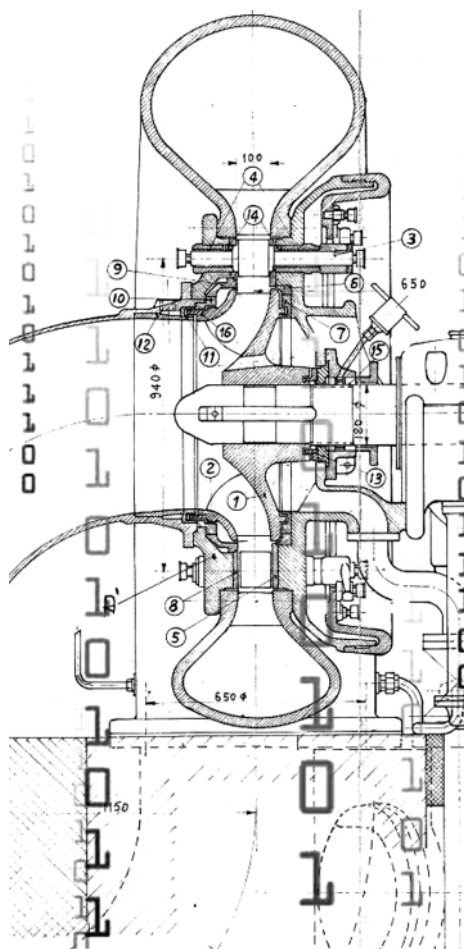


REVISTA Universidad EAFIT
Vol. 44. No. 152. 2008. pp. 90-114

Simulación numérica del flujo en turbomáquinas hidráulicas. Estado del arte y fuentes de error. Aplicación a turbinas francis*



Santiago Laín Beatove

Ph.D, Físico y matemático. Miembro del Grupo de Investigación en Mecánica de Fluidos y Grupo de Investigación en Energías, Universidad Autónoma de Occidente, Cali (Colombia).
slain@uao.edu.co

Manuel Julio García Ruiz

Ph.D en Ingeniería Aeronáutica. Miembro del Grupo de Investigación en Mecánica Aplicada, Universidad EAFIT, Medellín (Colombia).
mgarcia@eafit.edu.co

Brian Quintero Arboleda

Ingeniero Mecánico. Miembro del Grupo de Investigación en Mecánica de Fluidos, Universidad Autónoma de Occidente, Cali (Colombia) y del Grupo de Investigación en Mecánica Aplicada, Universidad EAFIT, Medellín (Colombia).
bquinter@eafit.edu.co

Santiago Orrego Bustamante

Ingeniero Mecánico. Miembro del Grupo de Investigación en Mecánica Aplicada, Universidad EAFIT, Medellín (Colombia).
sorrego1@eafit.edu.co

Recepción: 18 de agosto de 2008 | Aceptación: 15 de noviembre de 2008

* El presente trabajo se deriva del proyecto de investigación "Modelación dinámica computacional de la turbina Francis en condiciones reales de explotación". Este, a su vez, forma parte del contrato número 272 del 11 de diciembre de 2006, suscrito entre Colciencias, Empresas Públicas de Medellín y la Universidad EAFIT, para realizar el proyecto de investigación DIFRANCI "Investigación para el diagnóstico técnico de una turbina Francis en la central hidroeléctrica La Herradura, bajo una aproximación holística". Se agradece enormemente el apoyo económico y logístico de las entidades anteriormente mencionadas.

Resumen

Este artículo contextualiza el papel de la metodología de simulación numérica, Dinámica de Fluidos Computacional (CFD por sus siglas en inglés), como herramienta fundamental de apoyo en el proceso de diseño, optimización y análisis de turbomáquinas hidráulicas. Además de presentar una revisión del estado del arte en este campo, considerando tanto procesos estacionarios como no estacionarios, se discuten las fuentes de error, de modelado y numéricas, presentes en la simulación numérica de turbomáquinas hidráulicas. También se hace hincapié en las diferentes estrategias de modelado posibles así como en sus ventajas e inconvenientes, las cuales se ilustran en el caso particular de las turbinas Francis.

