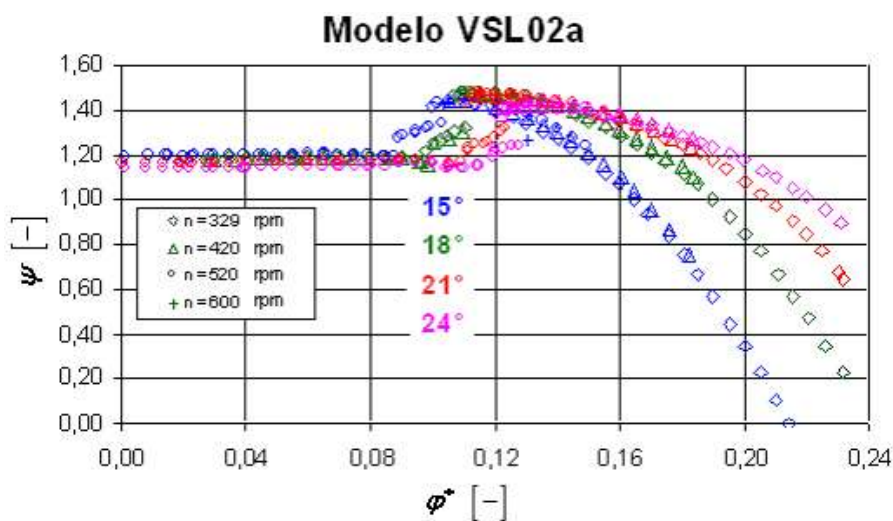


Fig. 3.4.3.4: Coeficiente de presión frente al coeficiente de flujo

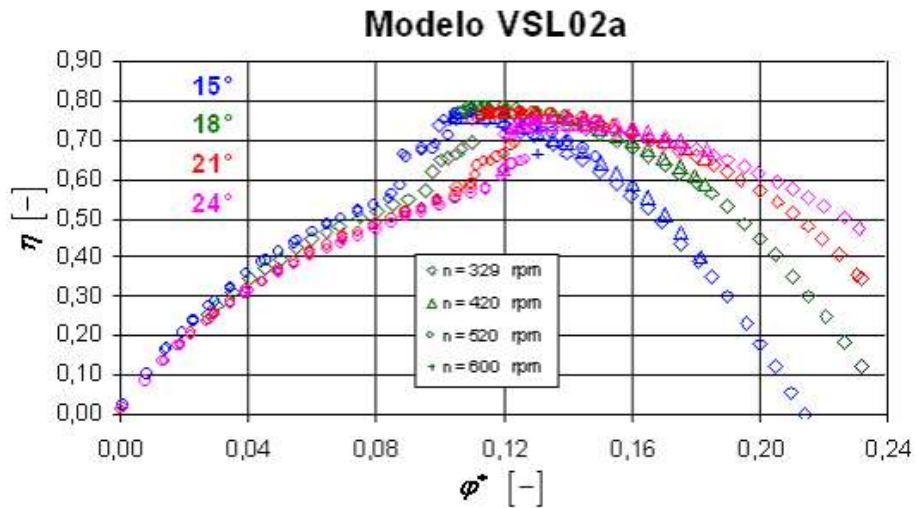


Fig. 3.4.3.5: Rendimiento del compresor frente al coeficiente de flujo

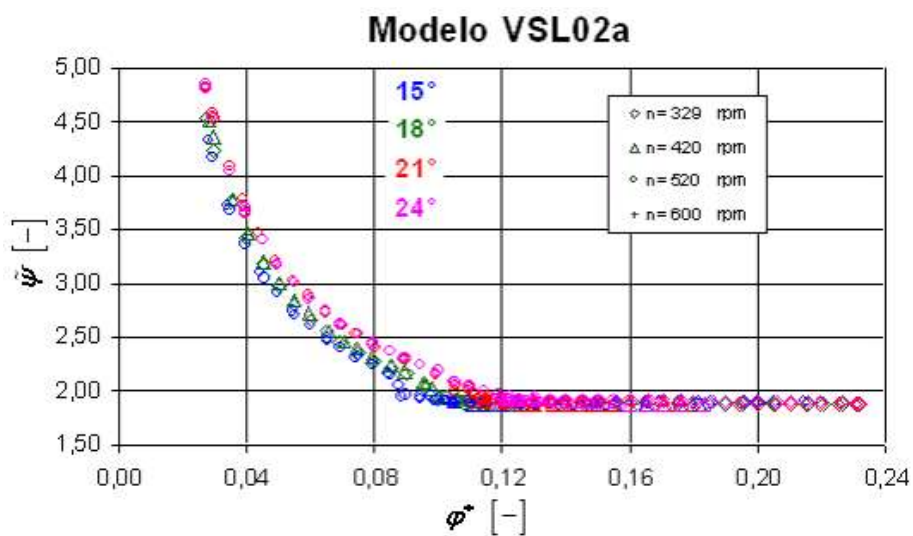


Fig. 3.4.3.6: Coeficiente de carga frente al coeficiente de flujo

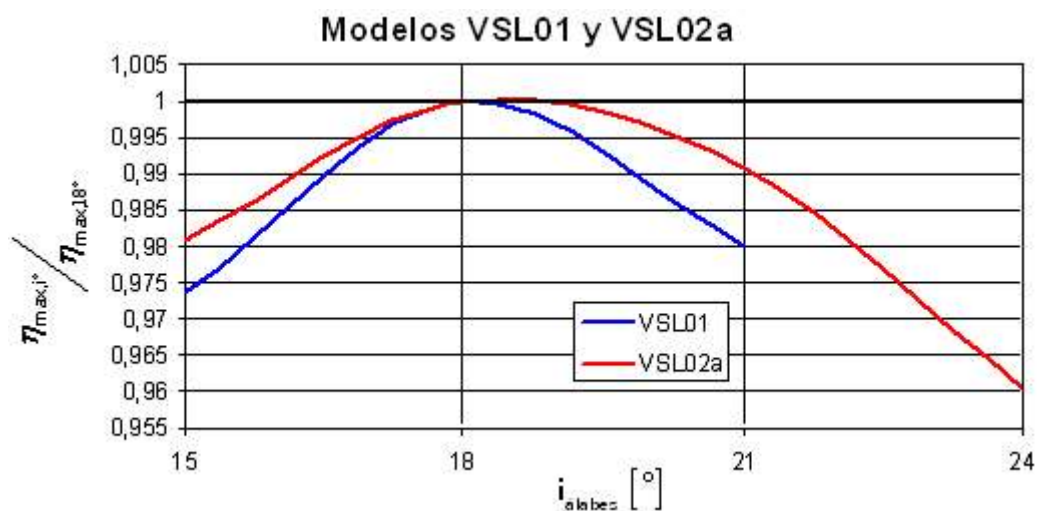


Fig. 3.4.3.7: Relación entre rendimientos máximos para distintos ángulos

Se observa que para un ángulo de 18° se alcanzan los mayores valores de rendimiento y de coeficiente de presión. Una disminución del ángulo desplaza el punto de bombeo hacia caudales más pequeños (coeficientes de flujo menores) y produce una caída más escarpada del coeficiente de presión y del rendimiento. Ángulos mayores desplazan el punto de bombeo hacia coeficientes de flujo mayores y menor pendiente de la caída del coeficiente de presión y el rendimiento. La figura 3.4.3.7 muestra la relación entre el rendimiento máximo alcanzado para cada ángulo y el rendimiento máximo alcanzado para 18° , en función del ángulo de posicionamiento de los álabes.

