



INTERACCIÓN ESTATOR-ROTOR EN EL HUELGO DE PUNTA DE UN VENTILADOR AXIAL

Adrián Vázquez González [*]

uo217687@uniovi.es

Jesús Manuel Fernández Oro [**]

jesusfo@uniovi.es

[*] Alumno; [**] Tutor.

Departamento de Energía. Universidad de Oviedo.

RESUMEN

El flujo en el huelgo del álabe y la generación del vórtice de punta en ventiladores axiales es un mecanismo generador de turbulencia y pérdidas que está intrínsecamente asociado al flujo relativo en los canales del rotor. Sin embargo, en el caso de una configuración estator-rotor, se establece además una clara interacción de las estructuras del flujo del estator sobre la formación del flujo de punta y la intensidad y estabilidad del vórtice. En este trabajo se va a analizar esa interacción en función de las condiciones de funcionamiento del ventilador, utilizando un modelo numérico CFD no estacionario y tridimensional de un sector periódico de la máquina. En primer lugar, se validan los resultados numéricos en la zona del huelgo a través de comparativa con medidas experimentales de presión en la carcasa del ventilador obtenidas con transductores piezoeléctricos de respuesta rápida en frecuencia. A continuación, se definen una serie de rutinas de post-proceso de los resultados numéricos en diversos planos a lo largo del canal del rotor y se analiza la interacción de las directrices en el marco relativo. Se concluye que el flujo de punta y la generación del vórtice se desplazan progresivamente hacia la zona del borde ataque de los álabes según se va reduciendo el caudal de funcionamiento. Además, se observan fluctuaciones en la intensidad de los vórtices del orden del 5-10% (y levemente en su posición transversal) generadas por la interacción de las directrices en el caso de caudal nominal y carga parcial. Para condiciones próximas al desprendimiento, el desorden y la generación de turbulencia enmascaran por completo esa interacción e incluso eliminan la trayectoria del vórtice. De forma similar se ha estimado el caudal del flujo de punta, observándose valores del orden del 12% del caudal de funcionamiento para condiciones nominales y que reduce hasta

un 6.7% en el caso de caudal cercano al desprendimiento. A su vez, los efectos periódicos de interacción generan fluctuaciones en el caudal de punta del orden del 2.9% a condiciones nominales y del 3.5% para el 85% de la carga. En el caso de la energía cinética turbulenta, también se aprecia una interacción, que puede llegar a ser de hasta un 25% en zonas muy localizadas en el vórtice de punta, precisamente en aquellas donde se tiene la mayor intensidad en forma de chorros de alta velocidad.

Palabras clave: interacción rotor-estator, huelgo de punta, vórtice de punta, fluctuación periódica, turbulencia.

ABSTRACT

This work provides an insight on the deterministic interactions induced by the inlet guide vanes of an axial fan into the vortical structures of the tip leakage flow and tip vortex of the rotor blades. CFD computations have been performed to obtain the temporal description of the periodic interaction in the relative frame of reference as a function of the flowrate. The numerical results in that region have been validated with experimental measurements in the tip shroud using piezoelectric pressure transducers. It is concluded that the vortical structures in the tip region are progressively shifted towards the leading edge of the blades as the flow rate is reduced. In addition, significant fluctuations in both the intensity and the trajectory of the tip vortex have been found, with values reaching up to a 5 to 10% for nominal and partial load conditions. The numerical model has also allowed the computation of the tip leakage flow, resulting in typical ranges in the order of 1.4% with respect the operative flowrate in case of nominal conditions, which is progressively reduced until roughly 0.75% in case of off-design conditions. Moreover, fluctuations in the tip leakage flow due to the periodic



interactions of the vanes have been also reported, reaching to a 2.9% variations with respect the meantime leakage flow in the case of the nominal flow rate and 3.5% for partial load. In all the cases, the fluctuations at off-design conditions are significantly higher, being associated to a major disorder of the flow and generation of turbulence, so the interaction effect of the guide vanes is completely masked. Finally, in the case of the turbulent kinetic energy, an interaction due to the guide vanes has been also addressed, which can be up to a 25% in very localized areas in the tip zone, precisely in those areas where the highest intensity is found in the form of high-velocity jets.

Keywords: *stator-rotor interaction, tip clearance, tip leakage flow, tip vortex, periodic fluctuation, turbulence.*

INTRODUCCIÓN

Una turbomáquina se define como un equipo cuya función es la de realizar un intercambio continuo de energía entre un eje y un fluido. En esta definición se enmarcan tanto las máquinas que extraen energía del fluido (turbinas) y denominadas receptoras, como las que se utilizan para aportar energía al fluido y denominadas generadoras (bombas, ventiladores o compresores). En casi la totalidad de casos de aplicación ingenieril se evalúan las prestaciones de las turbomáquinas por medio de la ecuación de Euler para flujo estacionario, pero mediante ésta no se analizan ni comprenden los mecanismos involucrados en la variación de energía en el interior de la máquina ya que únicamente estudia la variación de energía entre la entrada y la salida de la turbomáquina. Si se estudian los procesos que tienen lugar en el interior de las turbomáquinas se observa que los valores de presión y velocidad del fluido en un punto fijo varían con el tiempo, por lo que se tienen campos no estacionarios [1].

La descripción de los fenómenos no estacionarios que tienen lugar en el flujo dentro de las turbomáquinas es extremadamente compleja. Dicho flujo se ve influenciado por un amplio rango de escalas espaciales y temporales, dando lugar a un escenario no estacionario compuesto por todo tipo de fluctuaciones [2]. Este comportamiento de cualquier turbomáquina está basado en la aparición de patrones de flujo no estacionarios debido al movimiento relativo entre las filas de palas o álabes. De hecho, la existencia de flujo estacionario relativo entre pasos de álabe con gradiente de velocidad tangencial produce por sí mismo un flujo no estacionario cuando se observa desde un marco de referencia absoluto [3]. Otro de los fenómenos que da lugar a la no estacionariedad del flujo es el desprendimiento de estelas que se mezclan y transportan a través de la turbomáquina [4]. Además del transporte y difusión de estelas, y del movimiento relativo entre filas de palas (estator y rotor) existen otros fenómenos del flujo, como el desprendimiento de vórtices o el desprendimiento rotativo, que pueden enriquecer las

características no estacionarias del flujo. Estos fenómenos generalmente se pueden clasificar en dos grupos, dependiendo de su naturaleza y estabilidad: los periódicos y los no periódicos o caóticos [1]. Como los fenómenos no estacionarios afectan al intercambio de energía en la turbomáquina, es necesario evaluar su impacto particular en este proceso, ya que es importante su efecto sobre el funcionamiento del equipo [5].

Adicionalmente, las turbomáquinas presentan toda una serie de flujos secundarios como consecuencia de la fuerte no estacionariedad y de la complejidad geométrica de los pasos de fluido establecidos en el interior de las máquinas. La mayor parte de estos flujos secundarios se producen en la zona del rodete, asociados a los importantes cambios de curvatura de los álabes, en especial en las zonas de cubo y punta. En particular, en el intersticio entre la punta en rotación y la carcasa de la máquina, se produce la generación del flujo de punta como consecuencia de la diferencia de presión entre la cara de succión y presión. Al quedar en contacto ambas zonas a través del pequeño huelgo, se produce una inyección de caudal (un chorro a alta velocidad) que termina por introducirse en el canal adyacente y convertirse en un vórtice que interacciona con la capa límite de la carcasa y con el resto de estructuras del flujo existente.

Se ha comprobado en la bibliografía revisada que existen varios estudios sobre la relevancia del vórtice de punta en las estructuras de flujo [6, 7] y sobre la interacción de las estelas generadas por el estator y su influencia sobre las estructuras vorticiales de la punta de los álabes [8]. A su vez también ha sido estudiado el impacto del vórtice de punta en las estructuras principales (primarias) generadas en el flujo en ventiladores axiales [9].

En cuanto a los efectos de los fenómenos no estacionarios en el huelgo de punta de un ventilador axial, no existen muchos estudios hasta la fecha, ya que para los investigadores ha resultado de mayor interés el estudio de este tema en los compresores de alta velocidad utilizados en las turbinas de gas. Estos típicamente se diseñan de forma que el huelgo de punta existente entre la punta de los álabes del rotor y la carcasa del equipo sea extremadamente pequeño para controlar el caudal del huelgo de punta, en adelante TLF (*Tip Leakage Flow*). Los fundamentos de este fenómeno han sido estudiados con anterioridad llegando a la conclusión de que cuanto mayor es el huelgo de punta el TLF aumenta aguas abajo en el flujo [10]. Otros estudios concluyeron que la interacción del TLF con el flujo principal causa una mezcla de ambos contribuyendo a generar una región con velocidades axiales, tangenciales y radiales bajas y elevadas pérdidas viscosas [11] y que con un huelgo de punta del tamaño del 3-4 % de la longitud de la cuerda del álabe el rendimiento del equipo disminuye en un 10% [12].

Por el contrario, como los ventiladores axiales no presentan diferencias de presión muy elevadas, normalmente se construyen



con tamaños de huelgo de punta mayores que en los compresores o en las turbinas para facilitar su ensamblado mecánico, aumentando así el TLF. Éste tiene lugar debido a la diferencia de presión entre las caras de presión y de succión de los álabes del rotor [13]. Una vez que el chorro de alta velocidad pasa de la cara de presión en un canal a la cara de succión del adyacente, se genera un vórtice en el huelgo de punta, TLV (*Tip Leakage Vortex*) debido al movimiento rotacional del TLF que repercute de forma negativa sobre el rendimiento de la turbomáquina, debido a su interferencia con el flujo principal [11]. Otros aspectos negativos a los que afectan tanto el TLF como el TLV son la generación de ruido y al desprendimiento rotativo [14-15]. El TLF y el TVL en ventiladores axiales han sido investigados también en otros estudios previos con el objeto de observar principalmente el impacto del punto de funcionamiento de la máquina [16-17].

Hoy en día, las simulaciones no estacionarias por Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) se han convertido en un estándar en el análisis numérico de las turbomáquinas. El fenómeno de interacción debido al movimiento relativo entre la fila de álabes del rotor y las directrices de entrada del estator se resuelve de manera precisa con el empleo de mallados dinámicos en un gran número de códigos, empleados para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes y el flujo turbulento no estacionario en geometrías tridimensionales [18].

En este estudio, y mediante el post-procesado de los datos obtenidos a partir de un modelo numérico 3D desarrollado previamente [REF], se pretende analizar en detalle las estructuras del flujo en un ventilador axial y mostrar el efecto de la interacción estator-rotor en el TLF y en el TLV. El modelo numérico se validará inicialmente empleando medidas experimentales tomadas en el laboratorio sobre el ventilador axial de estudio.

METODOLOGÍA DE TRABAJO

Para conseguir una detallada descripción de las estructuras de flujo en la zona de huelgo de punta de un ventilador axial se ha elaborado un modelo numérico tridimensional mediante CFD. Para este trabajo, se han re-ejecutado una batería de simulaciones del flujo de la máquina para distintas condiciones de operación, almacenando la evolución temporal de las principales variables del flujo en distintos planos y secciones de interés. Además, el modelo numérico se valida con medidas experimentales, tanto a nivel global como a nivel local, con objeto de poder luego analizar con garantías los resultados numéricos en aquellas zonas donde es extremadamente complejo acceder con instrumentación experimental.

En este trabajo se han desarrollado toda una serie de procedimientos de post-procesado de los resultados numéricos para analizar en profundidad las estructuras de flujo referentes al

TLV y al TLF. En particular, se ha empleado el programa MATLAB R2019a para la generación de varias rutinas de post-proceso consistentes en la carga de datos (exportados desde el programa de simulación por CFD Ansys-FLUENT v16.2) y posterior tratamiento para obtener los campos de flujo en los marcos relativos y absolutos. Posteriormente, se ha realizado la elaboración de medias y cálculo de valores RMS y fluctuaciones a paso de álabe con el objeto de identificar el impacto de las no-estacionariedades sobre las estructuras vorticales en el huelgo de punta. Por último, se desarrollaron herramientas de visualización y de representación gráfica de los resultados para ilustrar y cuantificar el comportamiento de estos patrones de flujo.