Palabras Clave

Turbomáquinas
Mecánica de fluidos
computacional
CDF
Turbina Francis

Numerical simulation of the flow in hydraulic turbo machines, state of art and sources of mistake. Application to Francis Turbines*

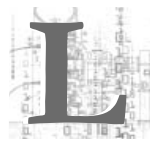
Abstract

This article puts into context the role of the methodology of numerical simulation, Computational Fluid Dynamic (CFD), as the basic supporting tool in the design, optimization and analysis of hydraulic turbo machines process. Besides presenting a review of the state of art in this field, taking into account both steady and unsteady processes, sources of error, both modeling and numerical ones, found in the numerical simulation of hydraulic turbo machines are discussed. The different possible modeling strategies as well as their advantages and disadvantages, which are illustrated in the particular case of Francis Turbines, are also emphasized.

Key words

Turbo machines
Computational Fluid
Dynamics- CFD
Francis turbine

Introducción



La energía hidroeléctrica es una fuente limpia y renovable puesto que utiliza únicamente agua. Las máquinas que aprovechan esa fuente de energía son las turbinas hidráulicas. Estas se construyen desde hace mucho tiempo y la tecnología

empleada en ese proceso ya ha alcanzado una gran madurez, con eficiencia máxima mayor al 95%. No obstante, lograr esta eficiencia requiere un gran esfuerzo de ingeniería ya que las turbinas hidráulicas usualmente son productos individuales y deben diseñarse para unas condiciones locales determinadas, tales como la altura de salto (*head*) y el caudal o descarga. Requiere, por tanto, un

* The present paper derives from the research Project “Dynamic computational modeling of Francis Turbine in real exploitation conditions”. At the same time, it also makes part of the agreement number 272, December 11, 2006, signed by Colciencias, Empresas Públicas de Medellín and EAFIT University, to do the DIFRANCI research Project “Research for the technical diagnosis of a Francis turbine en La Herradura, hydroelectric power station, under a holistic approach”. We are deeply grateful to the above mentioned entities for their financial and logistic support.

diseño específico para los diferentes componentes de la turbina. El proceso tradicional de diseño contempla experimentos, medidas y tests de modelos que implican una gran inversión de tiempo y dinero. En los últimos 15 o 20 años, se ha adoptado la simulación numérica o CFD (*Computational Fluid Dynamics*) como un elemento más para el diseño y análisis de turbinas, acortando significativamente los tiempos de desarrollo y ahorrando dinero (Iwase, Sugimura & Shimada, 2006; Wu *et al.*, 2007; Keck and Sick 2008).

Además, pequeñas reformas en la geometría de los elementos rotantes de una turbina hidráulica pueden tener un gran efecto positivo desde el punto de vista de costos de mantenimiento y operación para el sector hidroeléctrico. En ese sentido, para que dichas mejoras puedan identificarse en los primeros momentos del proceso de diseño, es necesario considerar todos y cada uno de los componentes y las respectivas interacciones entre ellos. El proceso de optimización, basado en la simulación, consiste en un paquete de software de simulación avanzada acoplado con un entorno CAD, lo cual puede desempeñar un papel crítico en los diseños preliminares y ayuda a detectar posibles problemas y a encontrar el camino más rápido para la optimización de la máquina.

El primer paso en cualquier modelo de CFD es crear una geometría que represente el objeto que se va a modelar. Por consiguiente, se debe generar una malla (Figura 1, izquierda) donde viven las celdas o volúmenes de control. Una vez que la malla está finalizada, se especifican las condiciones iniciales de frontera y los valores de entrada; el software resuelve las ecuaciones de estado para cada celda hasta que se obtiene una convergencia aceptable. Cuando el modelo ha sido resuelto, los resultados pueden analizarse numérica y gráficamente (Figura 1, derecha).