A la vista de los resultados, el resto de las pruebas experimentales se realizaron colocando los álabes del difusor con una inclinación de 18° . Por este motivo se realizaron también las simulaciones del difusor para el mismo ángulo.

Influencia de la longitud de los álabes

Para estudiar el comportamiento del turbocompresor frente a distintas longitudes de los álabes del difusor se compararon los resultados obtenidos para los modelos VSL01 y VSL02b.

Modelo	Nº álabes	L (mm)	r_1 (mm)	Ángulo ($^\circ$)
VSL01	29	155	$r_0 + 15$ mm	18
VSL02b	29	255	$r_0 + 15$ mm	18

Los resultados obtenidos se muestran en las siguientes gráficas 3.4.3.8 y 3.4.3.9, a partir de las cuales se deduce una mejora en el coeficiente de presión y en el rendimiento debido al aumento de longitud de los álabes.

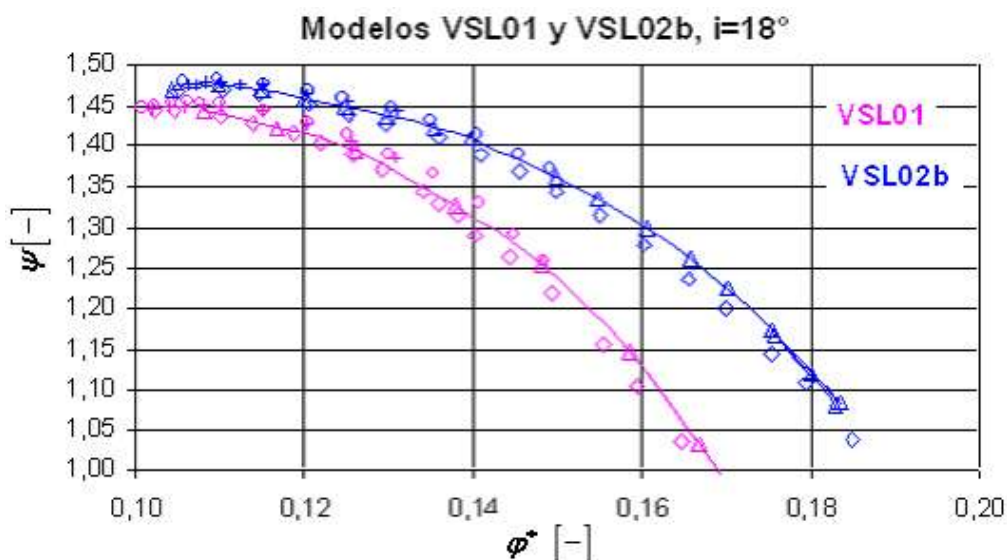


Fig. 3.4.3.8: Efecto de la longitud de los álabes del difusor sobre el coeficiente de presión

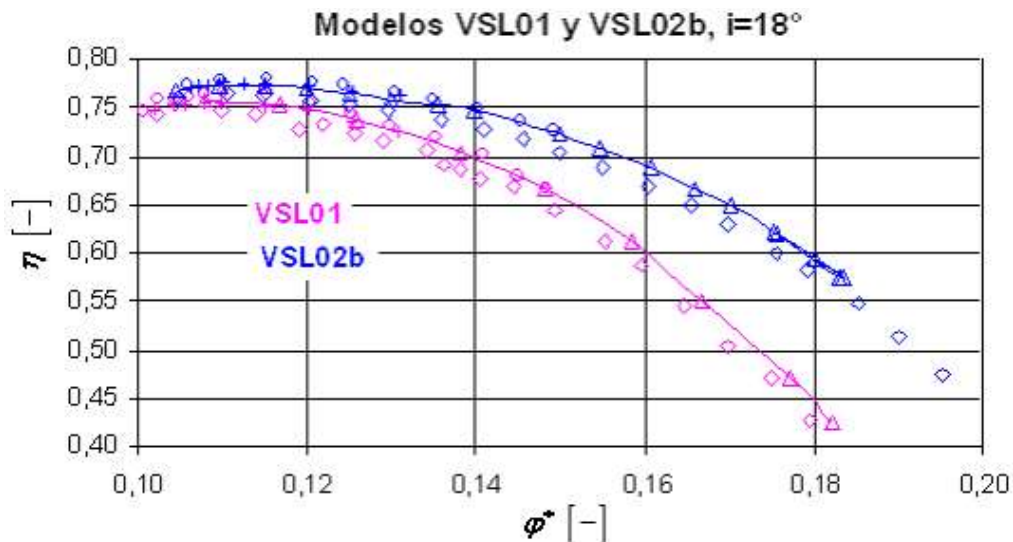


Fig. 3.4.3.9: Efecto de la longitud de los álabes del difusor sobre el rendimiento

Influencia de la separación entre los álabes del rotor y del difusor

Se compararon los resultados correspondientes a los modelos VSL02a y VSL02b.