VENTILADOR AXIAL Y PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO

La máquina analizada en este trabajo es un ventilador axial de una única etapa en configuración estator-rotor. El ventilador está accionado por un motor de 37 kW que lo hace girar a una velocidad de rotación de 2400 rpm para proporcionar un caudal de 16.5 m³/s en condiciones nominales. El estator está compuesto por 13 directrices de entrada tipo British Circular, mientras que el rotor dispone de 9 álabes del tipo NACA 65-012 (10). En la figura 1 se muestra una imagen de las coronas de estator y rotor así como un corte de los perfiles en las zonas características de base, media y punta de la máquina. Adicionalmente, la tabla 1 recoge las características geométricas de álabes y directrices en dichas secciones características.

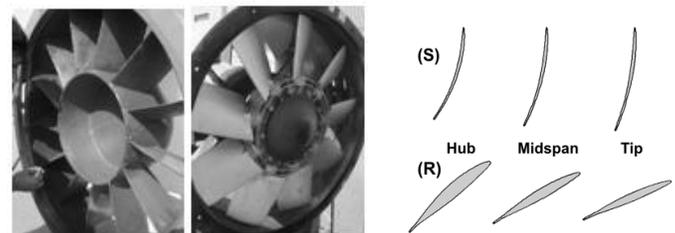


Figura 1. Vista de las coronas de estator y del rotor del ventilador (izqda). Secciones de los perfiles en zonas de cubo (hub), medio (midspan) y punta (tip) (dcha).

Tabla 1: Características geométricas de directrices y álabes del ventilador axial en las zonas de punta, media y cubo. [2]

	STATOR			ROTOR		
	Hub	Midspan	Tip	Hub	Midspan	Tip
Radius (mm)	190	300	410	190	300	410
Chord length (mm)	157.0	165.3	170.8	179.0	165.8	157.4
Solidity	1.71	1.14	0.86	1.35	0.792	0.55
Stagger angle (°)	18.11	12.97	10.77	48.64	59.70	66.45
Camber angle (°)	37.1	27.8	23.3	13.76	7.42	5.74
Thickness/Chord (%)	3.0	3.0	3.0	12	9.43	8
Pitch (mm)	91.8	145	198.1	132.6	209.4	286.2
Inlet flow angle (°)	0.0	0.0	0.0	59.61	64.7	69.36
Outlet flow angle (°)	31.17	20.73	15.68	47.73	60.07	67.16



Para la realización de medidas experimentales se desarrolló un banco de ensayos (figura 2) provisto de una tobera tipo Venturi para medir caudales. Para la regulación de caudal se incorporó un cono regulable situado a la entrada del montaje. A la entrada del ventilador se incorporó un oído de aspiración adecuado para conseguir uniformizar el flujo de entrada a la máquina. La medida de presión estática aguas arriba del ventilador permite medir el salto de presión dado por la máquina teniendo en cuenta que el flujo descarga a presión atmosférica a la salida del ventilador.

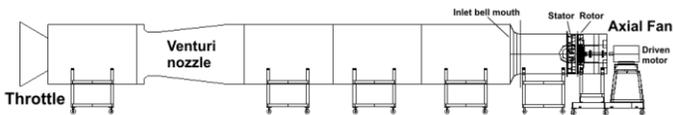


Figura 2a. Esquema del banco de ensayos.

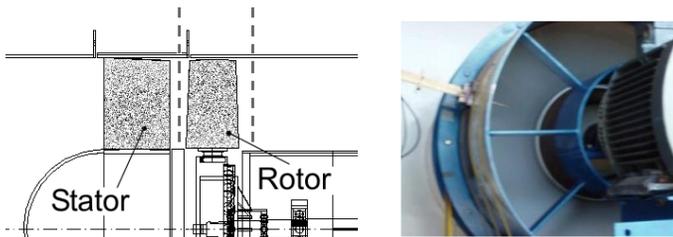


Figura 2b. Detalle de la etapa estator-rotor en el ventilador (izqda.) y vista trasera del ventilador en el montaje desde la zona de descarga a la atmósfera (dcha.).

MÉDIDAS EXPERIMENTALES

Para capturar las diferentes variaciones (no-estacionarias) en el flujo en un ventilador axial existen varias opciones de entre las que se pueden destacar la anemometría de hilo caliente, las sondas de presión con respuesta en frecuencia de varios orificios y los transductores de presión [19]. Todas estas técnicas pertenecen al grupo de los métodos intrusivos, ya que las sondas infieren una determinada interacción con el flujo que tratan de caracterizar. Para evitar esto, en los últimos años se han empezado a utilizar métodos de medida no intrusivos como son los sistemas PIV y los sistemas LDV, aunque con la desventaja de ser montajes más caros y de una mayor complejidad operativa [20].

En este caso, para la obtención de medidas experimentales capaces de caracterizar el comportamiento del huelgo de punta con el caudal de funcionamiento, se han utilizado transductores de presión con respuesta en frecuencia debido a su capacidad para capturar variaciones de presión dinámica y a la posibilidad de situarlos directamente sobre la carcasa y constituir entonces un método de medida lo menos intrusivo posible. En particular se han empleado transductores piezoeléctricos Kistler 7031,

junto con amplificadores capacitivos, capaces de registrar frecuencias máximas de hasta 120 kHz (ver figura 3a).



Figura 3a. Transductor de presión Kistler y amplificador (izqda). Agujeros en la carcasa para la medida de presión (dcha).

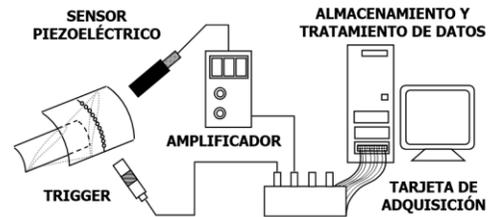


Figura 3b. Cadena de medida para la presión de la carcasa.

Para este estudio se ha analizado el flujo generado por el ventilador bajo tres condiciones de operación diferentes, ajustando el cono de regulación a la entrada para que el ventilador opere a caudales distintos. En particular, se han caracterizado las condiciones de funcionamiento a caudal nominal (100% Q_N), a carga parcial (85% Q_N) y finalmente a un caudal próximo al desprendimiento (70% Q_N). Para analizar cómo varía la presión dinámica en el huelgo de punta de los álabes, se sitúan los transductores de presión en unos orificios realizados directamente sobre una línea perimetral de la carcasa del ventilador coincidentes con el 50% de la cuerda de los álabes del rotor (ver figura 3a-dcha), teniéndose un total de 15 orificios y abarcando un intervalo de 30°. Con esta elección se logra capturar una porción de la circunferencia exterior del ventilador lo suficientemente grande para extraer medidas referentes a una directriz de entrada (al contar con 13 directrices, la separación angular entre dos directrices consecutivas es de 360/13=27.7° aprox.).

Finalmente, en la figura 3b se muestra un esquema de la cadena de medida completa para los transductores de presión. Nótese que es necesario introducir un trigger para poder identificar cada vuelta completa del rotor y ordenar las posiciones de medida en el post-proceso con el objeto de promediar las medidas a paso de álabes. Se empleó una frecuencia de adquisición de 36 kHz, cien veces superior a la frecuencia de paso de álabes (40Hz x 9 álabes



de rotor), capaz por tanto de describir las estructuras de paso de álabes con 100 puntos. Además, en cada posición de medida se registraron 10^4 puntos de adquisición, que se corresponden a 100 pasos de álabes, esto es, una duración de adquisición equivalente a 11 rotaciones completas del rotor (es decir, 270 ms).

MODELO NUMÉRICO

Para la resolución del flujo mediante técnicas CFD se empleó el código comercial Ansys FLUENT v16.2, que permite resolver las ecuaciones de Navier-Stokes incorporando un dominio fijo para la zona de directrices y un dominio móvil para el rotor. En este caso, se ha considerado una simulación de tipo URANS (*Unsteady RANS*), en el que las ecuaciones de gobierno se promedian en el tiempo (*Reynolds-Averaging Navier-Stokes*) para desacoplar las escalas turbulentas de la resolución no estacionaria del flujo [8].

Básicamente, el modelo utiliza un esquema de volúmenes finitos centrados de tercer orden con esquema QUICK para el término convectivo y un esquema de diferencias centradas para el término difusivo. El acoplamiento de velocidad y presión se realiza mediante el algoritmo básico SIMPLE. La discretización temporal adoptada se ha fijado también de segundo orden. En cuanto al mallado, se emplea la técnica de mallado deslizante o móvil para la simulación de flujo no estacionario, considerando dos mallas diferentes, una que gira con el rotor y otra fija en el estator.

La geometría del modelo numérico se generó mediante el software GAMBIT y se carga posteriormente al código CFD. El modelo experimental se simplifica de 13 directrices de entrada y 9 álabes con ratio directrices/álabes de 1.44 a un modelo de 3 directrices de entrada y 2 álabes con ratio directrices/álabes de 1.50 y por lo tanto semejante al modelo experimental (supone apenas una diferencia geométrica del 3.5% en el paso circunferencial de las coronas). Esta reducción del dominio numérico se realiza para poder aumentar la densidad del mallado y así poder observar los fenómenos no estacionarios con claridad y bajo costes computacionales asequibles. De esta forma, la etapa completa estator-rotor se ha discretizado con un total de 4.3 millones de celdas (ver figura 4). En lo que se refiere a la zona del huelgo de punta, se adoptó una discretización radial con 15 celdas para cubrir el huelgo de 2.3% del span (220 mm) de la máquina. Los tamaños típicos de celda se reducen a valores en torno a los 0.5 mm en la punta de los álabes y las paredes del ventilador [8], con el objeto de ser capaces de capturar vórtices del orden del 80% de la energía cinética turbulenta.

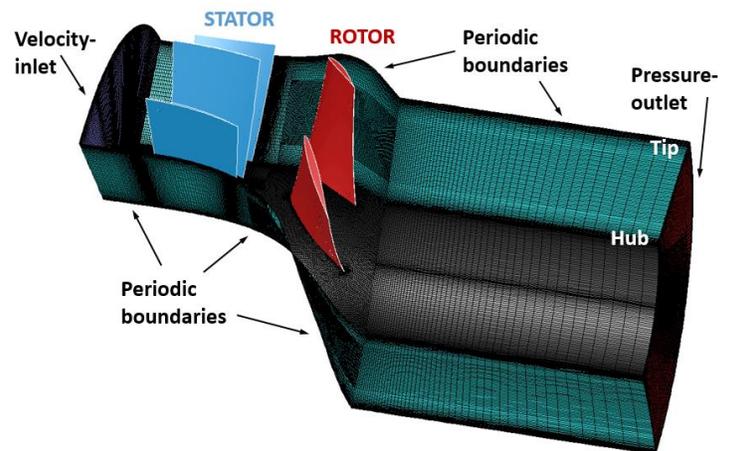


Figura 4a: Vista tridimensional del dominio reducido 3:2.

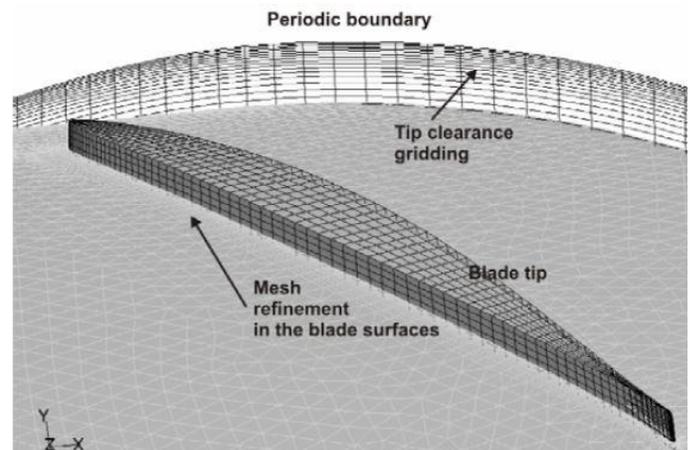


Figura 4b: Detalle de la malla en la zona de punta.