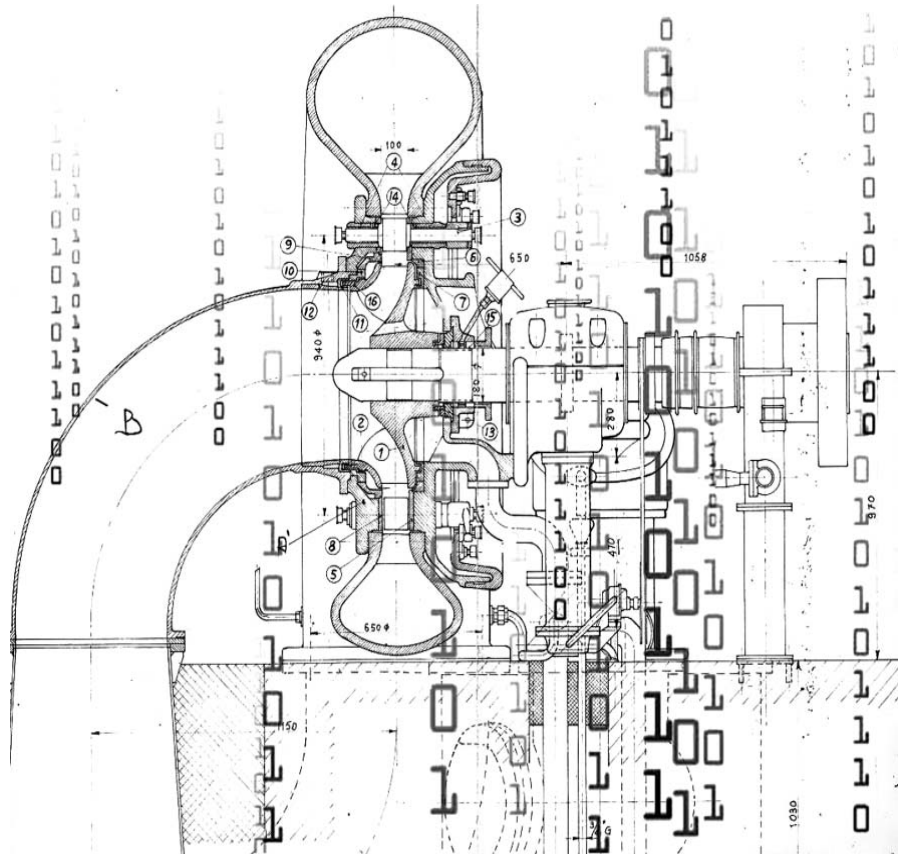
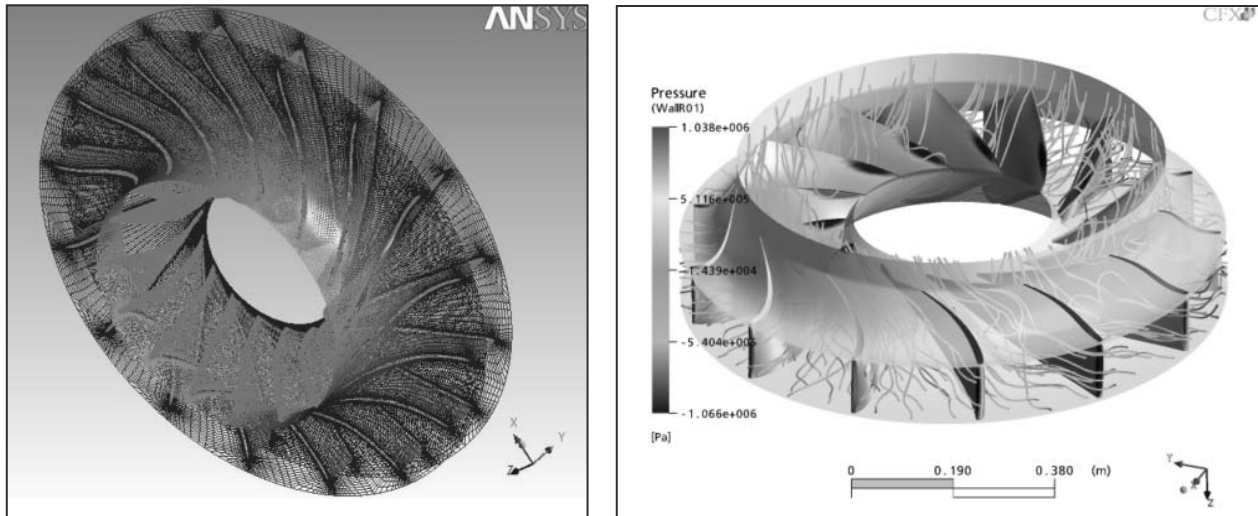


Figura 1. Malla computacional (izquierda) y distribución de presiones (derecha) en los álabes de un rodete de una turbina Francis



Fuente: Elaboración propia

De hecho, en los últimos años, con el rápido desarrollo de la tecnología computacional y la CFD avanzada, se ha tornado en una tarea casi rutinaria la simulación del flujo interno en componentes individuales o múltiples de una turbomáquina (Vu y Shyy, 1994; Sabourin, Labrecque & Henau, 1996; Ruprecht *et al*, 1998).

