

APLICACION DE LA TEORIA DE COMPRESORES EN PARALELO AL MODELADO DE UN COMPRESOR AXIAL

PELEGRIN GARCIA, Juan Diego;

juan.pelegringarcia@eng.ox.ac.uk

University of Oxford, Department of Engineering Science, Oxford, OX1 3PJ, UK

RESUMEN

El modelado de un compresor axial puede realizarse mediante simulaciones 3D usando dinámica de fluidos computacional (CFD). Sin embargo, esta práctica requiere mucho tiempo tanto para el diseño de la simulación como para llevarla a cabo computacionalmente. Una alternativa que se usa en la práctica para evaluar rápidamente el comportamiento de un compresor axial es utilizar códigos de menor orden (1D o 2D) ayudados por modelos semi-empíricos y correlaciones experimentales.

Este trabajo sigue la anterior filosofía y presenta el resultado de aplicar la Teoría de Compresores en Paralelo (TCP) [1] a un modelo existente [2]. Dicho modelo, implementado en FORTRAN, se basa en resolver numéricamente las ecuaciones para flujo cuasi-unidimensional (cuasi-1D) de Euler modificadas con ciertos términos para tener en cuenta la fuerza y el trabajo ejercidos por los álabes. El flujo es modelado a lo largo de la línea media del compresor asumiendo que sus propiedades varían sólo con el tiempo y la posición axial. Dado que el modelo principal es cuasi-1D, está limitado a situaciones donde el flujo es simétrico respecto al eje del compresor. Sin embargo, en la práctica son comunes los casos donde el flujo no cumple esta condición (distorsiones en la admisión, desprendimiento rotativo) Por ello, con objeto de extender el uso del modelo a flujos circunferencialmente no uniformes, se hace uso de la TCP.

La TCP consiste principalmente en dividir el compresor en un cierto número de sub-compresores, todos ellos operando a la misma velocidad angular y con las mismas condiciones de presión estática a la salida. Las condiciones a la entrada de cada sub-compresor son, sin embargo, distintas entre sí. Además de implementar la versión clásica de la TCP, en este trabajo se desarrollan modificaciones que permiten mejorar la interacción entre los distintos sub-compresores.

Los resultados que se obtienen con esta técnica al simular condiciones de distorsión en la presión total del flujo de entrada son expuestos, mostrando la capacidad del modelo de capturar la física del proceso y confirmando su potencial uso efectivo durante la etapa de diseño preliminar de un compresor axial.

Palabras clave: teoría de compresores en paralelo, compresor axial, distorsión del flujo de entrada.

1. Introducción

A la hora de modelar el comportamiento de un compresor axial, siempre existe un compromiso entre simplicidad (lo cual es sinónimo de rapidez computacional) y precisión en la solución. Las simulaciones 3D usando dinámica de fluidos computacional (CFD) son capaces de describir con gran detalle y exactitud el flujo en el compresor. Sin embargo, una simulación 3D en CFD de un caso relativamente sencillo puede llevar días o semanas.

La necesidad de soluciones más rápidas lleva al desarrollo de modelos que simplifican el dominio del problema al aplicar técnicas de CFD a lo largo de la longitud radial media de los álabes. La finalidad de este trabajo es el desarrollo de un modelo de compresores en paralelo que pueda ser aplicado con éxito a un código existente cuasi-unidimensional (cuasi-1D) del compresor. Esta combinación hace posible una discretización transversal del compresor, lo cual permite el estudio de flujos no uniformes circunferencialmente, tales como los que se generan durante desprendimiento rotativo o distorsión del flujo en la admisión. Esta metodología pretende combinar un bajo coste computacional con una precisión razonable en los resultados.

El resultado de la ausencia de uniformidad en las propiedades del fluido en la admisión es generalmente una pérdida de potencia y rendimiento y, más importante, la reducción del rango de operación estable de la turbomáquina. Estas circunstancias se suelen dar en los compresores de las turbinas de los aviones debido a maniobras de vuelo, viento, interacciones con la estructura del propio avión o con otras aeronaves, etc. En turbinas estacionarias, un mal diseño o estado de la admisión puede resultar en condiciones similares. La distorsión del flujo de entrada más común es la de presión total y ha sido ampliamente investigada por el *SAE S16 Committee*[3]. Para evaluar la validez del modelo desarrollado en este trabajo, éste será utilizado para investigar casos de no uniformidad circunferencial en la presión total a la entrada.