En lo que se refiere a las condiciones de contorno (ver figura 4a), se introducen una serie de condiciones periódicas de contorno en la geometría permitiendo modelizar el ratio directrices/álabes 3:2. Se fijan las condiciones de contorno de entrada como la velocidad de flujo con distribución radial según la toma experimentalmente y modificada según el flujo de entrada para los 3 caudales de funcionamiento. El nivel de turbulencia de entrada se fija en torno al 5% de media, con una escala turbulenta integral del orden de 0.13 m. A la salida se impone condición de equilibrio radial para la condición de funcionamiento nominal mientras que la carcasa se modela como un contorno fijo. Por otro lado, el modelo de turbulencia empleado es el RNG $k-\epsilon$ con modelo de pared de no-equilibrio. En la tabla 2 se muestra un resumen con las características principales de la simulación.



Tabla 2: Características principales de la simulación numérica.

- **Simplificación geométrica:**
 - 3:2 de ratio entre directrices y álabes.
- **Discretización espacial:**
 - 4.3M celdas [180x25x80] (con refinado en los álabes).
 - 15 celdas en el huelgo de punta; y+~10 (álabes y directrices).
 - Densidad de malla en el canal resuelve el 80% de la energía cinética turbulenta.
- **Discretización temporal:**
 - $\Delta t = 4.6665 \times 10^{-5}$ s (60 pasos temporales/paso de álabes).
- **Técnica de mado deslizante (fully-unsteady):**
 - Procedimiento gradual para garantizar la convergencia.
 - Dos vueltas de rotor para garantizar flujo estable.
 - Tres pasos de álabes para realizar los promedios.
- **Esquema numérico:**
 - Algoritmo SIMPLE para el acoplamiento presión-velocidad.
 - Discretización QUICK para términos convectivos y CDS para términos difusivos.
 - Segundo orden para la discretización temporal.
- **Modelo de turbulencia URANS:**
 - RNG k- ϵ
 - Funciones mejoradas de pared de no equilibrio.
- **Condiciones de contorno:**
 - Perfiles de velocidad/turbulencia a la entrada (experimentales).
 - Condición de equilibrio radial a la salida (base-punta).
- **Tiempo de cálculo: 250 h/caso**

Para la resolución no estacionaria del flujo se ha empleado un paso temporal de $4.666 \cdot 10^{-5}$ s, que equivale a 60 pasos temporales entre paso y paso de álabes. Esta elección permite que en el marco relativo el número de pasos temporales también resulte ser un número entero a partir de la relación 3:2 entre número de álabes y directrices (en el marco relativo, el flujo se repite entonces cada $60 \times (2/3) = 40$ pasos temporales). Este número está dentro de los valores habituales empleados en la bibliografía para este tipo de simulaciones no estacionarias en turbomáquinas.

POST-PROCESADO DE DATOS: RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En adelante se procede a analizar los resultados obtenidos del postprocesado de los datos tomados experimentalmente y de los generados mediante el software CFD. Para ello se divide el estudio en tres bloques, siendo el primero el de validación del modelo numérico, el segundo el de estudio del vórtice del huelgo de punta y el tercero el del estudio del flujo por el huelgo de punta.

VALIDACIÓN DEL MODELO NUMÉRICO

En primer lugar, se representa la comparación de forma global, entre la curva característica medida experimentalmente y los resultados de prestaciones globales de los tres casos simulados a partir del modelo CFD (ver figura 5). La figura representa el salto de presión total-total del ventilador, adimensionalizado por la velocidad de arrastre en la punta del álabes al cuadrado, en

función de la cifra de caudal (la velocidad media de paso de flujo por el ventilador dividida por la velocidad de arrastre del tip):

$$\psi = \frac{\Delta p_{tot}}{0.5 \rho U_b^2} ; \quad \phi = \frac{v_{ax}}{U_b} \quad (1)$$

En gris se muestra la curva experimental y sobre ella se muestran los valores obtenidos en el modelo numérico (cuadrados negros) para valores del coeficiente de flujo de 0.27, 0.32 y 0.38 (correspondientes al 100%, 85% y 70% del Q_N), evidenciando el buen acuerdo obtenido con el CFD. Ha de notarse que el modelo numérico sólo modela el canal de paso de la etapa (la sección anular entre cubo y punta, como se ve en la figura 4a), mientras que en las medidas experimentales el salto de presión se realiza entre las secciones de entrada y salida del ventilador, de sección completamente circular y diámetro igual al diámetro de carcasa de la máquina. De esta forma, para hacer comparables los resultados, en el caso experimental el salto de presión total-total se ha calculado a partir de la presión total a la entrada de la máquina y sumándole el término de presión dinámica a la salida; mientras que en el caso numérico, se ha calculado directamente como salto de presión estático entre entrada y salida (no hay cambio de presión dinámica, corrigiendo el valor de presión estática a la salida para tener en cuenta el ensanchamiento del flujo a la descarga (en el modelo numérico se había fijado presión estática cero –atmosférica- a la salida). En la tabla 3 se muestran los resultados numéricos obtenidos para los casos simulados.

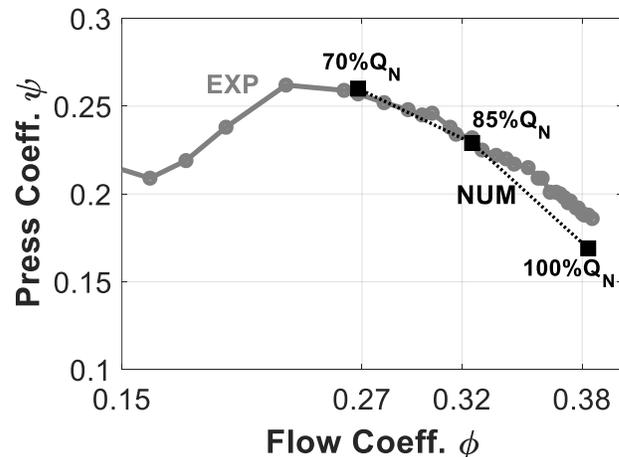


Figura 5: Curva característica del ventilador. Comparativa numérico-experimental.

Tabla 3: Parámetros numéricos de los casos simulados.

Case Nº	% Q_N	Q (m ³ /s)	Φ [-]	Ψ [-]	V_{in} (m/s)	$P_{T,in}$ (Pa)
#1	100	16.5	0.383	0.169	39.5	-481
#2	85	14.0	0.325	0.229	33.5	-1027
#3	70	11.5	0.268	0.259	27.6	-1355



A continuación, se va a mostrar la comparación de la evolución temporal de la presión medida experimentalmente en la carcasa con los valores obtenidos de la simulación numérica en las mismas posiciones. Dado que los transductores piezoeléctricos sólo miden fluctuaciones de presión, la comparación se realiza en términos de variaciones respecto de los valores medios, a partir del coeficiente de presión definido como:

$$C_p = \frac{p - \bar{p}}{\frac{1}{2} \rho V_{IN}^2} \quad (2)$$

En la figura 6 se representa de forma cualitativa la evolución de las fluctuaciones de la presión estática normalizada mediante la presión dinámica a lo largo del tiempo –ec. (2)– para las tres diferentes condiciones de operación. En el caso del modelo experimental, al medir sobre la carcasa, estos valores han sido tomados en el marco de referencia absoluto, mientras que, en el modelo numérico, estos valores se han tomado a partir del mallado deslizante situado en la misma sección del rotor, por tanto, en el marco de referencia relativo.

Para poder comparar ambos valores de forma directa, se han de visualizar en el mismo marco de referencia, siendo en este caso escogido el marco de referencia absoluto, que sería como si el observador se situase estacionariamente en la sección de 50% de la cuerda de los álabes. En el eje Y se representan los instantes temporales, normalizados con el período de paso de álabes t/T_B , y duplicados, ya que el dominio abarca dos pasos de álabes, mientras que en el eje X se representan las posiciones angulares en la línea de medida de la carcasa. Para facilitar la comparación se ha mantenido la misma escala en las representaciones de los mapas experimentales (izquierda) y numéricos (derecha). Nótese que, en esos mapas, las líneas horizontales muestran la presión en el pitch de estator en un instante mientras que las líneas verticales muestran la variación temporal de la presión en una determinada posición.

Las líneas oblicuas que se distinguen en cada mapa de presión representan el paso de los álabes a lo largo de la línea de medida. En general, se observa que los valores mínimos del modelo experimental y del numérico coinciden mientras que los máximos varían de forma leve en cada caso, alcanzando diferencias que van desde 0.5 veces la presión dinámica en el caso del caudal nominal hasta 1.3 veces el valor de la presión dinámica para el caso del caudal 70% Q_N .

También es apreciable que, en ambos modelos, y para todos los caudales, la concentración de las zonas de alta y baja presión coinciden, aumentando de tamaño en el caso de los valores negativos que se corresponde con la cara de succión de los álabes a medida que se reduce el caudal y de manera inversa, aumentando de tamaño el campo de presión positiva coincidente

con la cara de presión de los álabes según se reduce el caudal. Se puede añadir que, como era de esperar las fluctuaciones en los valores de presión aumentan de rango según se aleja al equipo de las condiciones nominales de operación debido a un mayor desorden en el flujo. Teniendo en cuenta todas las características similares entre los modelos experimental y numérico se puede asegurar que analizando las fluctuaciones de presión a lo largo de dos periodos de rotor existe un grado de acuerdo satisfactorio entre las metodologías experimental y numérica.

A continuación, en la figura 7 se compara a nivel cuantitativo el mismo valor de las fluctuaciones de presión estática normalizadas, con la diferencia de que en este caso se pasan los valores representados en la anterior figura 6 al marco relativo para una mejor visualización. Tras esa recolocación entre marcos de referencia, se procede a realizar el promedio de las variaciones de presión en todo el periodo T_v . Se presentan así las tres gráficas correspondientes cada una de ellas con un caudal de operación diferente, en las que se distingue entre la variación de presión $\bar{\zeta}_L$ del modelo numérico (curvas en negro) y del modelo experimental (curvas en gris).

Se observa en ésta que, para los valores de baja presión, ambos modelos se corresponden bastante bien, con variaciones que van desde 0.75 veces la presión dinámica en el caso del caudal nominal hasta 2 veces la presión dinámica en el caso del caudal 70% Q_N . En cuanto a los máximos son casi idénticos en los casos del 70 y 85% Q_N y difieren ligeramente, en torno a una vez el valor de la presión dinámica para el caso del caudal nominal. Además, se observa que la representación de las variaciones de presión en ambos modelos sigue la misma tendencia y tiene la misma periodicidad teniendo en cuenta que en el modelo experimental tienen mas fluctuaciones mientras que en el numérico no se perciben, aunque llegan a alcanzar los mismos valores. Se aprecian de nuevo al igual que en la figura 6 dos zonas de baja presión correspondientes con el paso de los álabes del rotor.

A la vista de todos los resultados presentados en las figuras 6 y 7, se puede concluir con razonable acuerdo que el modelo numérico está validado y que puede emplearse para extraer otro tipo de datos considerándolos ajustados a los fenómenos que se producen en la realidad en el huelgo de punta del ventilador. Se puede asumir, por tanto, que los valores numéricos que se obtengan a continuación se corresponderían con los valores que se obtendrían en el caso de que se pudiesen extraer de medidas experimentales.