Sin embargo, el flujo en una turbina hidráulica es extremadamente complejo puesto que generalmente es turbulento, no estacionario, aparecen altos gradientes de presión, posiblemente sea bifásico agua – aire y altamente tridimensional (3D) con fuertes efectos de la rotación y la curvatura. Por estas razones, la simulación numérica y la predicción del flujo en estas máquinas son tareas muy exigentes y no están exentas de dificultades.

Una situación concreta en el caso de las turbinas hidráulicas viene determinada por el hecho de la demanda variable de energía en el mercado, lo cual significa que el beneficio económico depende muy a menudo de la capacidad de operación eficiente a cargas parciales, lejos de las condiciones óptimas

de funcionamiento. Ahora bien, cuando las turbinas Francis operan a carga parcial presentan un vórtice muy intenso o torcha (*vortex rope*), a la salida del rotor. Conforme el flujo rotante se decelera en el tubo de descarga, surge una inestabilidad hidrodinámica en la que el vórtice anterior cambia su posición de forma periódica creando altas fluctuaciones de presión no estacionarias en las paredes del tubo de descarga; estas, con el tiempo, podrían llevar a un fallo por fatiga del material. Dicho fenómeno es especialmente severo cuando la frecuencia de las oscilaciones de la torcha se acopla con la frecuencia resonante de la turbina o del circuito.

Dado que no es posible, o requiere una gran inversión de recursos, medir el comportamiento de la torcha en las turbinas en funcionamiento, la simulación numérica constituye una alternativa para obtener la frecuencia, amplitud de los pulsos de presión y otros parámetros bajo varias condiciones de operación y geometrías de turbina. Esta información posibilita optimizar el diseño de las máquinas para reducir la intensidad de la torcha

y mitigar las fluctuaciones de presión residuales minimizando el daño por fatiga. Para calcular esos efectos dinámicos es esencial realizar una simulación transitoria del flujo, incluyendo las diferentes interacciones entre los componentes. Debido a la no uniformidad del flujo en la carcasa espiral y al desigual posicionamiento de los álabes del distribuidor y del rodete, es necesario considerar la turbina completa con todos los canales hidráulicos del rotor y los álabes directrices con una malla suficientemente refinada. Actualmente, esa simulación está fuera del alcance de la capacidad de cálculo por lo que en la literatura es común realizar simplificaciones en las simulaciones no estacionarias. En la sección 3 se revisan algunas de esas aproximaciones.

Es necesario recalcar que el uso de CFD en el diseño y análisis de turbomáquinas ha sido ampliamente aceptado por las grandes compañías en las últimas dos décadas. Como muestra de ello, se citan a continuación los comentarios sobre el resultado de las simulaciones no estacionarias realizadas por GE Hydro:

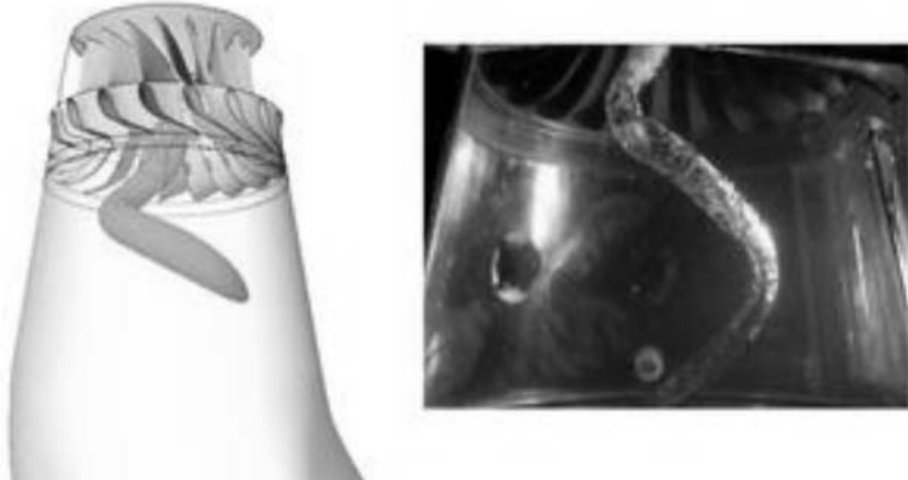
Comparison of the simulation predictions and physical measurements showed very good agreement. The numerically calculated static pressure fluctuations matched up well against the experimental data. The pressure fluctuation amplitude was well predicted at the runner outlet and its evolution in the cone was in good agreement with experimental data for all sensors' angular positions. The difference between the experimental results and numerical predictions was less than 2.5% for mean pressure level, approximately the same as the measurement accuracy. The numerical mean velocity field also showed good agreement with the physical measurements. The phase average vector field shows only a small difference, being closer to the cone wall in the numerical simulation. The vorticity field, which shows the vortex position, was well predicted by the numerical calculations with a difference of 5% of the radius between the predicted position and the measured one.