Modelo	Nº álabes	L (mm)	r_1 (mm)	Ángulo ($^\circ$)
VSL02a	29	255	$r_0 + 30$ mm	18
VSL02b	29	255	$r_0 + 15$ mm	18

Las figuras 3.4.3.10 y 3.4.3.11 muestran los resultados, siendo muy pequeñas las diferencias entre los modelos VSL02a y VSL02b. Para el modelo VSL02a, correspondiente a una separación entre álabes de 30 mm, se obtienen valores más altos para el rendimiento y para el coeficiente de presión. Por este motivo, el resto de los ensayos experimentales se hicieron manteniendo dicho valor para este parámetro.

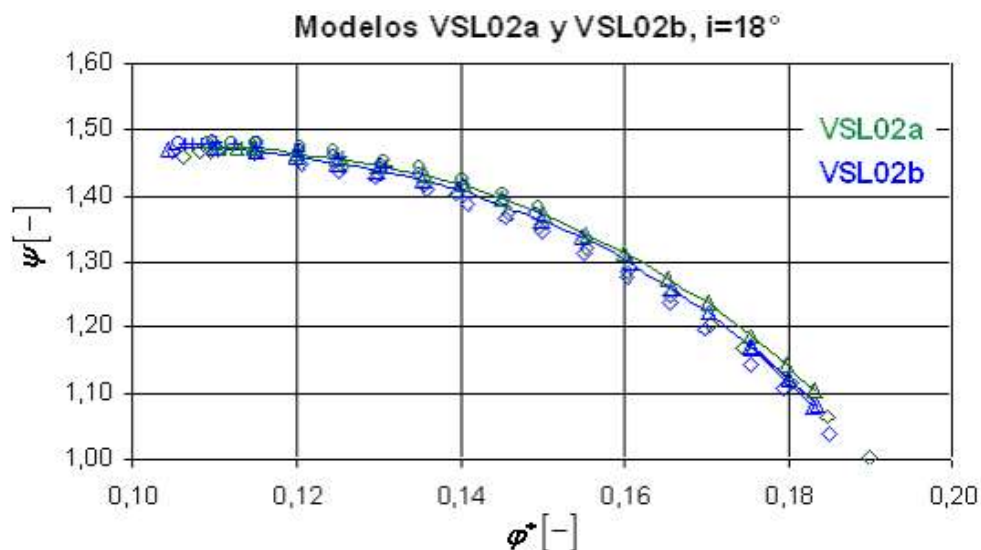


Fig. 3.4.3.10: Influencia de la posición relativa entre los álabes del rotor y el difusor sobre el coeficiente de presión

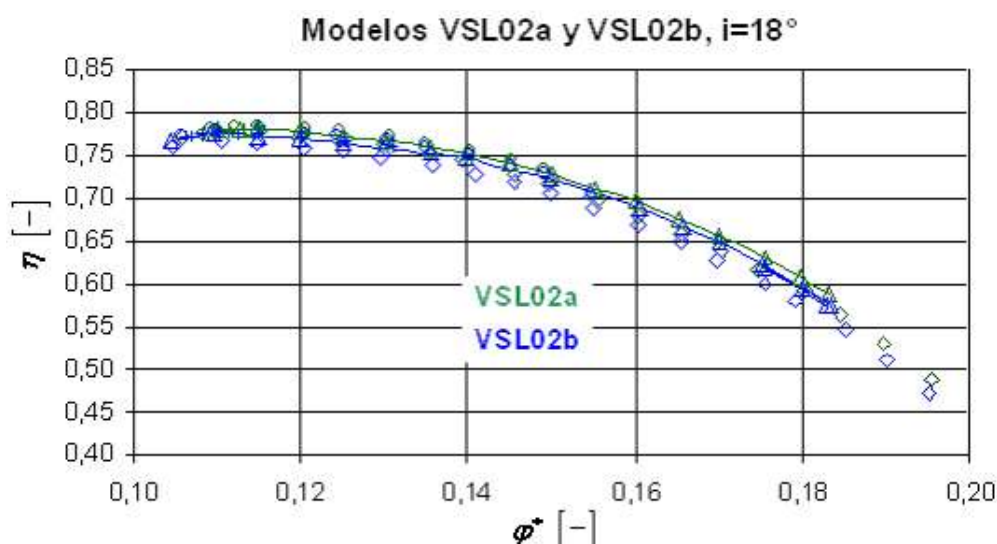


Fig. 3.4.3.11: Influencia de la posición relativa entre los álabes del rotor y el difusor sobre el rendimiento

Influencia del número de álabes

En todos los modelos comparados hasta ahora, el difusor se construyó con 29 álabes. Un difusor con un número de álabes menor implicaría una reducción de los costes. Para estudiar la influencia del número de álabes del difusor se compararon los modelos VSL02a, VSL02c y VSL02d. Dado que con un número de álabes distintos, un ángulo de posicionamiento de los álabes igual a 18° podría dejar de ser óptimo, se realizaron las pruebas para distintos ángulos, concretamente 15° , 18° , 21° y 24° . También se compararon los modelos VSL03a, VSL03b y VSL03c, en los cuales la única variable era el número de álabes: 10, 19 y 29 respectivamente, pues se mantuvo en ellos un ángulo de 18° para su posicionamiento.

Modelo	Nº álabes	L (mm)	r_1 (mm)	Ángulo ($^\circ$)
VSL02a	29	255	$r_0 + 30$ mm	15,18,21,24
VSL02c	19	255	$r_0 + 30$ mm	15,18,21
VSL02d	0	-	-	-
VSL03a	29	255	$r_0 + 30$ mm	18
VSL02b	19	255	$r_0 + 30$ mm	18
VSL02c	10	255	$r_0 + 30$ mm	18

Las siguientes gráficas 3.4.3.12 y 3.4.3.13 muestran los resultados comparados para los modelos VSL02a, VSL02c y VSL02d. Para la variante VSL03 se presentan las figuras 3.4.3.14 y 3.4.3.15.

Una disminución del número de álabes del difusor provoca los mismos efectos que una apertura del ángulo de posicionamiento de los mismos, es decir, desplaza las curvas hacia coeficientes de flujo mayores. Los mejores resultados se obtienen para un ángulo de 18° así como para un número de álabes igual a 29.

Se produce también un claro desplazamiento del punto de bombeo hacia pequeños caudales para el caso de difusor sin álabes, pero los rendimientos alcanzados son muy pequeños.