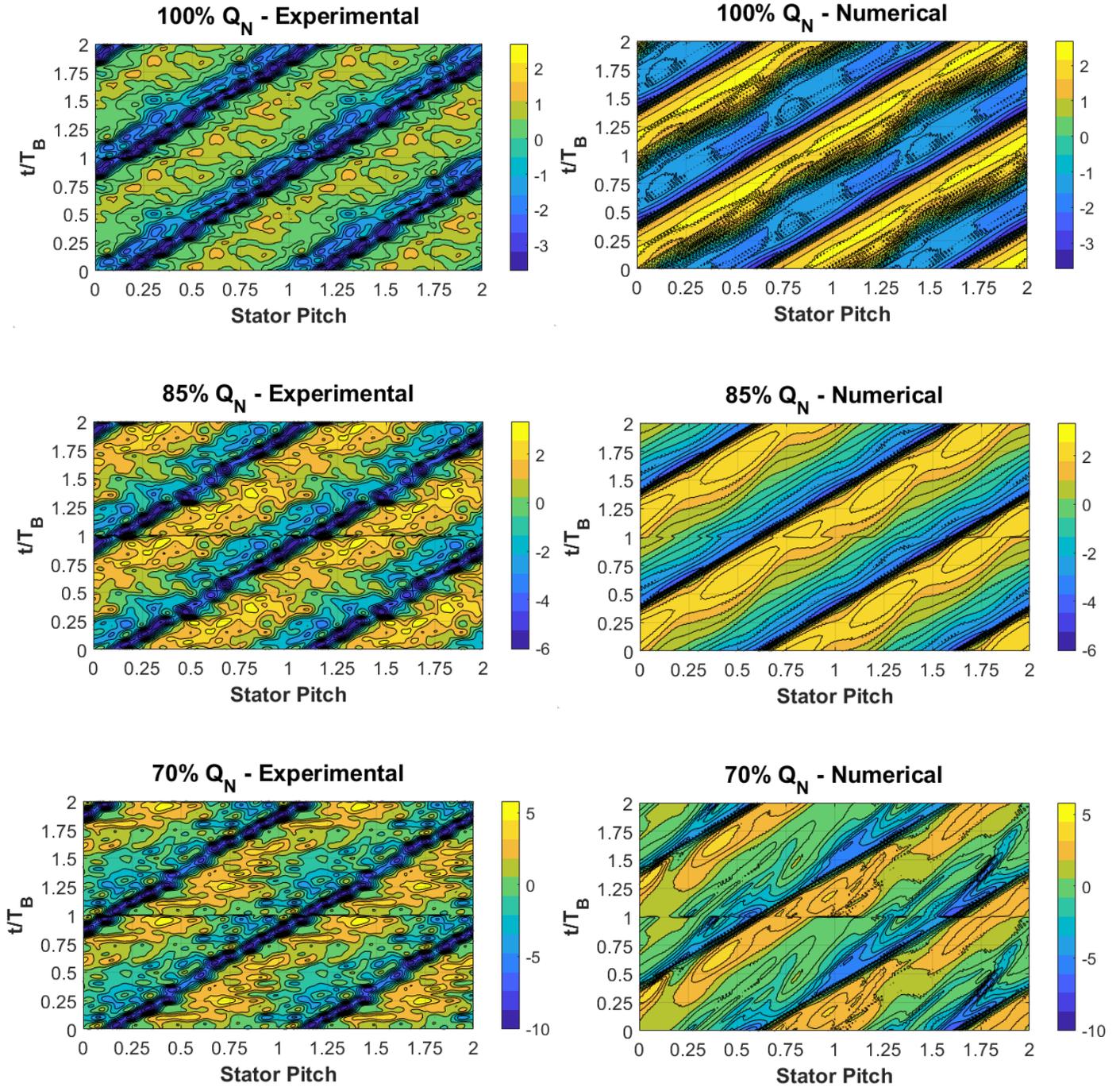


Figura 6: Comparativa presiones instantáneas en la carcasa entre medidas experimentales y modelo numérico.

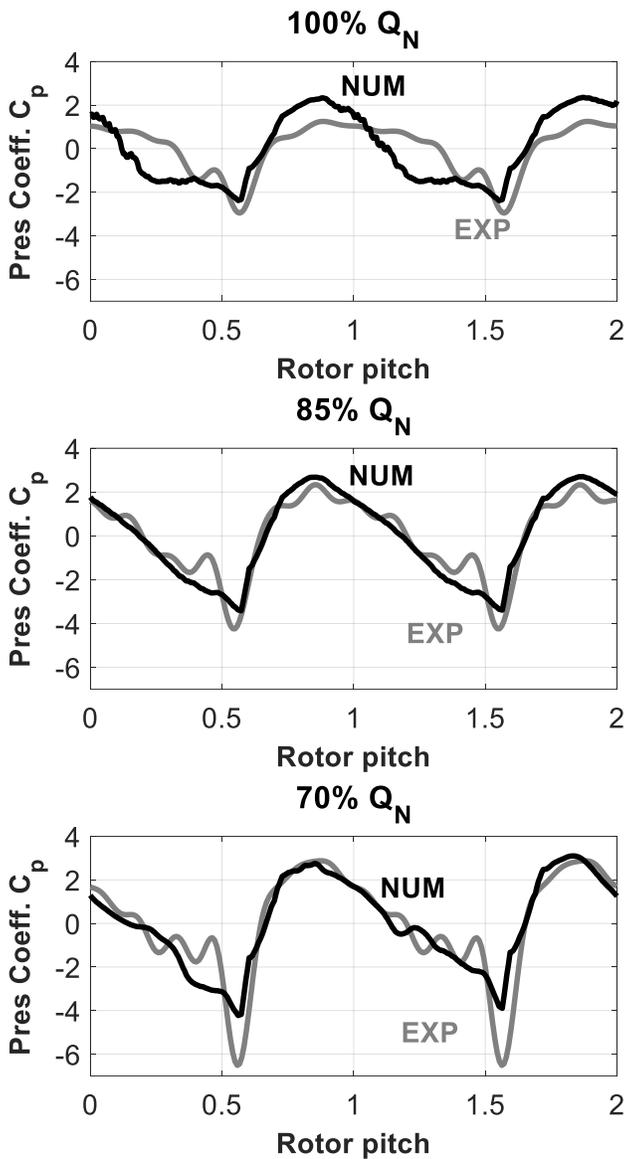


Figura 7: Comparativa del valor medio de presión en la carcasa en el marco relativo.

EVALUACIÓN DEL TLV

Una vez validado el modelo numérico con el experimental se procede a extraer más datos de éste. En primer lugar, se evaluarán las fluctuaciones de presión producidas por el vórtice generado en el huelgo de punta (TLV) mediante un segundo bloque de figuras. Para poder analizar el comportamiento del TLV a lo largo del canal del rotor del ventilador según las condiciones de funcionamiento se han generado, mediante el software de CFD Fluent, 7 planos que corten al álabes por secciones transversales diferentes, que contengan la punta del álabes y abarquen el huelgo de punta como se puede apreciar en las figuras 8, 9 y 10. En concreto estos planos son los de 0, 10,

25, 50, 75, 100 y 112.5 % s/c de la posición de axial con respecto a la cuerda del álabes. En ellos se representa el coeficiente de caída de presión total del flujo promediado temporalmente (ec. 3), que es una variable típicamente utilizada para describir zonas de baja presión relacionadas con el flujo vortical.

Para el cálculo de la presión total del flujo se utiliza la expresión 4, que tiene en cuenta la presión estática y la presión dinámica con las componentes de velocidad axial, radial y tangencial todas ellas extraídas del modelo numérico CFD:

$$\bar{\zeta}_L = \frac{\bar{P}_T - P_{Tin}}{\frac{1}{2}\rho V_{IN}^2} \quad (3)$$

$$P_T = p + \frac{1}{2}\rho(V_{ax}^2 + V_{rad}^2 + V_{tg}^2) \quad (4)$$

En primer lugar, la figura 8 representa la variación de presión total para el caudal nominal de la máquina. En esta figura se representa $\bar{\zeta}_L$, en una escala de 12 niveles diferentes con mínimo -7 y máximo 5, con la que se logra reflejar los valores promediados de dicho coeficiente de forma que se puede distinguir su variación de manera efectiva. En este caso, se aprecia cómo el vórtice del huelgo de punta se forma completamente en la sección del 50% s/c aunque se empieza a formar en la sección del 25% s/c, con unos valores de $\bar{\zeta}_L$ que oscilan entre -7 y -3, reflejando la naturaleza de bajas presiones de las estructuras vorticales y ajustando su trayectoria a lo largo de la zona de álabes mediante la flecha discontinua roja.

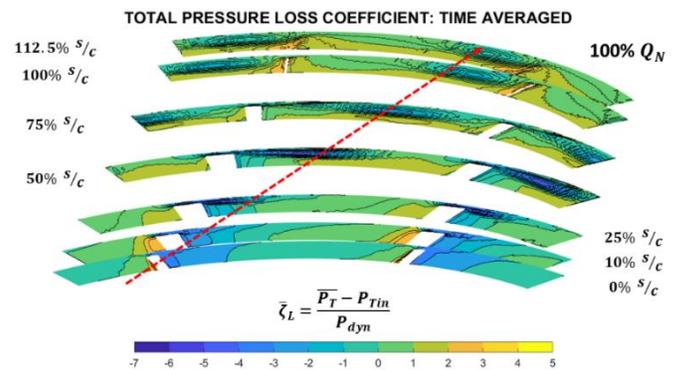


Figura 8: Evolución TLV; 100% QN.

En las figuras 8 y 9, se representan los otros dos casos testeados, del 85% y 70% QN respectivamente. En el caso de 85% QN se representa la variación del coeficiente $\bar{\zeta}_L$ en una escala que va desde -11 hasta 7, que correspondiéndose con representaciones anteriores de nuevo se amplía el rango de valores de presión alcanzados por el flujo en el ventilador. En este caso el valor máximo de dicho coeficiente vuelve a coincidir su posición con el máximo del caso del caudal nominal. En cuanto al desarrollo y formación del vórtice TLV, para el caso de 85% QN, de nuevo



apoyándose en la flecha discontinua roja, se aprecia cómo este fenómeno adelanta su posición espacial, de manera que comienza a desarrollarse en torno a la sección 10% s/c y se tiene formado por completo en la sección 25% s/c. Además, en este caso parece ser que en la salida del ventilador el vórtice se ha roto y no se aprecia su presencia ya que únicamente existen valores de presión positivos.

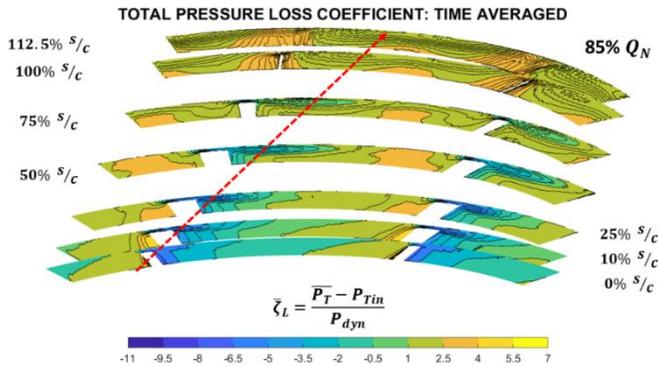


Figura 9: Evolución TLV; 85% Q_N.

Por último, en el caso del 70% Q_N el coeficiente de caída de presión total se representa en una escala de -7 a 14, ya que los valores máximos de variación de $\bar{\zeta}_L$ aumentan considerablemente respecto al caso del 85% Q_N. En cuanto a la formación del TLV, para este caso, el flujo se encuentra tan desordenado que no se aprecia este fenómeno, ni tampoco se distingue su trayectoria, además de que no aparecen reflejadas las zonas de baja presión relacionadas con el vórtice del huelgo de punta. Además, tampoco se observa que se tenga una clara periodicidad en el flujo como en los caudales anteriores.

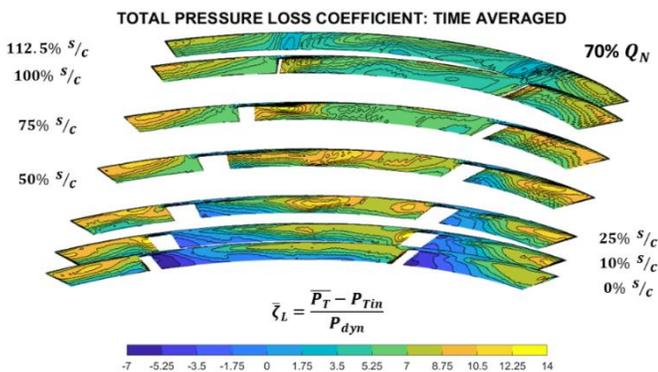


Figura 10: Evolución TLV; 70% Q_N.