The vortex intensity is about 18% smaller in the numerical calculations. This difference can be explained by the relatively coarse mesh used for the draft tube geometry, especially in the draft tube cone region.

«While vortex ropes have been simulated in the past, this is the first time that a simulation of a rotating rope has been compared to detailed experimental measurements, currently in cavitation-free conditions» says Thi Vu, Senior Hydraulic Engineer for GE Energy. «The accuracy of the predictions for vortex global quantities, pressure pulsation amplitude and vortex frequency is very good. The quantitative analyses of mean velocity field, phase average velocity field, vorticity and vortex centre position also show good agreement».

«These results confirm the use of CFX to simulate the vortex rope», continues Vu. «We are moving ahead to use this new method for the purpose of designing new hydroelectric turbines and troubleshooting problems with existing turbines. In particular, we are planning to take advantage of the parallel capabilities of CFX by utilising a larger number of faster processors to reduce solution times, preferably to less than 24 hours. Ansys CFX enables us to design turbines faster and for a wide range of operation, helping to make GE Energy more competitive in the market place». ("Computational fluid dynamics software...", 2005)

Figura 2. Simulación no estacionaria (izquierda) de la torcha que aparece a la salida del rotor de una turbina Francis (derecha)



Fuente: Ciocan *et al.* (2007, 150)

1. Simulación Numérica de Turbomáquinas Hidráulicas

El potencial de la simulación numérica en turbomáquinas hidráulicas yace, por un lado, en la predicción de las condiciones de funcionamiento y, por otro, en el análisis del flujo interno, algo que desde el punto de vista experimental es difícil o imposible de lograr. Una gran ventaja frente a las medidas es la disponibilidad de las ecuaciones de evolución temporal del flujo. Además, la realización de estudios paramétricos, por ejemplo variaciones en la geometría y condiciones de carga, es rápida y barata. Sin embargo, a pesar de que en los últimos años el desarrollo de la CFD ha alcanzado un buen nivel, sus resultados deben validarse frente a las medidas experimentales. Estas, desarrolladas conjuntamente con la simulación, constituyen una combinación óptima de desarrollo.

Por otro lado, debido a la fuerte interacción existente en las turbomáquinas hidráulicas entre las partes rotantes y estacionarias, se necesita realizar el cálculo acoplado de todas ellas. La influencia del grado de simplificación en el modelado de ese acople en los resultados numéricos depende de

muchos factores y no solamente del tipo de máquina. Entre esos factores se puede citar el modelado del flujo turbulento como el más importante a la hora de realizar un buen cálculo numérico. No existe en la literatura, hasta el momento, un modelo de turbulencia universal que funcione suficientemente bien en todos los casos, por lo que el modelado correcto del flujo turbulento sobre todas las piezas de la turbomáquina hidráulica constituye un problema abierto. La obligatoria validación frente a diferentes modelos de turbulencia apropiados permite cuantificar la influencia en el resultado final.

A continuación, se aborda la revisión del estado del arte en los diferentes aspectos de la simulación numérica del flujo en turbomáquinas hidráulicas.

En el caso de las turbomáquinas hidráulicas se puede decir que los métodos de predicción teóricos y los procesos descritos en la literatura (Traupel, 1977; Pfeleiderer, 1991; Stoffel, 2000) conducen a relativamente buenos resultados. Con un tratamiento unidimensional y el uso de hipótesis empíricas para las pérdidas, se pueden simular las condiciones de funcionamiento de la máquina

con suficiente exactitud (Patel, 1981; Lauer & Stoffel, 1994). Para predecir con mayor precisión el flujo tridimensional en el rotor se requiere aplicar métodos potenciales, los cuales desprecian la fricción, con un campo de velocidades irrotacional fijado. El método descrito por Wu (1952) posibilita el uso de un esquema Euleriano cuasi-3D superponiendo varios planos de flujo meridionales y transversales. Con una simplificación de ese método propuesta por Schilling (1991), suponiendo simetría rotacional, se utiliza tan solo una superficie de flujo meridional representativa.