2. Metodología

2.1. Modelo cuasi-unidimensional del compresor basado en las ecuaciones de Euler

Tal y como se ha expuesto en la introducción, el objeto de este trabajo es mejorar las capacidades de un código existente implementado en FORTRAN capaz de simular el funcionamiento tanto transitorio como estacionario de compresores axiales. En esta sección se exponen brevemente los principios fundamentales bajo los que opera dicho código. Su entendimiento es importante a la hora de implementar el modelo de compresores en paralelo. Para una descripción más detallada véase [2].

En el modelo principal del compresor, el flujo es considerado cuasi-1D, es decir, se asume que las propiedades del fluido son uniformes en cada sección transversal del compresor y sólo se consideran variaciones respecto al tiempo y la posición axial (eje del compresor). El sistema es dividido en componentes, tales como álabes guía, rotores, estatores, conducto de admisión y salida, los cuales son discretizados en una malla axial de nodos equidistantes.

El comportamiento del compresor se estima al resolver numéricamente mediante diferencias finitas las ecuaciones de Euler para flujo cuasi-1D. A las ecuaciones de continuidad, momento axial y energía, se añade una ecuación adicional que considera el momento tangencial. Ciertos términos se suman a este sistema de ecuaciones para tener en cuenta la acción de los álabes sobre el fluido: trabajo y fuerzas axiales y tangenciales. El modelo describe la evolución del flujo a lo largo de la línea media del compresor y usa información de la geometría para estimar los triángulos de velocidad. Modelos semi-empíricos y correlaciones experimentales son usados para tener en cuenta efectos tales como pérdidas, desviaciones en el ángulo de salida o viscosidad.

2.2. Teoría de Compresores en Paralelo (TCP)

El uso de “*two compressors in parallel theory*” para estudiar el rendimiento y estabilidad de un compresor axial ante una distorsión en presión total del flujo de entrada fue sugerida por primera vez

por Pearson y McKenzie [1]. Consideremos un compresor sujeto a una variación circunferencial en la presión total a la entrada como se muestra en la Figura 1.

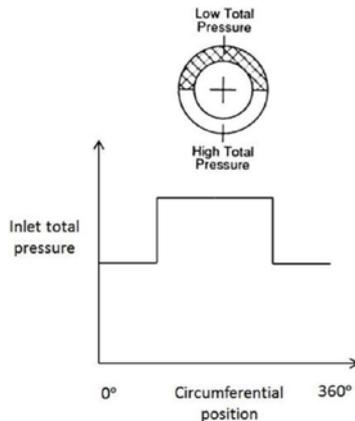


Figura 1: Distorsión en la presión total a la entrada [4]

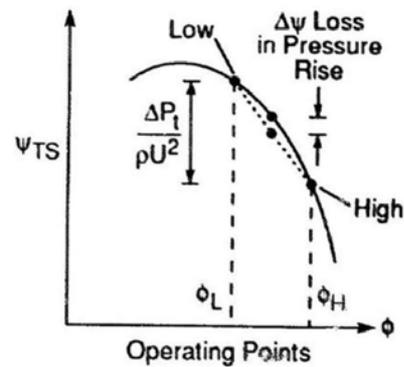


Figura 2: Modelo de compresores en paralelo [4]

Bajo estas condiciones, la TCP considera que el compresor se divide en dos compresores imaginarios funcionando en paralelo pero con distintas condiciones a la entrada, asumiendo que ambos operan a la misma velocidad angular y comparten la misma presión estática a la salida. Por cada sub-compresor, un punto de operación estacionario es calculado usando la curva característica del compresor bajo condiciones de flujo uniforme (véase Figura 2). El sub-compresor con una menor presión total a la entrada trabaja a una mayor relación de compresión y con un menor flujo másico, estando más cerca de la línea de inestabilidad. El funcionamiento global del compresor se estima haciendo la media de los dos puntos de funcionamiento de cada sub-compresor. En términos de estabilidad, se considera que el compresor entra en pérdida si uno de los sub-compresores opera más allá de la línea de estabilidad.