Para poder analizar el impacto de las estelas de las directrices sobre las estructuras del flujo de vórtice, se analizan a continuación las fluctuaciones a paso de álabe de dichas estructuras. Para ello, se analizarán los valores RMS de las

fluctuaciones del coeficiente de pérdidas de presión total, $\bar{\zeta}_L$, obtenido éste según la expresión 5, que representa una especie de valor promedio de las fluctuaciones de presión normalizadas de nuevo con la presión dinámica, en otras palabras, representa el valor promedio de las oscilaciones del vórtice, por lo que se verá reflejado el cambio del vórtice sobre su misma trayectoria.

$$\bar{\zeta}_L = \frac{RMS(P_T - \bar{P}_T)}{\frac{1}{2}\rho V_{IN}^2} \quad (5)$$

En primer lugar, en la figura 11 se representa el valor RMS del coeficiente $\bar{\zeta}_L$ para el caudal nominal en un rango de 0 a 0.7 veces la presión dinámica. Nótese que en la anterior figura 8, las zonas correspondientes al vórtice presentaban un valor en torno a -7 en la posición s/c=50%, por lo que estas fluctuaciones representan un valor de fluctuación promedio del 10%. Además, al igual que en la figura 8, se distingue claramente que el TLV comienza a desarrollarse entre las secciones 10 y 25% s/c, con unas fluctuaciones más pequeñas (del orden del 5%) en la sección del 25% s/c y que alcanzan el máximo del 10% en la sección de 50% s/c. Lógicamente, en la zona de generación del vórtice, las estructuras locales tienen más intensidad y se ven poco perturbadas por el paso convectivo de las estelas de las directrices. A su vez se aprecia que las oscilaciones del TLV tienen lugar en sus partes externas, ya que en el centro del vórtice las fluctuaciones de presión están mucho más contenidas. En la salida del ventilador, secciones correspondientes al 100 y 112.5% de s/c el vórtice sigue oscilando, pero entre valores más pequeños comprendidos entre el 7 y el 9%.

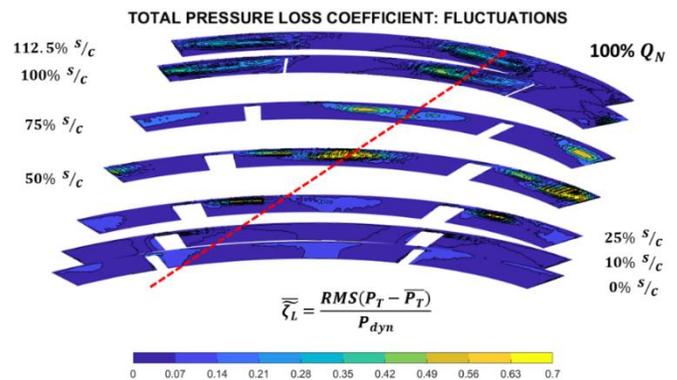


Figura 11: Evolución TLV; fluctuaciones 100% Q_N.

En la figura 12, se representa el caudal de operación equivalente al 85% del caudal nominal, en un rango de escala de las fluctuaciones comprendidas entre 0 y 0.5 veces los valores promediados anteriores. En concordancia con la figura 9, las mayores fluctuaciones de coeficiente de caída de presión total se tienen en las zonas de formación y desarrollo del TLV, siendo en este caso en las secciones del 10 y 25% s/c. En las secciones de salida, las del 100 y 112.5% s/c las fluctuaciones de dicho coeficiente son mayores en este caso que las del caudal 100%



Q_N , indicando esto que a la salida el flujo se encuentra más desordenado, aunque las fluctuaciones intermedias sean de menor valor, además de tener una mayor dispersión espacial.

Por último, en la figura 13 se representan de nuevo las fluctuaciones del coeficiente de caída de presión total normalizadas para el caso 70% Q_N . La escala seleccionada esta vez comprende los valores situados dentro del rango 0 y 6, lo que equivale a unas fluctuaciones que alcanzan valores muy superiores a los vistos en caudales precedentes. De nuevo el valor máximo de éstas se encuentra localizado en pocos puntos, pero en zonas alejadas al huelgo de punta. Esto, en concordancia con la figura 10, representa un flujo muy desordenado, sin periodicidad alguna, con variaciones de presión muy elevadas y con varios vórtices generados ya en la zona del estator y que penetran en los canales de flujo del rotor sin seguir una trayectoria definida.

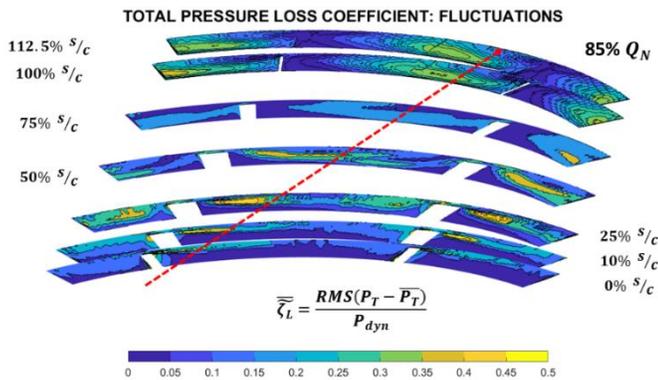


Figura 12: Evolución TLV; fluctuaciones 85% Q_N .

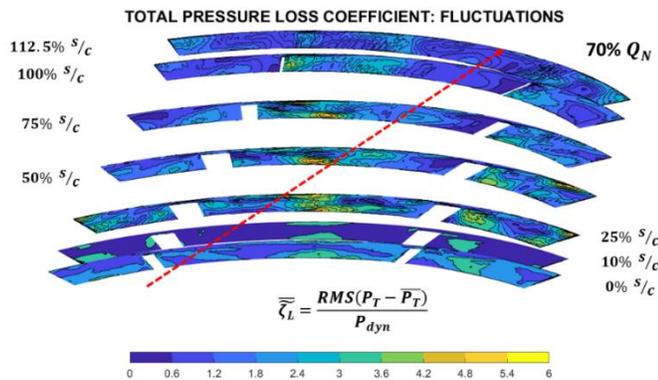


Figura 13: Evolución del TVL; fluctuaciones 70% Q_N .

En las siguientes figuras 14, 15 y 16, se representa el valor instantáneo de las fluctuaciones del coeficiente de caída de presión total obtenido según la expresión 6, en los instantes $t/T_V=0.0, 0.2, 0.4, 0.6$ y 0.8 de periodicidad de giro relativo de

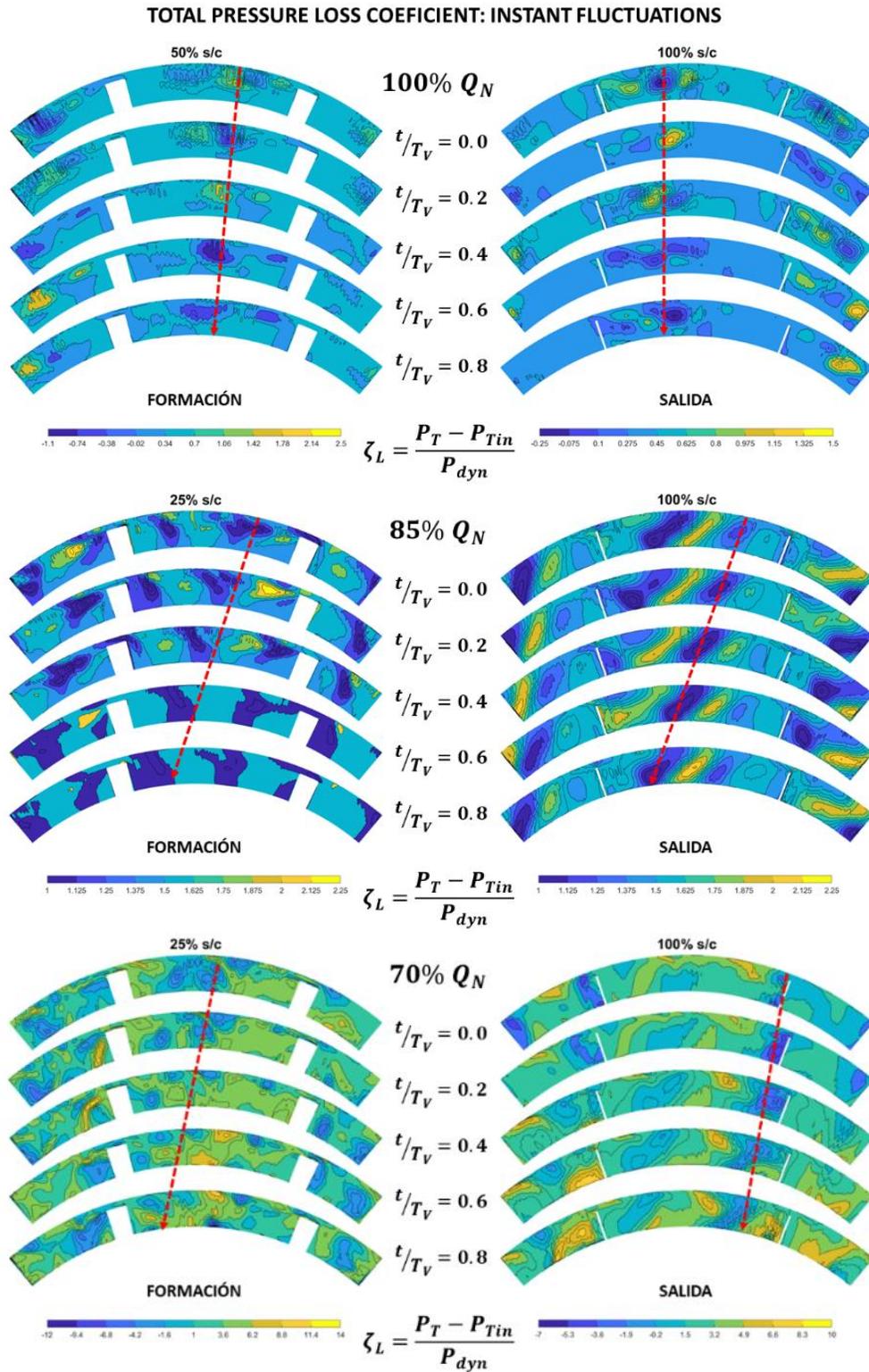
las directrices en las mismas secciones consideradas de formación y de salida del TLV. Estas representaciones vienen a analizar más claramente el comportamiento no-estacionario de las estructuras del flujo en el marco relativo, desvelando cómo se ven influenciadas en la zona del huelgo de punta por las estelas de las directrices convectadas por el flujo primario.

$$\zeta_L = \frac{P_T - P_{Tin}}{\frac{1}{2}\rho V_{IN}^2} \quad (6)$$

En la figura 14 (arriba) se representa la condición de funcionamiento nominal en una escala de fluctuaciones de presión que van desde -1.1 hasta 2.5 en el caso de la sección de formación del vórtice (50% s/c) y desde -0.25 hasta 1.5 en el caso de la sección de salida del vórtice (100% s/c). En esta figura se aprecia cómo bajo estas condiciones de flujo, el TLV permanece prácticamente fijo en la misma posición angular durante todo el paso de la estela de directriz, apenas viéndose modificada la fluctuación. En los mapas centrales e inferiores de la figura 14 se representa la misma evolución temporal pero para los caudales de 85% y 70% del Q_N respectivamente. En el caso del 85% Q_N las fluctuaciones de presión total son siempre positivas y toman valores comprendidos entre 1 y 3, mientras que en el caso del 70% Q_N las fluctuaciones varían en un mayor rango comprendido entre -7 y 14.

Para la condición de funcionamiento intermedia, 85% Q_N , en la zona de formación del vórtice se aprecia cómo las fluctuaciones varían con mayor amplitud en la primera mitad de periodo de giro relativo de las directrices y que éstas se desplazan ligeramente hacia el álabe adyacente (mapas en el caso de s/c=25%). Esta misma trayectoria siguen las fluctuaciones en la zona de salida del flujo, aunque para la sección 100% s/c, éstas se mantienen de forma constante en todo el periodo de giro del estator. Indudablemente, las directrices de entrada del estator afectan al flujo de forma más agravada en este otro caso y por eso se aprecia el desplazamiento del vórtice.