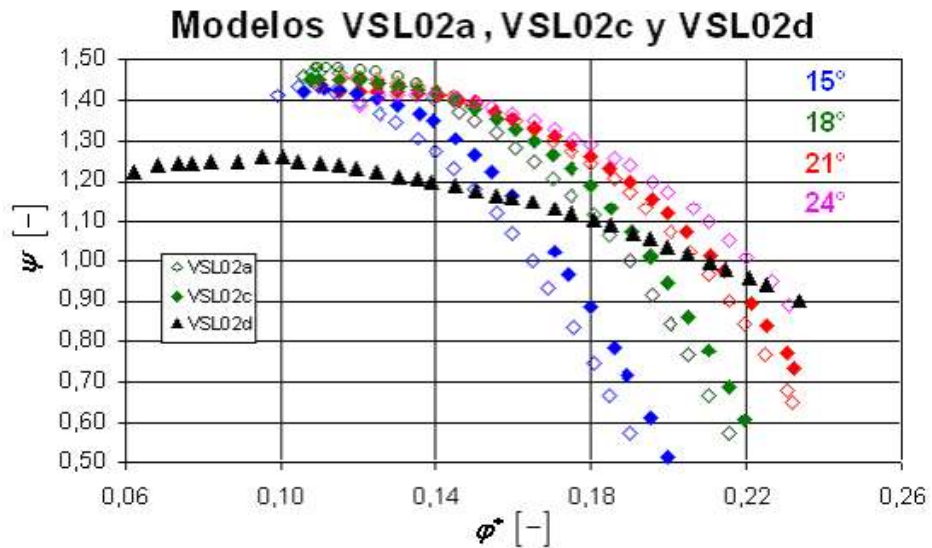


Fig. 3.4.3.12: Influencia del número de álabes del difusor sobre el coeficiente de presión para distintos ángulos. Modelos VSL02

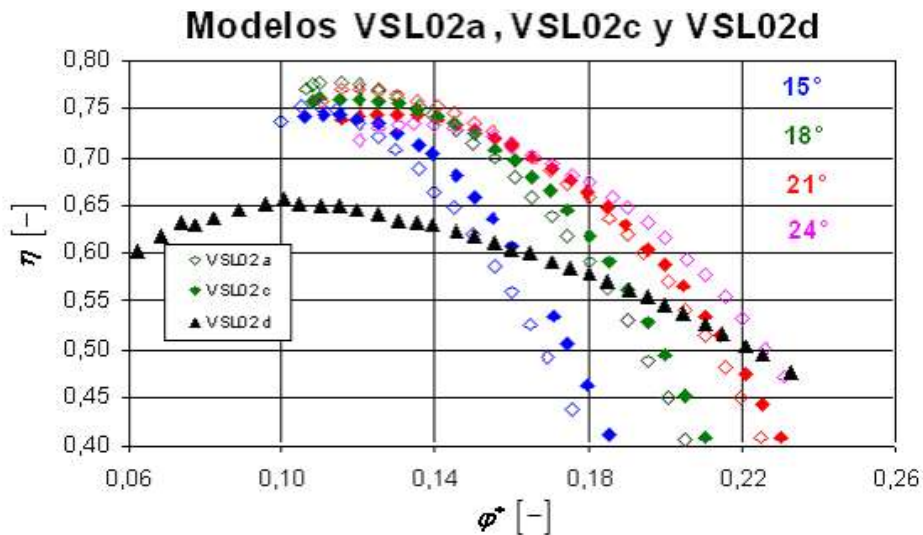


Fig. 3.4.3.13: Influencia del número de álabes del difusor sobre el rendimiento para distintos ángulos. Modelo VSL02

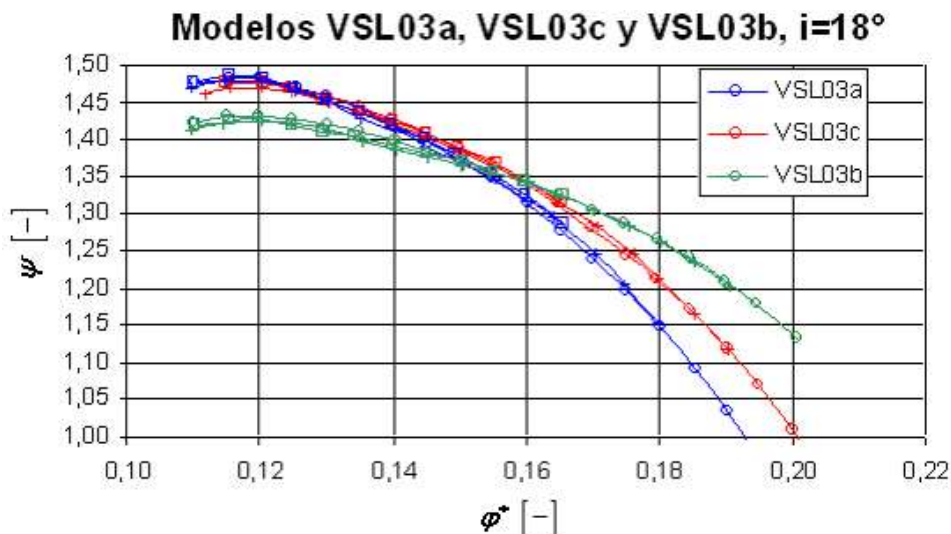


Fig. 3.4.3.14: Influencia del número de álabes del difusor sobre el coeficiente de presión. Modelo VSL03

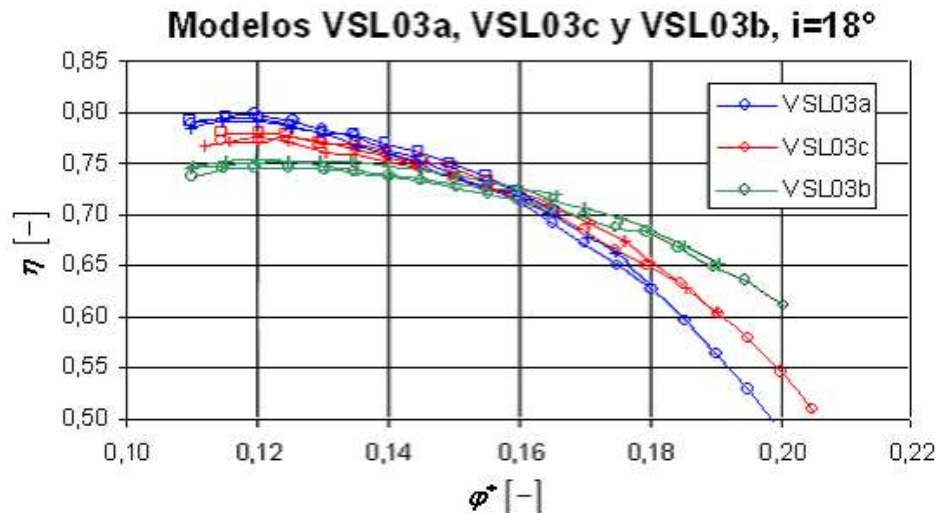


Fig. 3.4.3.15: Influencia del número de álabes del difusor sobre el rendimiento. Modelo VSL03