Estas ideas también pueden aplicarse al estudio de una distorsión en temperatura total a la entrada, en cuyo caso los dos sub-compresores operan a la misma relación de compresión pero a distinta velocidad de rotación corregida. La TCP aquí expuesta junto con posteriores refinamientos ha sido comúnmente usada para analizar condiciones de distorsión en el flujo de entrada (véase [5], [6], [7]), aunque otros autores [8] la han usado también para estudiar desprendimiento rotativo.

2.3. Implementación de la TCP en el modelo cuasi-1D.

El uso del modelo cuasi-1D descrito en la sección 2.1 queda limitado a casos de flujos simétricos respecto al eje del compresor, donde las propiedades del fluido son consideradas uniformes en cada sección transversal. Por ello, se aplica la TCP para permitir una discretización circunferencial del compresor al dividir éste en varios sub-compresores operando en paralelo. La idea clave consiste en asociar un modelo cuasi-1D (sección 2.1) a cada sub-compresor en paralelo. El flujo másico a través del compresor estaría formado por varias corrientes de flujos cuasi-1D. En términos de implementación, los sub-compresores comparten el mismo modelo, correspondiente al compresor con flujo uniforme, lo que cambia son las condiciones de contorno y el área transversal disponible.

Aunque la formulación clásica de la TCP no contempla ninguna interacción entre sub-compresores, algunos autores han considerado el intercambio de masa que se produce en presencia de gradientes circunferenciales en presión estática [9]. En los siguientes párrafos se expone la manera en que dicha interacción ha sido tenida en cuenta en el presente modelo.

El intercambio de flujo másico entre sub-compresores es considerado únicamente en los espacios axiales entre rotores y estatores y en los conductos de admisión y salida. El mecanismo clave que gobierna este fenómeno es el gradiente de presiones estáticas. Por ello, en estos espacios se hace una comparación entre las presiones de sub-compresores adyacentes. El resultado de esta comparación, es la obtención de ciertos términos que serán añadidos a los balances de masa, momento y energía del sistema de ecuaciones principales de cada sub-compresor. Para calcular estos términos se hace uso de

las ecuaciones algebraicas que modelan un flujo 1D compresible, estacionario, adiabático, no viscoso (Tabla 1, columna 1).

Tabla 1

1	2	3
$\rho_1 v_1 = \rho_2 v_2$	-	$w_{cross} = \rho_{cross} * v_{cross} * A$
$p_1 - p_2 = \rho_2 v_2^2 - \rho_1 v_1^2$	$p_1 - p_2 = \rho_{cross} v_{cross}^2$	$m_{cross\ ax} = w_{cross} * v_{ax\ 1}$
$c_p t_1 + \frac{v_1^2}{2} = c_p t_2 + \frac{v_2^2}{2}$	$c_p t_1 = c_p t_{cross} + \frac{v_{cross}^2}{2}$	$m_{cross\ tg} = w_{cross} * (v_{tg\ 1} \pm v_{cross})$
$p = \rho t R$	$p_2 = \rho_{cross} t_{cross} R$	$e_{cross} = w_{cross} * c_{p1} * (t_{cross} + \frac{v_{ax1}^2 + (v_{tg1} \pm v_{cross})^2}{2 * c_{p1}})$
<p>Notación: densidad ρ , presión p , temperatura t, velocidad v , constante del gas R, flujo másico, área A, momento m, calor específico a presión constante c_p. Subíndices: 1 y 2 corresponden con dos posiciones a lo largo de la línea de corriente del flujo 1D, axial ax, tangencial tg.</p>		

Para aclarar cómo opera el modelo considérese el siguiente ejemplo. Supongamos que la presión estática en un nodo de la maya axial del sub-compresor (1) es mayor que la correspondiente de uno de los dos sub-compresores adyacentes (2). Debido a que $p_1 > p_2$, (1) pierde cierta cantidad de flujo másico en favor de (2). Las ecuaciones de la columna 1 de la Tabla 1 son resueltas de la siguiente manera. El sub-compresor que cede flujo másico (1) es considerado un remanso de aire a p_1 ($v_1 = 0$). El flujo en tránsito entre (1) y (2) se acelera circunferencialmente hasta v_2 a la vez que reduce su temperatura estática para satisfacer el balance de energía. Para evitar confusión entre los subíndices 1 y 2, que denotan a los dos sub-compresores bajo comparación, y las propiedades que el flujo "cruzado" adquiere, se introduce el subíndice "cross". Por tanto, t_1, p_1 y p_2 son las únicas magnitudes que realmente corresponden con las propiedades del flujo dentro de cada sub-compresor mientras que ρ_{cross}, v_{cross} , y t_{cross} son variables del propio flujo en tránsito entre sub-compresores. El valor de estas tres magnitudes se obtiene al resolver el sistema de ecuaciones de la columna 2 de la Tabla 1.