Por último, en los mapas inferiores, se presentan unas fluctuaciones de flujo mucho más desordenadas, al igual que el resto representaciones del TLV para el 70% Q_N . Como se ha comentado antes, el rango de estas fluctuaciones es mucho mayor que en los otros casos alcanzando valores 14 veces superiores a la presión dinámica en la sección de formación y de 10 en la sección de salida. Por otro lado, no se aprecia de manera tan clara la formación del vórtice ni tampoco la trayectoria que éste describe, aunque sí se puede inferir un cierto patrón de desplazamiento de las zonas de baja presión que se asemeja a la trayectoria descrita por el vórtice para el caudal de funcionamiento intermedio.





EVALUACIÓN DEL TLF

El siguiente bloque de figuras evalúa de forma más cuantitativa el flujo que circula a través del huelgo de punta, denominado en este estudio TLF (*Tip Leakage Flow*) mediante 3 tipos de gráficas. Para ello se ha generado un plano a lo largo de la longitud de la cuerda del ábabe que seccionaría a éste por la mitad y que tiene una altura de 5 mm e igual al huelgo de punta (2.3% del span total). De la intersección de este plano con los generados anteriormente (0, 10, 25, 50, 75 y 100% s/c) se genera una matriz de datos (10x6 datos), en la cual se registran los valores de velocidad axial, tangencial y radial de flujo en 10 puntos verticales desde la punta del ábabe a la carcasa y 6 puntos horizontales, coincidentes con la intersección de dicho plano y los generados para la evaluación del TLV en 40 instantes temporales (en el marco relativo), con lo que se tendría una matriz 6x10x40 valores. Finalmente, se calcula la velocidad de paso del flujo en el huelgo proyectando de forma perpendicular a la sección de paso según:

$$V_{TL} = V_{tg} \cos \theta - V_{ax} \sin \theta \quad (7)$$

, siendo θ el ángulo de calado del ábabe en la punta (igual a 66.4°, según se recoge en la tabla 1), y de acuerdo a la proyección mostrada en la figura 15.

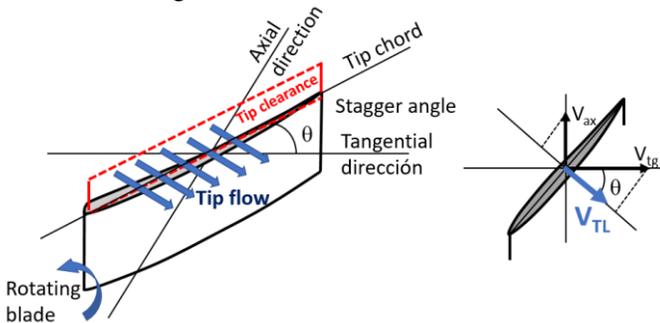


Figura 15: Proyección para el cálculo del flujo en el huelgo.

Las primeras figuras generadas son las figuras 16, 17 y 18 que representan el mapa de velocidades de flujo en dicho plano coincidente con el hueco de punta normalizadas mediante la velocidad de entrada (igual a V_{IN}) para cada caso (ver tabla 3). Al igual que en el apartado anterior se representan las condiciones de operación correspondientes al caudal nominal, al 85% Q_N y al 70% Q_N en un total de 8 instantes diferentes que abarcan todo el periodo de giro de las directrices (el análisis continúa en el marco relativo), esto es, para $t/T_v=0.0, 0.125, 0.250, 0.375, 0.500, 0.625, 0.750$ y 0.875 . En la figura 16 se observa claramente cómo la velocidad en el huelgo es similar a la velocidad de paso del flujo a lo largo de la etapa. Además, se aprecian mayores velocidades en la sección central del ábabe (en torno del 40-50% de la cuerda) con valores que varían entre 1 y 1.25 veces la velocidad de entrada para los primeros instantes y cómo esas zonas de valores máximos se desplazan hacia el borde

de entrada de los álabes se adelanta ligeramente según avanza el periodo de giro de las directrices.

En la figura 16 se representa la distribución de velocidades en el huelgo de punta bajo el caudal de operación equivalente al 85% Q_N , en una escala de 0 a 1.5 veces la velocidad axial. Respecto al caso 100% Q_N se observa claramente que los puntos de velocidad máxima para cada instante se adelantan significativamente hacia el borde de ataque de los álabes. En concreto, en este caso los puntos con mayor velocidad se posicionan en torno a la sección 10% s/c, concentrándose además de manera muy evidente el flujo de punta en esa zona y bajando mucho los valores en la mitad final de la cuerda.

TIP LEAKAGE FLOW: INSTANT VELOCITIES; 100% Q_N

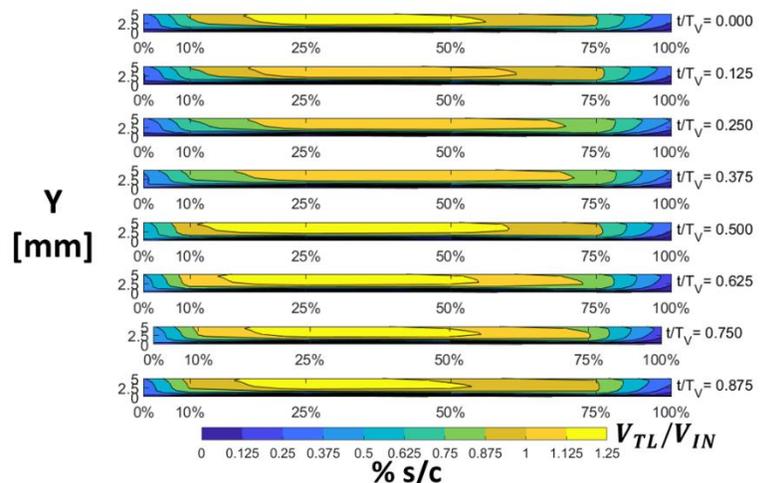


Figura 16: Mapa de velocidades instantáneas en el huelgo de punta; 100% Q_N .

TIP LEAKAGE FLOW: INSTANT VELOCITIES; 85% Q_N

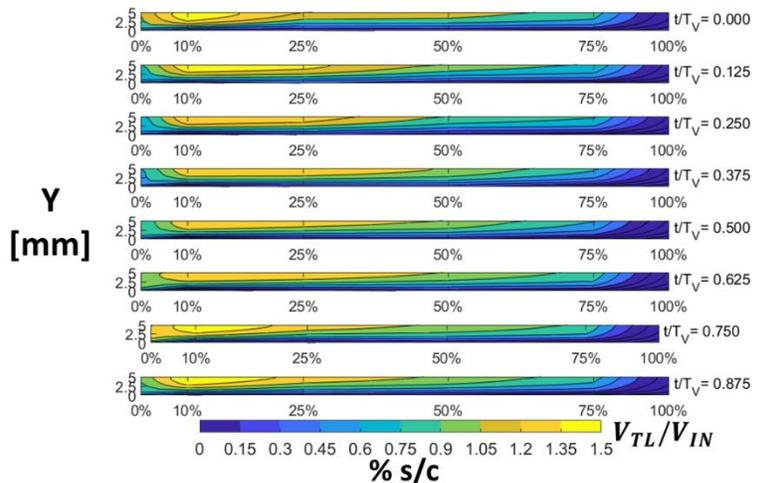


Figura 17: Mapa de velocidades instantáneas en el huelgo de punta; 85% Q_N .



En la figura 17 se representa la distribución de velocidades del flujo en el huelgo de punta para el caudal 70% Q_N , que al igual que todas las evaluaciones anteriores indica el desorden que tiene el flujo. Estos valores de velocidad varían entre -1 y 1.5 veces la velocidad axial, por lo que, en este caso, se tiene recirculación del fluido en el sentido opuesto al normal en el TLF. A su vez también se puede intuir dicho desorden debido a la posición que toman los máximos ya que éstos no parecen agruparse uniformemente a lo largo del periodo de giro relativo del estator, pasando de una posición centrada en los 3 primeros instantes a una distribución doble en el instante $t/T_V=0.375$ y adelantada respecto a la cuerda del álabe en los últimos instantes representados.

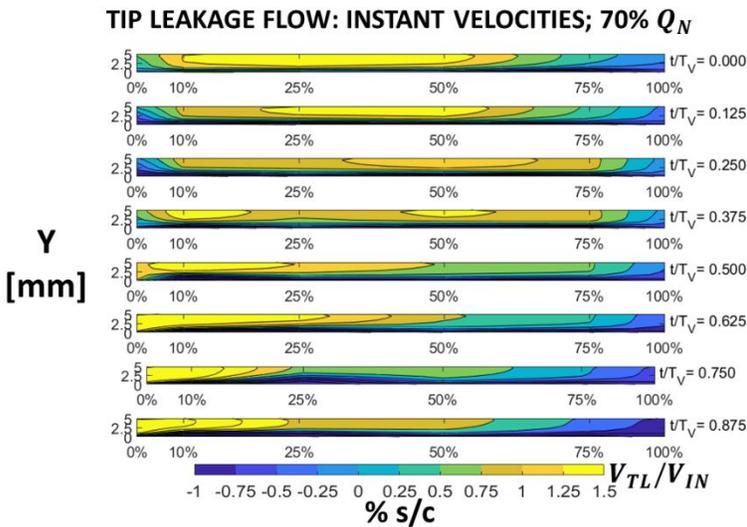


Figura 18: Mapa de velocidades instantáneas en el huelgo de punta; 70% Q_N .

A continuación, se analiza mediante la figura 19 el perfil de velocidades del flujo por el huelgo de punta para las tres condiciones de funcionamiento en los 40 instantes temporales estudiados para el marco relativo, normalizadas de nuevo mediante la velocidad de entrada V_{IN} . Dicho perfil se corresponde con la variación radial de la velocidad perpendicular a la cuerda en la posición $s/c=50\%$, lugar en el que se dispone de las medidas temporales de presión estática. Al mismo tiempo, mediante una línea roja de trazo discontinuo, se representa la velocidad del flujo por el huelgo de punta estimada a partir de los resultados experimentales de presión. Para estimar ese valor experimental de la velocidad de flujo por el huelgo de punta se utiliza la ecuación 8, que tiene en cuenta el salto de presión entre las caras de presión y de succión de los álabes, la densidad del aire y un coeficiente de descarga de 0.6 tomado de la bibliografía consultada [11], asumiendo una expansión brusca de descarga de un chorro. A su vez, esta V_{TL}^{EXP} también se normaliza utilizando la velocidad axial de cada caso.

$$V_{TL}^{EXP} = C_D \cdot \sqrt{\frac{2(P_P - P_S)}{\rho}} \quad (8)$$

Utilizando esta expresión se obtienen los valores presentados en la tabla 4, en la que también se muestran los valores de presión tomados para las caras de succión y de presión de los álabes.

Tabla 4: Estimación de la velocidad del flujo en el huelgo radial a partir de las medidas experimentales.

Case Nº	% Q_N	Q (m ³ /s)	P_P (Pa)	P_S (Pa)	V_{TL} (m/s)	V_{TL}/V_{IN} [-]
#1	100	16.5	-900	1160	35.1	0.89
#2	85	14.0	-580	1567	35.9	1.07
#3	70	11.5	-300	1310	31.1	1.12

En las tres gráficas de la figura 19 se observa la capa límite generada por el flujo del huelgo de punta en la punta de los álabes. Se ha representado en cada gráfica una línea gruesa que representa el valor medio de las distribuciones, así como todos los perfiles obtenidos numéricamente a lo largo de los 40 instantes en que se ha simulado el paso de las directrices sobre el flujo relativo. Como era esperable, la fluctuación del perfil de velocidades aumenta según el caudal de funcionamiento se reduce. Nótese cómo los casos del 100% y el 70% del caudal nominal tienen zonas de recirculación en esa sección, mientras que en la del 85% (al adelantarse la zona de máximo flujo a la zona del 10% de la cuerda) se tiene un chorro más uniforme y controlado a la mitad de la cuerda que evita la aparición de desprendimiento y flujo reverso.