También para los modelos de la variante VSL03 se obtienen los mejores resultados con 29 álabes. La figura 3.4.3.16 muestra la relación entre el rendimiento máximo alcanzado para cada número de álabes y el rendimiento máximo alcanzado para un número de álabes igual a 29, en función del número de álabes. Habría que realizar ensayos con número de álabes mayor para ver si se pueden alcanzar mejores resultados. No obstante el rotor tiene 32 álabes y el número de álabes del difusor no debería ser superior al del rotor.

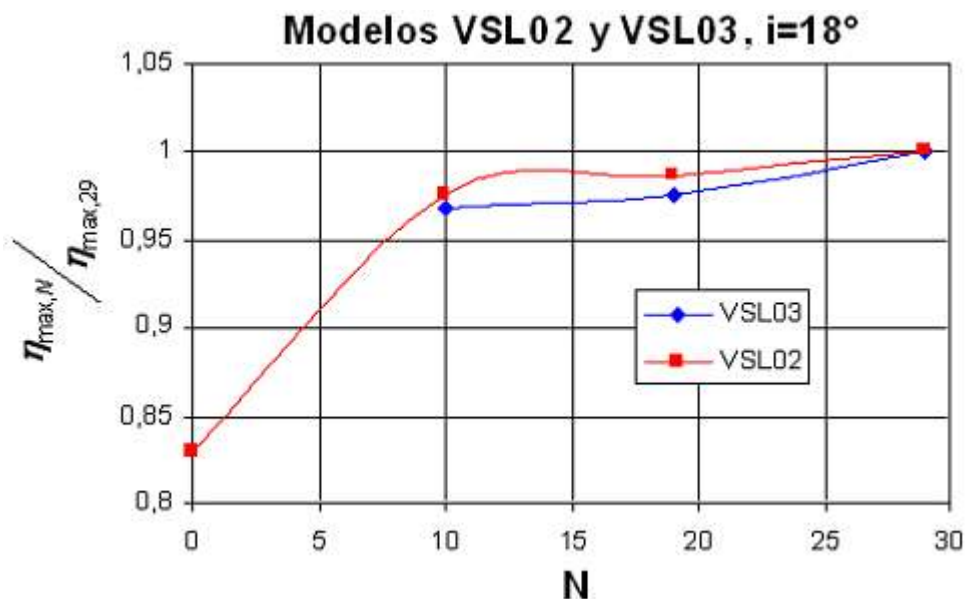


Fig. 3.4.3.16: Relación de rendimientos máximos para distintos números de álabes en función del número de álabes

3.5 Análisis Experimental de la Corriente en la Dirección Axial: la Sonda de Tres Orificios

3.5.1 La sonda de tres orificios

Para obtener las características de la corriente en dirección axial, podríamos haber simulado un ejemplo como se ha hecho para el caso del análisis en la dirección tangencial, pero estas simulaciones tendrían que ser, necesariamente tridimensionales, pues si no, no podríamos simular el movimiento del rotor, que se produce en el plano perpendicular a la dirección objeto de estudio. Esto implicaría realizar una simulación completa del compresor, lo cual quedó descartado por los motivos anteriormente explicados. Así, se decide abordar el problema por la vía experimental.

Para realizar las medidas oportunas de velocidad (tanto módulo como dirección) se usó una sonda patentada por la firma ILK. La siguiente figura muestra un esquema de dicha sonda:

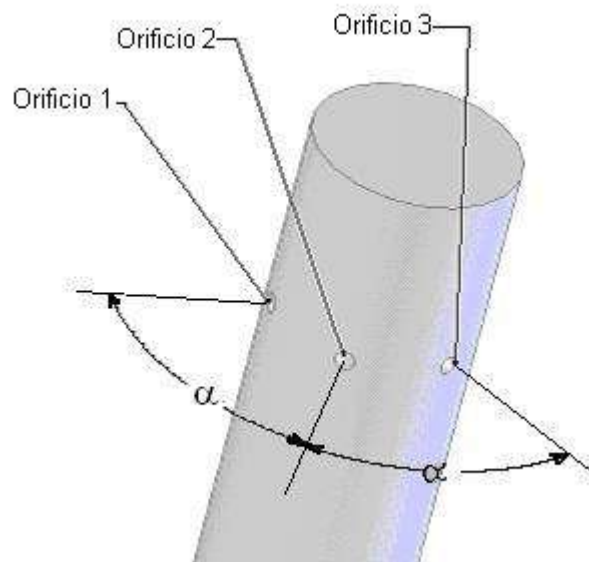


Fig. 3.5.1.1: Esquema de la sonda de tres orificios

Básicamente, la sonda consiste en un cilindro provisto de tres orificios. En cada uno de los orificios se ha instalado un dispositivo para medir presión. Este cilindro se introduce a través del difusor, por medio de un pequeño taladro realizado en la carcasa convenientemente aislado para evitar fugas, en una posición determinada entre los radios r_2 y r_3 del turbocompresor. En las fotos de la figura 3.5.1.2 se muestra el montaje de la sonda que permite, de un lado, que el cilindro pueda introducirse a distintas profundidades realizando así el análisis en la dirección axial y de otro, girar el cilindro y que los agujeros quedan orientados con respecto al flujo.

El funcionamiento de la sonda es el siguiente: se mide la diferencia de presión entre los orificios 1 y 2 (Δp_{12}) y entre los 1 y 3 (Δp_{13}). La sonda está rígidamente unida a una escala de ángulos que permite leer en cada momento la inclinación que tiene el orificio central, es decir, el 2. Cuando la sonda se introduce en el difusor a una profundidad determinada, se obtienen las lecturas de Δp_{12} y Δp_{13} . Con el fin de

situarla correctamente, con la dirección del orificio 2 coincidente con la de la corriente, se la va girando hasta que $\Delta p_{13}=0$. Así, la sonda queda correctamente instalada y orientada con la misma dirección que la corriente, quedando determinado el ángulo de la velocidad. La figura 3.5.1.3 representa esquemáticamente dicho funcionamiento.