El siguiente paso consiste en calcular los cuatro términos que evalúan la masa, energía y momento axial y tangencial que posee el flujo circunferencial. La cantidad de flujo másico intercambiado es proporcional a la velocidad circunferencial generada debido al gradiente de presiones. El momento axial se obtiene con la velocidad axial que poseía el flujo cedido al estar en (1), $v_{ax\ 1}$. Para el cálculo del momento tangencial, se tiene en cuenta la posición relativa entre (1) y (2) y el criterio de signos de la velocidad tangencial (positiva en el sentido de rotación del compresor). La velocidad tangencial neta del flujo circunferencial se obtiene al combinar la velocidad tangencial que poseía al estar en (1), $v_{tg\ 1}$, con la que adquiere debido al gradiente de presiones, v_{cross} . En cuanto al término correspondiente a la energía, se considera que la redistribución circunferencial de masa es un proceso adiabático sin aporte de trabajo y por tanto la entalpía total se conserva.

Estos cuatro términos, mostrados en la columna 3 de la Tabla 1 son los que serán añadidos y sustraídos a los balances de masa, energía y momento de los flujos cuasi-1D de (2) y (1) respectivamente. El proceso global de calcular el intercambio de flujo consiste en comparar sistemáticamente cada sub-compresor, nodo a nodo, con sus dos compresores adyacentes, obtener los 4 términos anteriores y modificar las ecuaciones de cada modelo cuasi-1D en paralelo (véase sección 2.1).

3. Aplicación del modelo al estudio de un compresor axial bajo condiciones de distorsión en la presión total del flujo de entrada.

Uno de los posibles usos del presente modelo es el análisis de los efectos de una distorsión del flujo de entrada sobre el comportamiento del compresor. La evolución y características de las principales magnitudes del fluido en un compresor operando bajo una distorsión circunferencial en presión total son estudiadas. En primer lugar se hace una comparación cualitativa entre el modelo y evidencias experimentales publicadas en la literatura. Después, el modelo es comparado con otros modelos de mayor orden y precisión, pero de mayor coste computacional.

3.1. Comparación con observaciones experimentales.

La geometría del compresor axial de cuatro etapas C106 ensayado por Day [10] es implementada en el modelo. El compresor es discretizado circunferencialmente en 8 sub-compresores o segmentos en paralelo. Se considera el caso de una distorsión en presión total en el flujo de entrada. La distorsión es constante en el tiempo y sigue una onda cuadrada en la dirección circunferencial. En las Figuras 3 y 4 se muestran esquemas de la geometría del compresor y sus condiciones de contorno y de la distorsión impuesta. El flujo en los conductos de admisión y salida es modelado extendiendo el modelo aplicado al compresor. Cuatro de los ocho segmentos tienen una presión total a la entrada un 5% menor que los restantes. Como condiciones iniciales del problema se usan los valores obtenidos en un punto de funcionamiento estacionario del compresor bajo condiciones de flujo uniforme a la entrada. La distorsión es impuesta instantáneamente cambiando condiciones de contorno a la entrada, tras lo cual el modelo se ejecuta hasta encontrar una nueva solución estable.