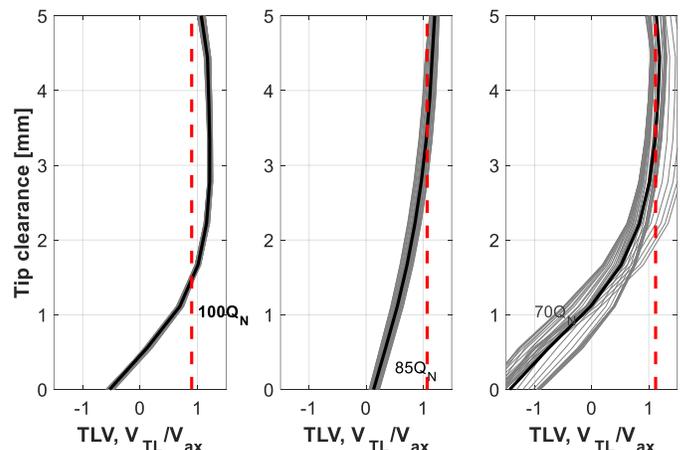


Figura 19: Perfiles de velocidades en el huelgo de punta en la sección $s/c=50\%$ para distintas condiciones de trabajo.

A partir de estas estimaciones de la velocidad del huelgo de punta se podría analizar el caudal total que fuga por el intersticio, ya que únicamente habría que integrar la velocidad del flujo en la sección longitudinal de la cuerda del álabe. Este caudal del flujo



por el huelgo de punta se muestra a continuación en las figuras 20 y 21.

En la figura 20 se representa el caudal total en m^3/s que fluye por el huelgo de punta en los diferentes instantes temporales normalizados como en representaciones anteriores, utilizando el periodo de giro relativo del estator (t/T_V) para los diferentes puntos de funcionamiento del ventilador. La gráfica permite analizar el impacto instantáneo que tienen las directrices sobre el establecimiento del flujo en el huelgo. Además, evidencia cómo el caudal por el huelgo se reduce conforme el caudal de funcionamiento de la máquina es menor.

Se observa que para la condición de funcionamiento nominal el flujo por el huelgo de punta TLF fluctúa levemente, tomando valores comprendidos entre 1.89 y 2.07 m^3/s aproximadamente. Nótese que la fluctuación es periódica, reflejando claramente que su naturaleza es debida al paso periódico de las estelas del estator por la zona del huelgo.

En el caso del punto de funcionamiento 85% Q_N se observa que el caudal fluctúa de forma más pronunciada que para el punto nominal pero nuevamente dichas fluctuaciones no suponen una gran variación en el caudal del TLF al estar éstas comprendidas entre 1.53 y 1.71 m^3/s . Lo que sí es más evidente es la progresiva pérdida de periodicidad en la evolución temporal del valor del caudal.

Respecto al punto de funcionamiento más alejado de las condiciones nominales, se tienen las mayores fluctuaciones de los tres casos como al igual que en representaciones anteriores. En este caso el caudal del TLF toma valores comprendidos entre los 0.54 y los 1.08 m^3/s .

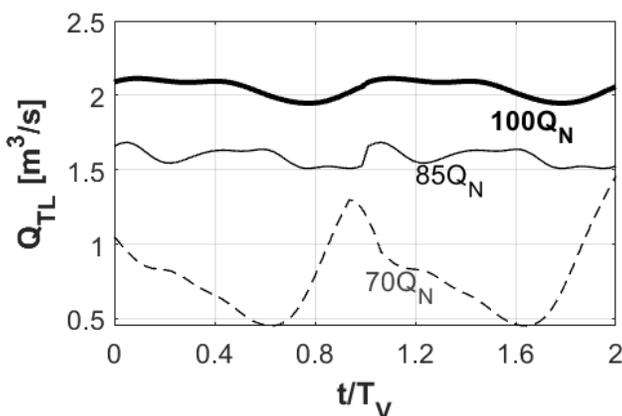


Figura 20: Variación temporal del caudal total en el huelgo para distintas condiciones de trabajo.

Como la representación utilizada en la figura 20 proporciona un valor cuantitativo para cada condición de funcionamiento, a fin de poder comparar la magnitud de las fluctuaciones periódicas

de los diferentes casos entre sí, se van a graficar las variaciones de forma porcentual con respecto a los valores medios del TLF. De esta forma, en la figura 21 se representan las fluctuaciones de caudal para los diferentes casos, de manera que en el eje vertical se representa la variación de caudal del huelgo de punta respecto a la media de dicho flujo. Para poder visualizar correctamente las fluctuaciones de los casos 100% y 85% Q_N , se ha optado por representar las fluctuaciones en los rangos de variación de estos dos, dándole menos importancia a las fluctuaciones del 70% Q_N que se salen de esta escala (y que no son fluctuaciones periódicas debidas al paso del estator, sino a propios fenómenos de desprendimiento asociadas a la separación masiva del flujo en los álabes en una condición próxima al desprendimiento rotativo). Al igual que en puntos anteriores, se observa la periodicidad de los casos 100% y 85% Q_N y comparando entre ellos mediante esta metodología se observa como las fluctuaciones para el 85% Q_N son mayores que para el 100% Q_N , tal y como cabe esperar. En el caso del caudal nominal estas fluctuaciones oscilan sobre un 7% en total mientras que para el caso 85% Q_N estas oscilaciones alcanzan fluctuaciones de alrededor del 12%.

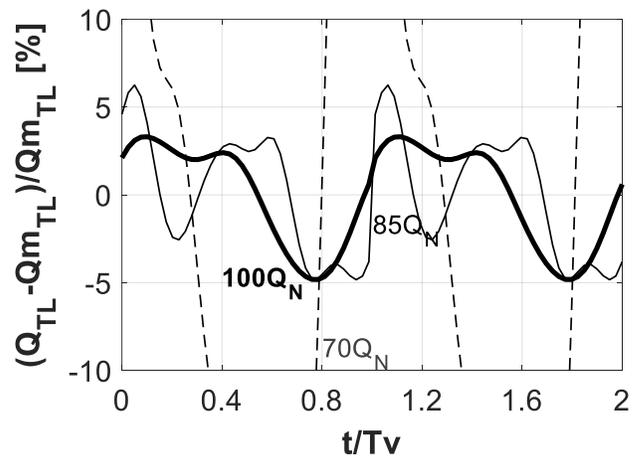


Figura 21: Caudal fluctuante del TLF para distintas condiciones de operación.

A partir de los datos generados para estas gráficas también es posible extraer los valores globales promediados que aportan información cuantitativa sobre el rendimiento volumétrico del equipo (ver tabla 5).

Tabla 5. Valores globales del TLF en función del caudal.

Case Nº	% Q_N	Q (m^3/s)	$\overline{Q_{TL}}$ (m^3/s)	$\overline{Q_{TL}}/Q$ [%]	RMS(Q_{TL}) (m^3/s)	RMS(Q_{TL})/ $\overline{Q_{TL}}$ [%]
#1	100	16.5	2.043	12.4	0.058	2.85
#2	85	14.0	1.584	11.3	0.055	3.45
#3	70	11.5	0.774	6.7	0.262	33.6



En la tabla 5 se presentan para cada condición de operación los valores medios del flujo por el huelgo de punta (columna 4), su valor porcentual respecto al caudal de funcionamiento del equipo (columna 5), el valor RMS de las fluctuaciones de caudal a través del huelgo de punta (columna 6) y su valor porcentual respecto a la media del caudal del huelgo de punta (columna 7). Se concluye que, a menor caudal de operación del equipo, menor es el caudal del huelgo de punta, tanto en valores absolutos como en relativos, teniéndose un 12.4% en el caso del 100% del Q_N , un 11.3% en el caso del 85% Q_N y un 6.7% en el caso del 70% Q_N . También se observa que el nivel de las fluctuaciones es mucho mayor para el caso del 70% Q_N que, para el resto, siendo en este caso del 33.6% frente a los 2.85 y 3.45% de los casos 100 y 85% Q_N respectivamente.

ESTRUCTURAS TURBULENTAS DEL TLF

Para concluir el trabajo se presentan a continuación mapas similares a los presentados en secciones anteriores, pero usando esta vez como variable de análisis la energía cinética turbulenta. En concreto, se trata de mostrar la relación existente entre la generación de turbulencia en el huelgo (como medida adicional de pérdidas energéticas) y la distribución espacial del flujo secundario en el huelgo.

En la figura 22 se muestran los mapas promediados de turbulencia en el huelgo de los álabes. A caudal nominal (figura superior), la generación de TKE es moderada y está concentrada en las secciones entre $s/c=0.2$ y 0.6 , que coinciden con las zonas de mayor intensidad del flujo en el huelgo. Los valores de generación son elevados y suponen hasta un 18% de la energía cinética del flujo primario (si bien estas pérdidas están muy localizadas y se disipan rápidamente aguas abajo). A carga parcial, para el 85% del Q_N , la generación máxima de turbulencia

se desplaza hacia la zona cercana al borde ataque de los álabes, en torno al 10-25% de la cuerda. De nuevo estos resultados están en consonancia con los mapas anteriores donde se mostraba una mayor intensidad del flujo en el huelgo de punta en las zonas adyacentes al borde de ataque de los álabes. Además, los valores de TKE aumentan sensiblemente. Por el contrario, a caudal próximo al desprendimiento, en el 70% del Q_N , la generación de turbulencia es máxima en la zona del borde de ataque, donde las malas condiciones operativas hacen que el flujo esté ya desprendido en el álab. Cabría decir que, en este caso, la generación de turbulencia en el huelgo está más condicionada por la propia turbulencia y desorden originada por el flujo primario que por efectos secundarios del efecto del chorro del TLF en el huelgo de punta.

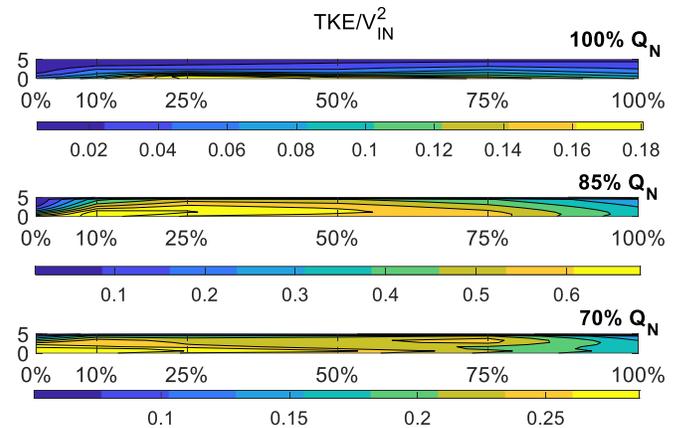


Figura 22: Distribución de energía cinética turbulenta en el huelgo para distintas condiciones de trabajo.

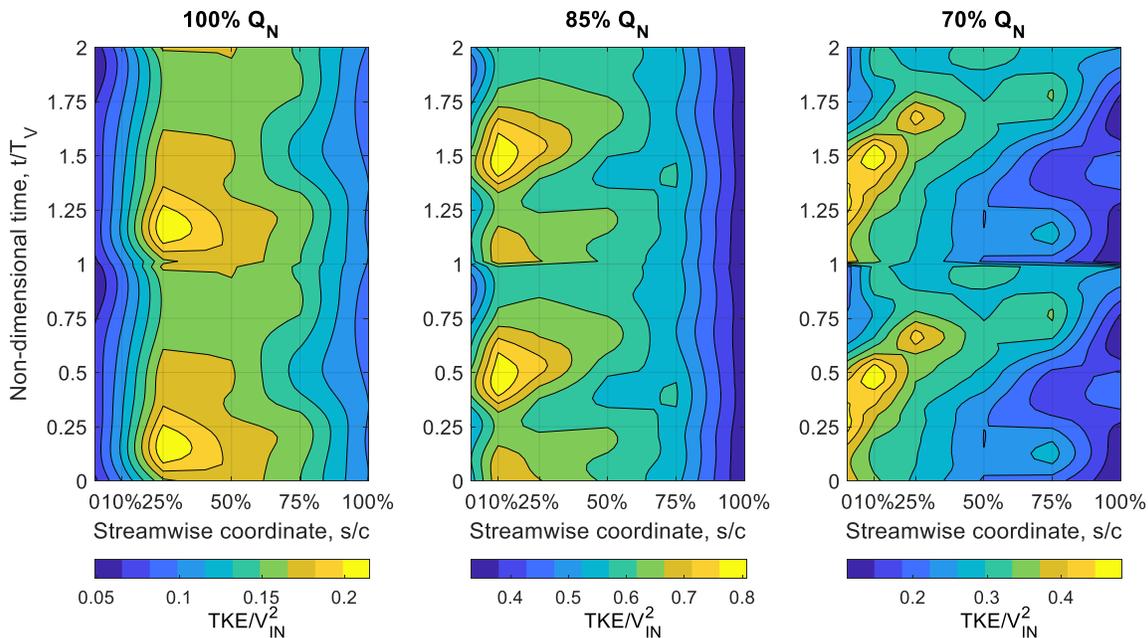


Figura 23: Distribución temporal de energía cinética turbulenta en el huelgo para distintas condiciones de trabajo.