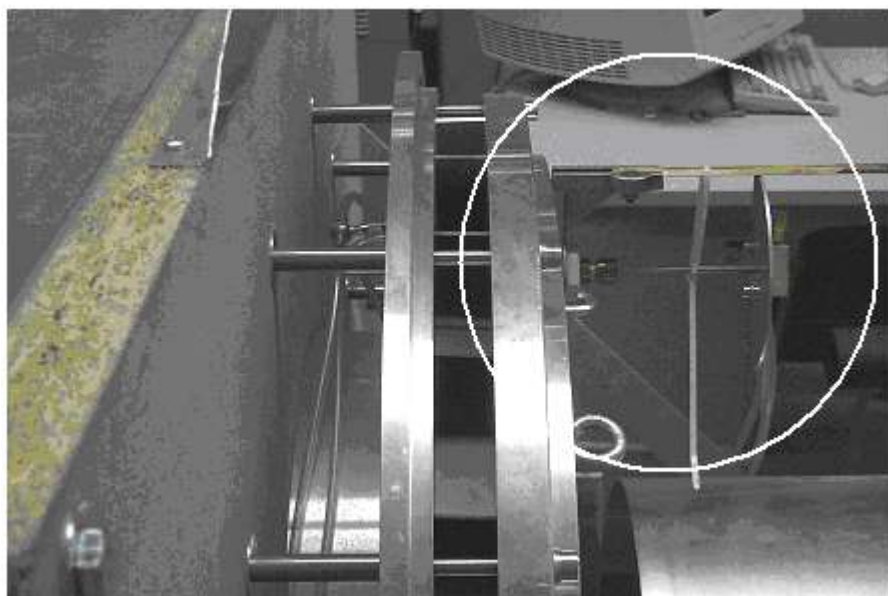
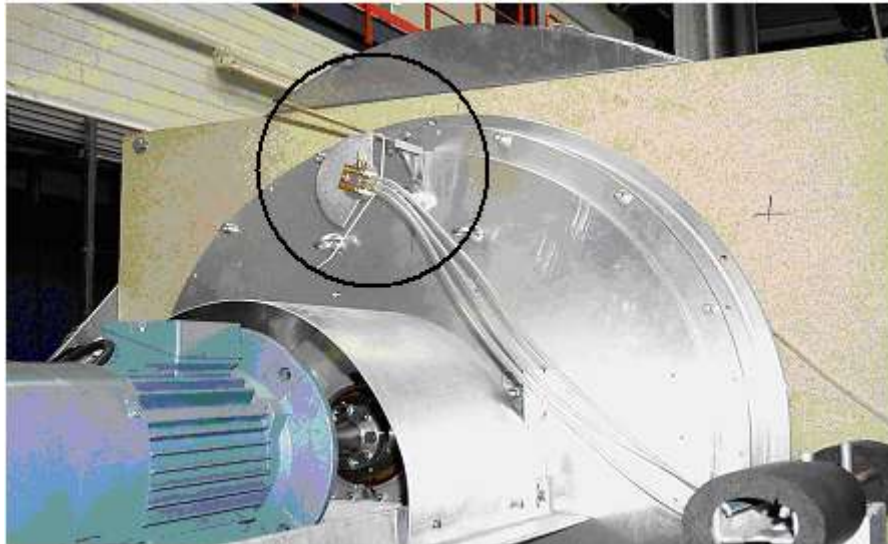


Fig. 3.5.1.2: Fotos de la sonda instalada

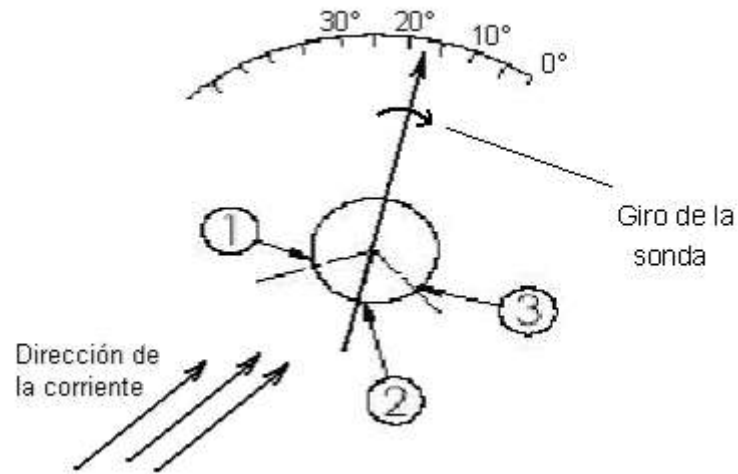


Fig. 3.5.1.3: Esquema del funcionamiento de la sonda

En cuanto al módulo de la velocidad, se usa de forma indirecta el valor de Δp_{12} . Para ello ha de calibrarse la sonda. El calibrado se lleva a cabo usando una tobera, como se observa en el esquema de la figura 3.5.1.4.

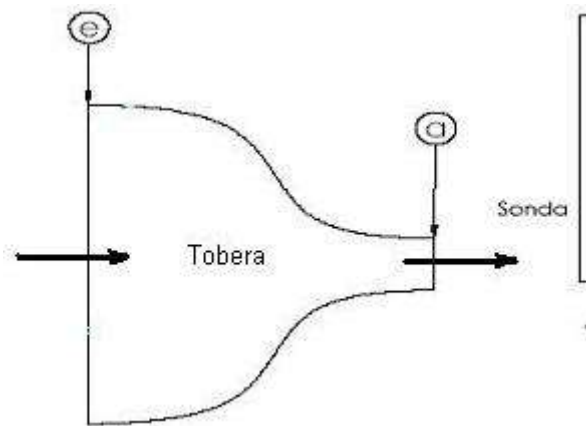


Fig. 3.5.1.4: Calibrado de la sonda

A la salida de la tobera, a una distancia suficientemente apropiada, se coloca la sonda correctamente posicionada, de forma que $\Delta p_{13}=0$. Realizando un balance entre la entrada y la salida de la tobera, despreciando las pérdidas se tiene:

$$p_e + \rho \frac{c_e^2}{2} = p_a + \rho \frac{c_a^2}{2} \quad (3.5-1)$$

Dado que $c_e \ll c_a$ puede despreciarse el segundo término del miembro izquierdo por lo que la velocidad a la salida de la tobera viene dada por:

$$c_a = \sqrt{\frac{2(p_e - p_a)}{\rho}} \quad (3.5-2)$$

Siendo el objetivo obtener la velocidad en función de la diferencia de presión Δp_{12} , se acepta la relación de proporcionalidad

$$c_a = k \cdot \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (3.5-3)$$

donde k es una constante que ha de determinarse. A partir de varios ensayos, se calcula c_a en función de las presiones medidas de entrada y salida de la tobera, por medio de la expresión (3.5-2). Con dicho valor y el valor medido Δp_{12} , se llega al valor de la constante k con la expresión (3.5-3). La tabla 3.5.1.1 muestra los valores de los ensayos. Finalmente, podemos usar nuestra sonda para medir velocidades a partir de la expresión

$$c = k \cdot \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (3.5-5)$$

$\Delta p_{12} \text{ (Pa)}$	$\Delta p_{ea} \text{ (Pa)}$	$k \text{ (-)}$
32,7	38,5	0.921602219
33,8	39,7	0.922705473
34	39,9	0.923109054
63,8	75,3	0.920476809
89,9	105,3	0.923986573
123,9	144,1	0.927264563
150,9	174,1	0.930990468
Valor medio		
-	-	0.9243

Tabla 3.5.1.1: Determinación del valor de la constante k

3.5.2 Resultados de las medidas de la sonda

Se utilizó el modelo que se ensayaba en ese momento, concretamente el VSL01 (29 álabes de 155 mm de longitud), cuya geometría simplificada se muestra en la figura 3.5.2.1.

Las mediciones se llevaron a cabo para un valor del coeficiente de flujo constante, concretamente $\varphi^* = 0.07$, para valores de velocidad de giro 450, 550 y 650 rpm. Como puede observarse en las fotografías, la sonda fue introducida por un orificio practicado en el disco anterior del compresor, debidamente sellado para minimizar las fugas. Se iba introduciendo poco a poco obteniéndose los valores para todo el ancho del difusor (una profundidad de 28 mm). Hay que tener en cuenta que los valores medidos en un instante dado se corresponden con una determinada posición relativa entre los álabes del rotor y los del difusor y que cambia en cada instante. Por este motivo, dichos valores se promediaron en el tiempo. Las figuras 3.5.2.3, 3.5.2.4 y 3.5.2.5 muestran las medidas de la componente meridional, módulo y ángulo de la velocidad, respectivamente.

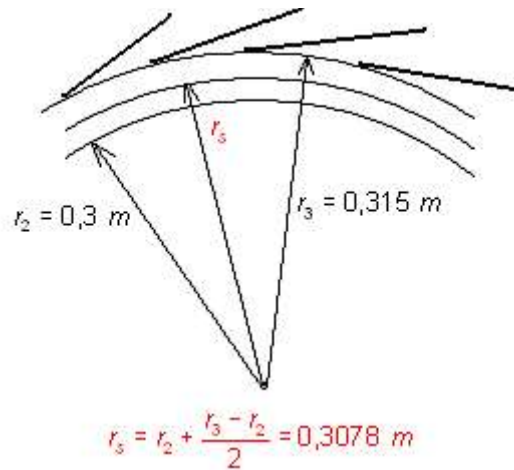


Fig. 3.5.2.1: Colocación de la sonda

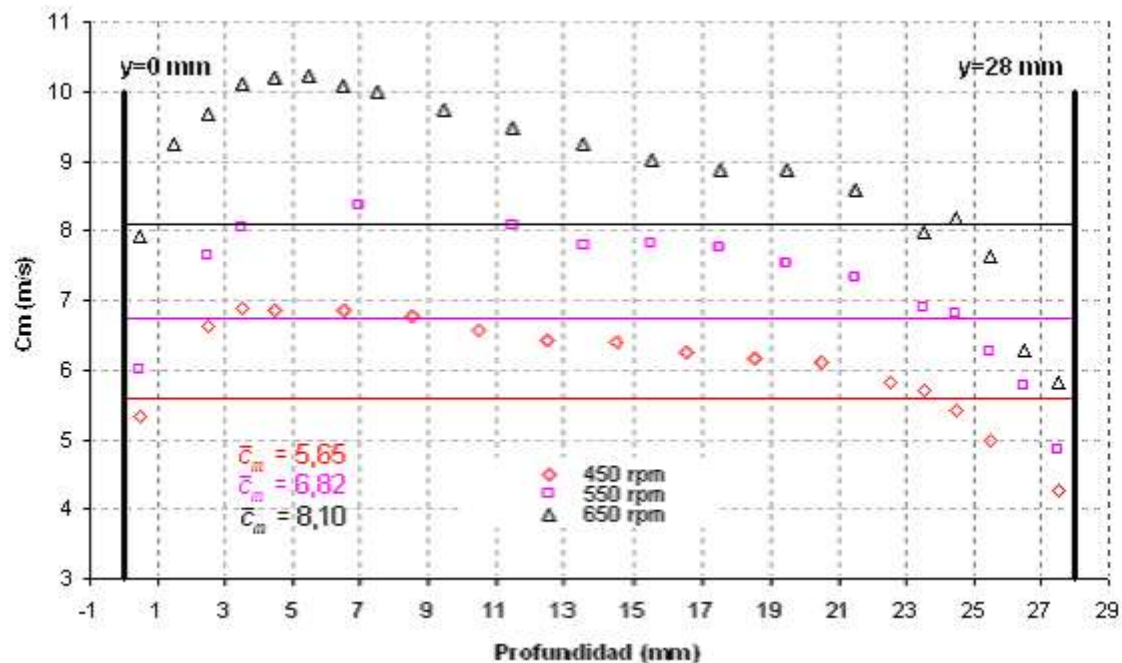


Fig. 3.5.2.2: Velocidad meridional medida por la sonda

Respecto a la velocidad meridional puede decirse que:

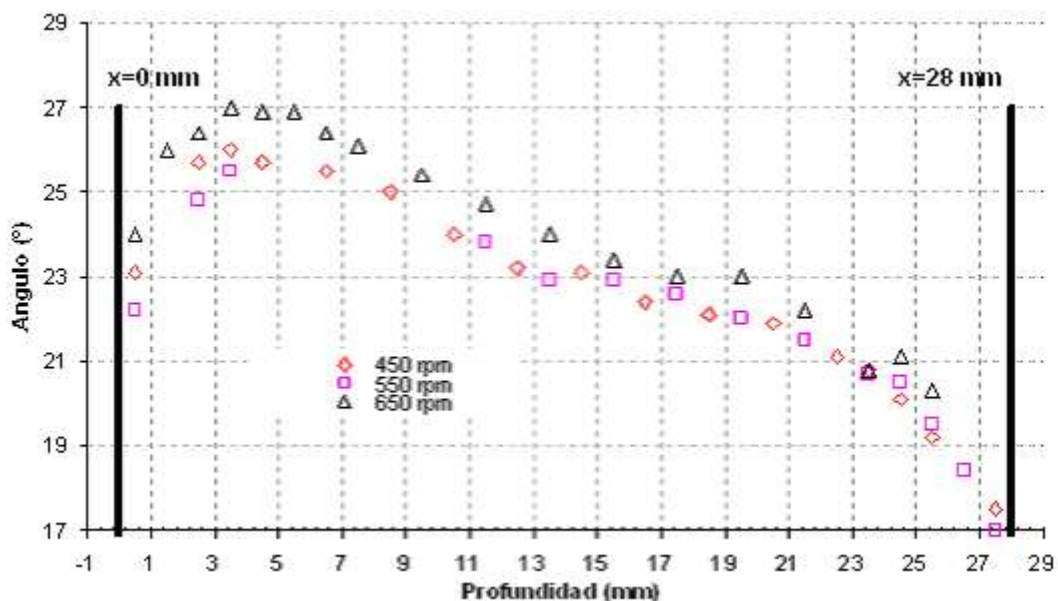
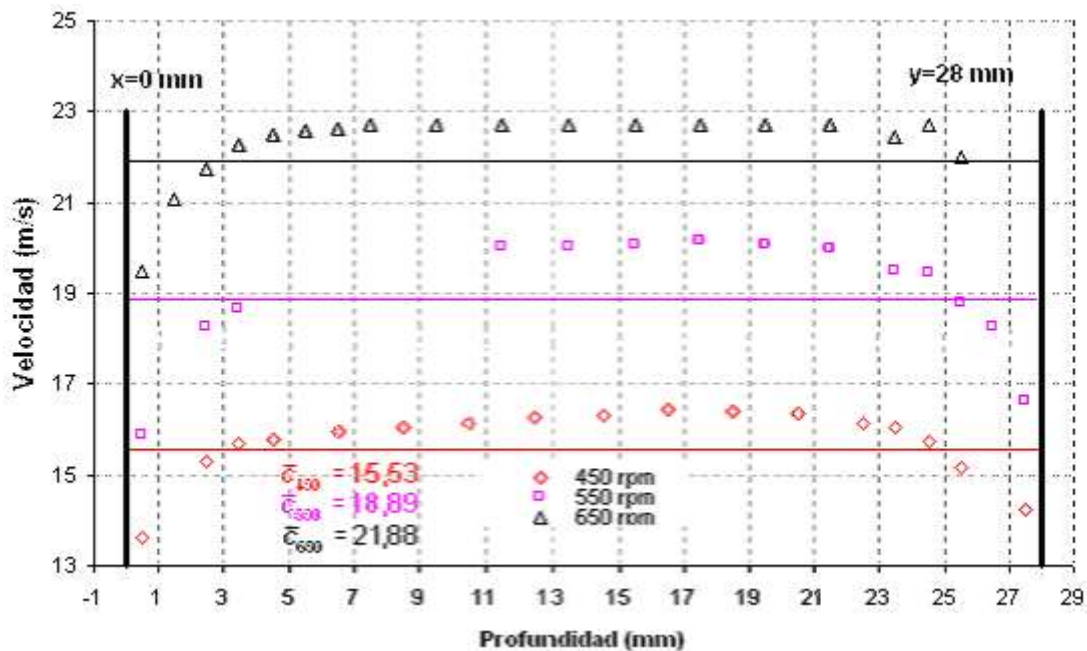
- aumenta con la velocidad de giro. Esto es lógico a partir de la definición del coeficiente de flujo y del flujo en función de la velocidad meridional,

$$\varphi^* = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi D_2^2}{4} u_2} \quad ; \quad \dot{V} = A_2 c_{m2} = \pi D_2 b \cdot c_{m2} \quad \Rightarrow \quad \varphi^* = cte \cdot \frac{c_{m2}}{u_2}$$

si aumenta la velocidad de giro, la velocidad periférica es mayor y por tanto, para mantener un valor constante del coeficiente de flujo, ha de aumentar el caudal volumétrico y consecuentemente la velocidad meridional,

- alcanza su valor máximo en las proximidades del disco anterior cayendo ligeramente con la profundidad hasta el disco posterior.
- Los valores medios, también representados en la gráfica, son muy aproximados a los valores teóricos calculados a partir de la expresión del coeficiente de flujo

$$\varphi^* = 0,07 = \frac{\dot{V}}{\pi D_2^2 u_2} = \frac{\pi D_2 b c_{m2}}{\pi D_2^2 \cdot \frac{\pi n}{60} D_2} \Rightarrow \begin{cases} n = 450 \text{ rpm} \Rightarrow c_{m2} = 5,30 \text{ m/s} \\ n = 550 \text{ rpm} \Rightarrow c_{m2} = 6,48 \text{ m/s} \\ n = 650 \text{ rpm} \Rightarrow c_{m2} = 7,66 \text{ m/s} \end{cases}$$



La figura 3.5.2.3 muestra que el módulo de la velocidad aumenta con la velocidad de rotación, como es lógico, y que el valor permanece prácticamente constante a lo largo de la profundidad, excepto en las proximidades de los discos, donde decrece.

En la figura 3.5.2.4 la variación del ángulo con la velocidad de giro de la máquina no es muy acusada. También vemos que los ángulos son mayores en las proximidades del disco delantero. Cada uno de estos puntos representa el valor promediado en el tiempo de la dirección de la velocidad a una profundidad determinada.

A partir de los resultados obtenidos, en particular los correspondientes al módulo de la velocidad, puede concluirse que parece aceptable imponer un perfil de velocidad uniforme a la entrada del difusor como condición de contorno, para simularlo sin considerar el movimiento.