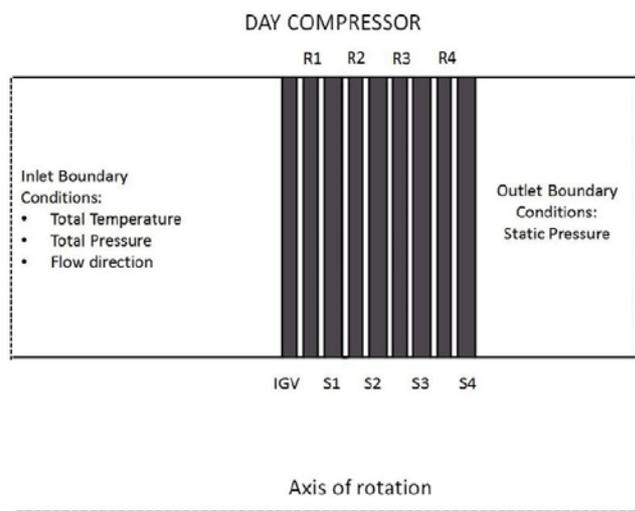


Figura 3: Esquema del compresor implementado (R y S representan rotor y estator respectivamente).

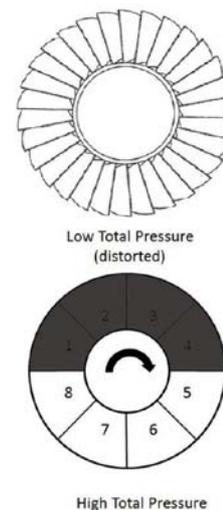


Figura 4: Esquema de la distorsión del flujo de entrada.

El comportamiento del flujo en un compresor sujeto a una distorsión en presión total a la entrada ha sido descrito por varios autores. Tal y como propone Pearson y McKenzie [1], en estos casos se espera que se genere un gradiente en presión estática junto con un perfil de velocidad axial prácticamente constante justo enfrente de la primera etapa del compresor. La distorsión en presión total se origina a la entrada del conducto de admisión. En este punto, la presión estática es uniforme mientras que existe un gradiente en velocidad axial para satisfacer las diferencias en presión total. Conforme el flujo se desplaza a lo largo de la admisión hasta la primera línea de álabes del compresor, éste tiende a inducir una velocidad axial uniforme dando lugar a una distorsión en presión estática en consonancia con el gradiente inicial en presión total. Este fenómeno es descrito por Longley y Greitzer[4]. En las Figuras 5 y 6 se muestran la evolución de la velocidad axial y de la presión estática en cada uno de los 8 segmentos. Puede verse como el modelo captura las tendencias anteriormente expuestas.

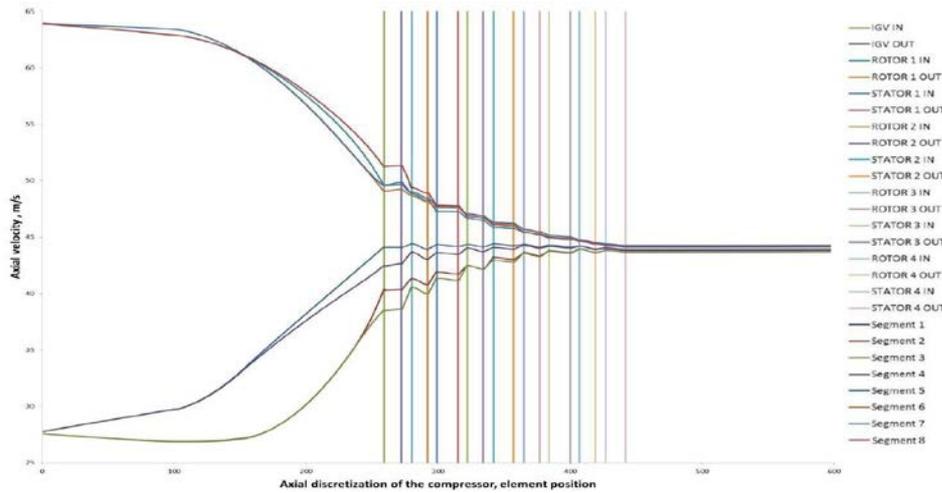


Figura 5: Evolución de la velocidad axial a lo largo del compresor y de los conductos de admisión y salida