Adicionalmente, la figura 23 muestra la evolución temporal de la máxima producción de energía cinética turbulenta en la zona del huelgo. Como en representaciones anteriores (similar a la figura 6), en el eje x se muestran las distintas posiciones axiales a lo largo de la cuerda del álabe, mientras que en el eje y se muestra su fluctuación a lo largo del tiempo de paso de directriz (duplicada para apreciar mejor el efecto de periodicidad). Las representaciones para 100% y 85% Q_N muestran perfectamente una vez más la interacción de las estelas del estator sobre la generación de TKE, induciendo variaciones de hasta un 25%. Nótese que en ambas situaciones no hay movimientos en la dirección longitudinal, de manera que los cambios son en intensidad y no en la posición de las zonas de máxima generación. Por el contrario, para el caudal del 70% Q_N , se observa un desplazamiento en diagonal, asociado a cambios que no están sincronizados con el paso de las directrices. La generación de turbulencia también experimenta un claro movimiento hacia el borde de ataque de los álabes con la reducción del caudal de funcionamiento.

CONCLUSIONES

Se han utilizado metodologías experimentales y numéricas para describir la influencia de la interacción estator-rotor en el vórtice del huelgo de punta de un ventilado axial de una etapa. En particular, se ha utilizado un código que modeliza el flujo no estacionario en 3D implementando el mallado deslizante. Se han estudiado diferentes condiciones de funcionamiento variando las condiciones de flujo y el modelo numérico ha sido validado utilizando medidas experimentales tomadas mediante transductores de presión piezoeléctricos para caracterizar el flujo no estacionario en el interior de esta turbomáquina.

Se ha observado la evolución del vórtice de punta a través del canal del rotor de un ventilador axial en configuración estator-rotor en función del caudal. El vórtice tiene una zona de creación diferente en función del caudal de funcionamiento, adelantándose hacia el borde de ataque del álabe según el caudal del ventilador se reduce. Se ha identificado claramente su trayectoria para los casos de 100 y 85% del Q_N , mientras que ésta queda enmascarada para el 70% por el mayor desorden del flujo. Además, se ha observado una notable fluctuación del vórtice en su posición transversal a lo largo de su trayectoria, condicionada por la interacción de las estelas del estator.

Esa interacción también se manifiesta sobre la generación del flujo en el huelgo, previo a la formación y enrollamiento del vórtice. La evolución del flujo en el huelgo, tanto en su promedio temporal, como en su evolución no estacionaria a paso de directriz de estator en el marco relativo ha demostrado que el flujo se adelanta también hacia el borde de ataque al reducir el caudal y que varía con periodicidad inducida por las estelas del estator. Se han obtenido los perfiles de velocidad en el huelgo y se han analizado sus valores promedio, resultando caudales

típicos del huelgo de punta de 12.4% para el caso nominal, 11.3% para carga parcial al 85% Q_N y únicamente 6.7% para condiciones próximas al desprendimiento rotativo al 70% Q_N . Además, se ha cuantificado que las fluctuaciones de esos caudales respecto a sus valores promedios por efecto de la interacción rotor-estator rondan el 2.9% para condiciones nominales, el 3.4% para carga parcial y un exagerado 33.6% para condiciones próximas a desprendimiento. Este último valor tan grande viene condicionado por la propia inestabilidad y turbulencia del flujo en el rotor y no por la interacción periódica de las directrices, que queda enmascarada ante esos niveles de fluctuación turbulenta tan intensos.

Finalmente, el análisis de la generación de TKE en el huelgo ha mostrado resultados coherentes con la formación del flujo de punta, siendo máxima la generación en aquellos lugares donde la diferencia de presión entre caras de sección y de presión imponía un chorro de alta velocidad, inductor del desprendimiento y generador de pérdidas. También sobre esta variable se han observado importantes fluctuaciones periódicas, inducidas por las estelas del estator en el marco relativo, pudiendo cuantificarse fluctuaciones localizadas de hasta un 25% por efecto de la interacción rotor-estor.

NOMENCLATURA

TLF = Tip Leakage Flow (caudal del huelgo de punta).
TLV = Tip Leakage Vortex (vórtice del huelgo de punta).
PIV = Particle Image Velocimetry (Sistema de velocimetría de partículas).
LDV = Laser Doppler Velocimetry (Sistema de velocimetría láser).
 Q_N = Caudal nominal.
c = Cuerda (mm).
t = Time (s).
 T_V = Tiempo de paso de directriz (marco relativo) (s).
p = Presión estática (Pa).
 P_{Tm} = Presión total de entrada (Pa).
 P_{dyn} = Presión dinámica (Pa).
 V_{IN} = Velocidad de entrada (m/s).
 ζ = Total Pressure Loss Coefficient (coeficiente de caída de presión total).
 V_{TL} = Tip Leakage Velocity (Velocidad del huelgo de punta) (m/s).
 V_{ax} = Velocidad axial (m/s).
 V_{rad} = Velocidad radial (m/s).
 V_{tg} = Velocidad tangencial (m/s).
RMS = Root Mean Square (media cuadrática).
TKE = Turbulence Kinetic Energy (Energía cinética turbulenta).

AGRADECIMIENTOS

El autor de este trabajo agradece profundamente la inestimable ayuda dispensada por el tutor de este TFM, D. Jesús Fernández Oro, así como su disposición y la flexibilidad mostrada a lo largo de este curso. A su vez, reconocer la ayuda y agradecer las enseñanzas del resto de profesores que han impartido clases en este Máster durante este curso académico 2018/2019.



REFERENCIAS

- [1] Fernández Oro, J. M., 2005, “*Unsteady Rotor-Stator Interaction in an Axial Turbomachine*” Ph.D Thesis, University of Oviedo, Spain.
- [2] Fernández Oro, J. M., Argüelles Díaz, K. M., Santolaria Morros, C., Blanco Marigota, E., 2008, “*Analysis of the Deterministic Unsteady Flow in a Low-Speed Axial Fan With Inlet Guide Vanes*”. ASME J. Fluids Eng., **130**, pp. 1101-1112.
- [3] Lyman, F. A., 1993, “*On The Conservation of Rothalpy in Turbomachines*”. ASME J. Turbomach., **115**, pp. 520-526.
- [4] Fernández Oro, J. M., Argüelles Díaz, K. M., Santolaria Morros, C., Blanco Marigota, E., 2007, “*Unsteady Flow Wake Transport in a Low-Speed Axial Fan With Inlet Guide Vanes*”, ASME J. Fluids Eng., **129**, pp. 1015-1029.
- [5] Greitzer, E. M., Tan, C. S., and Graf, M. B., 2004, “*Internal Flow: Concepts and Applications*”. Cambridge University Press, Cambridge.
- [6] Jang, C. M., Sato, D., Fukano, T., 2005, “*Experimental Analysis on Tip Leakage and Wake Flow in an Axial Flow Fan According to Flow Rates*”. ASME J. Fluids Eng., **127**, pp. 322-329.
- [7] Zhu, X., Lin, W., Du, Z., 2005, “*Experimental and Numerical Investigation of the Flow Field in the Tip Region of an Axial Ventilation Fan*”. ASME J. Fluids Eng., **127**, pp. 299-307.
- [8] Fernández Oro, J. M., Argüelles Díaz, K. M., Santolaria Morros, C., Galdo Vega M., 2009, “*Unsteady Modelling of Tip Clearance Flow in an Inlet Vaned, Low-Speed Axial Fan: Deterministic Interactions Of Stator Wakes And Tip Vortex Structures*”, Proceedings of the 2009 ASME Fluids Engineering Summer Meeting, Vail (USA), **2**, pp. 155-164.
- [9] Fernández Oro, J. M., Argüelles Díaz, K. M., Santolaria Morros, C., Ballesteros Tajadura, R., 2008, “*Impact of the Tip Vortex on the Passage Flow Structures of a Jet Fan with Symmetric Blades*”. IMechE J. Power and Energy., **223**, pp. 141-155.
- [10] Inoue, M., Kuroumaru, M., 1989, “*Structure of Tip Clearance Flow in an Isolated Axial Compressor Rotor*”. Journal of Turbomachinery., **111** (3), pp. 250-256.
- [11] Storer, N., Cumpsty, N., “*Tip Leakage Flow in Axial Compressors*”. 1991, ASME Journal of Turbomachinery, **113** (2), pp. 252-259.
- [12] Longhouse, R., 1978, “*Control of Tip-Vortex Noise of Axial Flow Fans by Rotating Shrouds*”. Journal of Sound and Vibration, **58** (2), pp. 201-214.
- [13] Lakshminarayana, B., 1996 “*Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*”, Wiley, New York.
- [14] Fukano, T., Jang, C.M., 2004, “*Tip Clearance Noise of Axial Flow Fans Operating at Design and Off-Conditions*”. Journal of Sound and Vibration, **275**, pp. 1027-1050.
- [15] Maliach, R., Lehmann, I., Vogeler, K., 2001, “*Rotating Instabilities in an Axial Compressor Originating From the Fluctuating Blade Tip Vortex*”. Journal of Turbomachinery, **123**, pp. 453-460.
- [16] Alavi Moghadam, S. M., Meinke, M., Schröder, W., 2019, “*Analysis of Tip-Leakage Flow in an Axial Fan at Varying Tip-Gap Sizes and Operating Conditions*”. Computers and Fluids.
- [17] Lee, H., Park, K., Choi, H., 2019, “*Experimental Investigation of Tip-Leakage Flow in an Axial Fan at Various Flow Rates*”. Journal of Mechanical Science and Technology, **33** (3), pp. 1271-1278.
- [18] Galdo Vega, M., Rodríguez Lastra, M., Argüelles Díaz, K., Fernández Oro, J. M., “*Application of Deterministic Correlations in the Analysis of Rotor-Stator Interactions in Axial Flow Fans*”. 2012, Proceedings of the 2012 ASME Fluids Engineering Summer Meeting, Río Grande (Puerto Rico), **2**, pp. 151-162.
- [19] Fernández Oro, J. M., Argüelles Díaz, K. M., Santolaria Morros, C., and Galdo Vega, M., 2009, “*Numerical Simulation of the Unsteady Stator-Rotor Interaction in a Low-Speed Axial Fan Including Experimental Validation*”, International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow., **21** (2), pp. 168-197.
- [20] Chow, Y.-C., Uzol, O., and Katz, J., 2002, “*Flow Non-Uniformities and Turbulent “Hot Spots” Due to the Wake-Blade and Wake-Wake Interactions in a Multistage Turbomachine*”, Proceedings of ASME Turbo Expo, 2002, Amsterdam, Netherlands.
- [21] Fernández Oro, J. M., Argüelles Díaz, K. M., Santolaria Morros, C., Blanco Marigota, E., 2007, “*On the Structure of Turbulence in a Low-Speed Axial Fan with Inlet Guide Vanes*”, Experimental Thermal and Fluid Science, **32** (1), pp. 316-331.