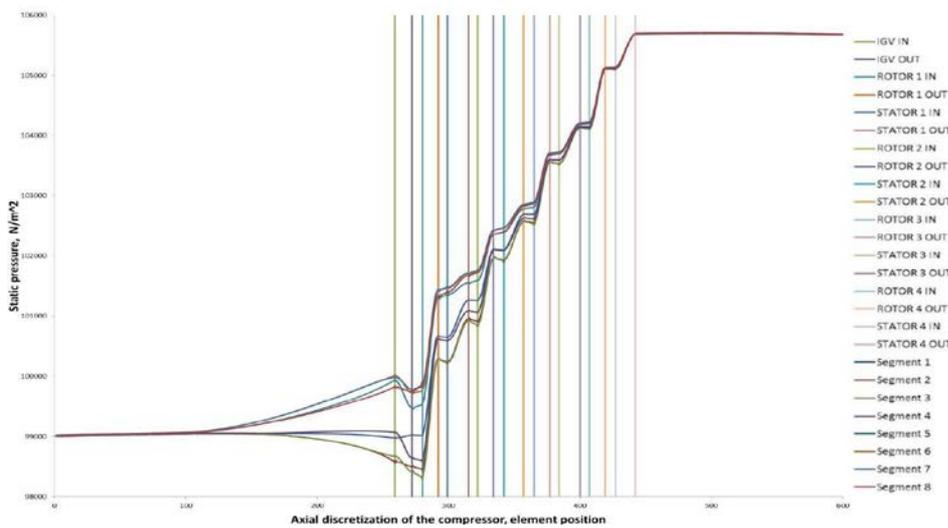


Figura 6: Evolución de la presión estática a lo largo del compresor y de los conductos de admisión y salida

El gradiente en presión estática frente al compresor da lugar a una importante redistribución circunferencial del flujo másico. Como consecuencia, se generan flujos tangenciales que cambian el ángulo de ataque a la entrada. Este efecto, estudiado por Mazzawy [7], pone en peligro la estabilidad del compresor en el caso de que los álabes entren en pérdida. En la Figura 7 se aprecia la generación de flujos tangenciales en la admisión, los cuales son rápidamente eliminados por los álabes guía (IGV).

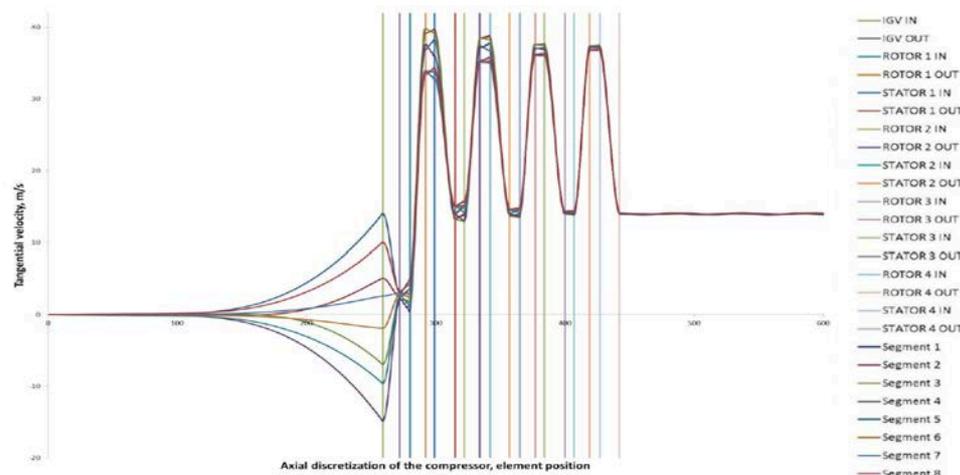


Figura 7: Velocidad tangencial, considerada positiva cuando sigue el sentido de rotación del compresor

Otros fenómenos importantes recogidos en la literatura, como la atenuación de la distorsión en presión total a lo largo del compresor o la generación a la salida de una distorsión en temperatura total salida son también reproducidos por el modelo (no se incluyen figuras por motivo de espacio).

3.2. Comparación con modelos de orden superior (2D y 3D).

La operación del rotor *NASA Rotor 37* bajo una distorsión en presión total a la entrada es estimada con el presente modelo. Los resultados obtenidos son comparados con simulaciones llevadas a cabo con otros dos modelos. El primero consiste en un código 2D, presentado en la referencia [2], que comparte con el presente modelo los mismos principios fundamentales. Sin embargo, resuelve numéricamente un sistema de ecuaciones de Euler 2D para simular flujos no uniformes circunferencialmente mientras que el presente modelo hace uso de la TCP. En segundo lugar, el software comercial CFX-ANSYS es empleado para llevar a cabo una simulación 3D. Tanto la simulación 2D como la 3D se deben al trabajo de Zoppellari [2].

Antes de simular condiciones de distorsión en el flujo de entrada, los modelos fueron calibrados con resultados experimentales obtenidos con flujo uniforme. En la Figura 8 se muestra la estimación de los tres modelos de la curva experimental a una determinada velocidad angular. Debido a que el flujo es circunferencialmente uniforme, el presente modelo y el modelo 2D coinciden en sus predicciones.

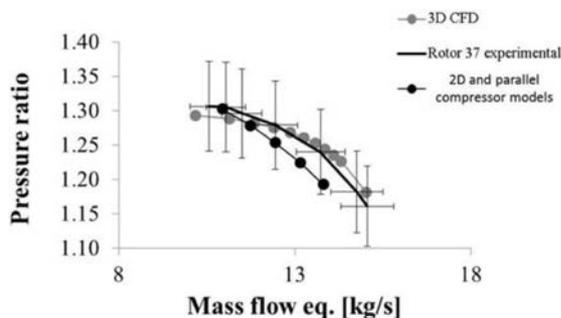


Figura 8: Curva característica del Rotor 37

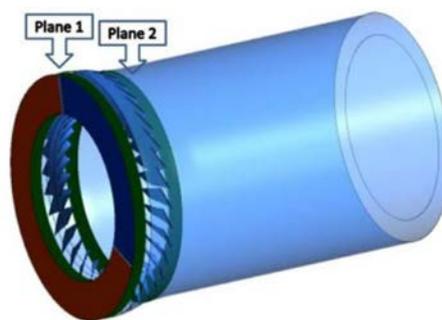


Figura 9: Dominio adoptado en ANSYS-CFX

Una vez que los modelos fueron calibrados, un caso de distorsión en presión total a la entrada es considerado. La distorsión cubre una región de 120°, donde la presión total es un 10% menor. La Figura 9 muestra el dominio 3D adoptado en ANSYS-CFX y la localización de los planos donde las propiedades del fluido son evaluadas para la comparación. Tanto el presente modelo como el modelo 2D discretizan el dominio en 600 elementos en la dirección axial y 36 segmentos en la dirección circunferencial. El principal objetivo es comparar la solución final en estado estacionario, por lo que simulaciones RANS con una malla de 11 millones de nodos fueron llevadas a cabo con el modelo 3D.

El resultado de comparar los tres modelos es expuesto en las Figuras 10-13, donde se muestran algunas de las propiedades del fluido en los planos 1 y 2 (ver Figura 9). Los valores del modelo 3D se obtienen haciendo la media en la dirección radial por cada posición circunferencial. Se puede observar como el presente modelo captura las tendencias predichas por el modelo 3D, el cual es considerado el modelo de mayor precisión.

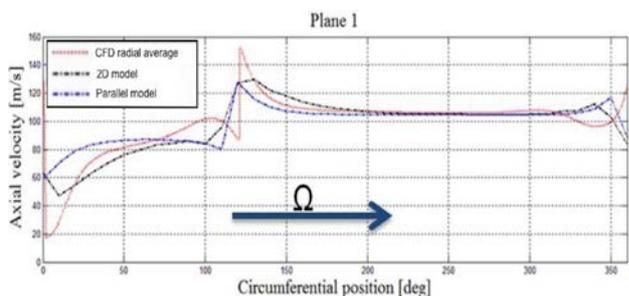


Figura 10: Velocidad axial. Plano 1.

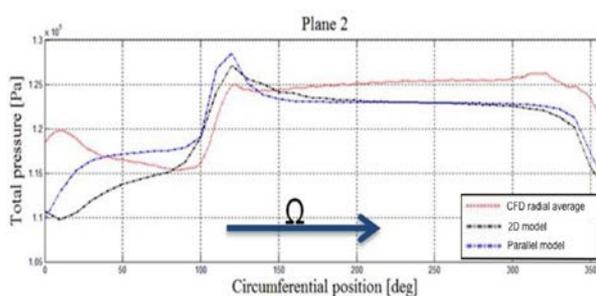


Figura 11: Presión total. Plano 2

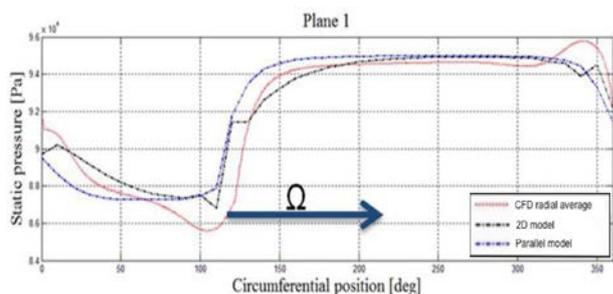


Figura 12: Presión estática. Plano 1.

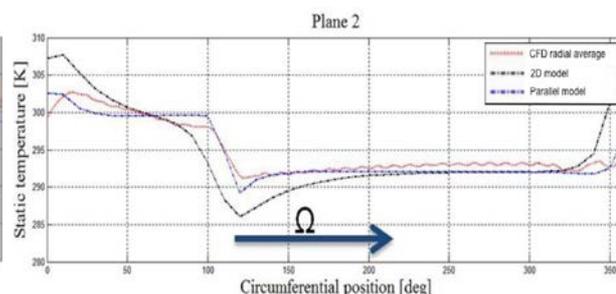


Figura 13: Temperatura estática. Plano 2

Es importante destacar que la simulación llevada a cabo con el presente modelo llevó menos de media hora en un ordenador portátil convencional mientras que ejecutar el modelo 3D requirió más de siete horas en un ordenador de alto rendimiento.

4. Conclusiones.

Un modelo de compresores en paralelo ha sido combinado con un código cuasi-1D de un compresor axial para extender su uso a condiciones de flujo no uniforme circunferencialmente. El modelo implementado presenta ciertas mejoras sobre la versión clásica de la TCP, ya que la interacción entre sub-compresores adyacentes es tenida en cuenta. El modelo final es usado para simular casos de distorsión en la presión total a la entrada. Los resultados obtenidos concuerdan tanto con observaciones experimentales como con las predicciones de otros modelos de mayor precisión pero mayor coste computacional.

5. Referencias.

- [1] PEARSON, H., MCKENZIE, A.B. *Wakes in Axial Compressors*. Journal of the Royal Aeronautical Society, Vol. 63, pp. 415-416 (Julio 1959).
- [2] ZOPPELLARI, S., PACHIDIS, V. *Unsteady Compressor Performance Assessment Using Euler Solvers*. En Proceedings of the ASME Turbo Expo 2014 (Düsseldorf, Alemania, 16-20 de Junio 2014)
- [3] S16 TURBINE ENGINE INLET DISTORTION COMMITTEE, *Inlet Total-Pressure-Distortion Considerations for Gas-Turbine Engines*. Society of Automotive Engineers, AIR5686, p. 1-280 (1983).
- [4] LONGLEY, J.P. GREITZER, E.M. *Inlet Distortion Effects in Aircraft Propulsion System Integration*. AGARD-LS-183 (Mayo 1992).
- [5] KORN, J. A. *Estimated Effect of Circumferential Distortion on Axial Compressors Using Parallel Compressor Theory and Dynamic Stall Delay*. AIAA 12th Aerospace Sciences Meeting, AIAA-74-233, Washington, D.C. (Enero 1974).
- [6] REID, C. *The response of Axial Flow Compressors to Intake Flow Distortion*. ASME Paper, 69-GT-29 (1969).
- [7] MAZZAWY, R.S. *Multiple Segment Parallel Compressor Model for Circumferential Flow Distortion*. ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 99, pp. 288-296 (Abril 1977).
- [8] DAY, I. J., E. M. GREITZER, N. A. CUMPSTY *Prediction of Compressor Performance in Rotating Stall*. ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 100 pp. 1-14 (Enero 1978).
- [9] COUSINS, W.T. DAVIS, M.W. *Evaluating Complex Inlet Distortion with a Parallel Compressor Model: Part 1- Concepts, Theory, Extensions and Limitations*. Proceedings of ASME Turbo Expo 2011. Vancouver, British Columbia, Canada (Junio 2011).
- [10] DAY, I. J. *Axial compressor performance during surge*. Journal of Propulsion and Power, Vol. 10, no. 3, pp. 329-336 (1994).