Las ecuaciones de Euler 3D permiten calcular con cierta precisión el flujo en una turbomáquina, incluso aunque en ese los efectos de la fricción no sean despreciables (Hillewaert & van den Braembussche, 1999; Lakshminarayana, 1996). Esta aproximación se presta para la investigación de la interacción entre elementos, como se muestra en Riedel (1997) en el caso de una bomba, y en Fatsis, Pierret y van den Braembussche (1997) en un turbocompresor. Para el cálculo del flujo tridimensional en turbomáquinas hidráulicas considerando los efectos de la fricción se deben considerar las ecuaciones de Navier – Stokes, las cuales deben promediarse temporalmente siguiendo el procedimiento de Reynolds si se considera la turbulencia del flujo.

El procedimiento descrito puede considerarse el estado del arte hoy por hoy, por lo que existe un gran número de trabajos numéricos sobre turbomáquinas donde se utiliza esta metodología. Por ejemplo, Ritzinger (1997) muestra resultados detallados del flujo viscoso turbulento en rotores y Shuliang (1999) investiga la caída de presión y el campo de velocidades 3D en un rodete. Schenkel (1998) calcula el flujo viscoso en un canal hidráulico del rotor asumiendo simetría rotacional. En todos estos trabajos se puede observar que un problema básico de las simulaciones numéricas es la elección de las condiciones de contorno entre los elementos de una turbomáquina, las cuales pueden generar considerables problemas de convergencia. El cálculo acoplado de varios elementos o de toda la turbomáquina facilita además el cálculo de las interacciones entre los elementos.

Una cuestión básica en el cálculo del flujo a través de elementos acoplados es el modelado numérico del movimiento relativo entre el rotor y los álabes directrices. Las dos hipótesis cuasi-estacionarias, acoplo directo (*Frozen Rotor*) y promedio acimutal (*Mixing plane* o *Stage*), que se describen posteriormente, desprecian los términos de evolución temporal en las ecuaciones de Navier-Stokes, por lo que en el modelo no tiene lugar ningún movimiento relativo. A pesar de despreciar los términos no estacionarios, esta hipótesis es empleada por numerosos autores ya que representa un gran ahorro de tiempo frente a los métodos no estacionarios (del orden de 10 a 100 veces más costosos). Sedlar y Mensik (1999) comparan ambos métodos para bombas radiales y Sedlar, Vlach y Soukal (1999) lo hacen para las axiales. Muggli *et al.* (1999) investigan una bombaturbina, y varios autores —Van Hoyningen-Huene y Hermeler (1999) o Chen y Liaw (1997)— simulan el giro del rotor promediando varias posiciones relativas. El flujo secundario en el cálculo acoplado estacionario es investigado por Majidi (1997), mientras que Zimnitzki (2000) considera la influencia del rotor en la optimización de la carcasa espiral.

No obstante, a pesar de que algunos efectos de la interacción entre componentes se pueden describir suficientemente bien bajo la hipótesis cuasi-estacionaria, las estimaciones más precisas deben recurrir al acoplo no estacionario. Por ejemplo, la magnitud de la fuerza de inercia en una bomba centrífuga hace necesaria esta aproximación (Treutz, 2002). Fritz (1999) investiga realmente la interacción no estacionaria entre los elementos y el rotor de una máquina hidráulica. Shi y Tsukamoto (2001) analizan tanto la interacción potencial como el efecto no estacionario de la diferencia de velocidad de rotación entre el rotor y un difusor radial alabeado. En el caso de una bomba radial, Dick *et al.* (2001) presentan una comparación entre diferentes métodos de acoplo, entre tanto, Kaechele, Hauff & Aschenbrenner (2001) consideran una bomba-turbina en ambos modos de funcionamiento.

El resultado emergente es que bajo la hipótesis cuasi-estacionaria el acoplo directo (*Frozen Rotor*) funciona mejor en el caso de máquinas radiales; en particular, es muy ventajoso en turbinas, mientras que el promedio acimutal (*Mixing Plane* o *Stage*) es más apropiado para máquinas axiales. Gugau (2000) y Gugau, Matyshock y Stoffel (2001) sustentan esta afirmación a partir de la investigación sobre una turbina ATL y un compresor ATL. Además, el promedio acimutal se desaconseja en el caso de bombas radiales con pequeña anchura radial del difusor. Frecuentemente, el acoplo directo en conjunción con un promedio de resultados obtenidos en diferentes posiciones relativas se suele clasificar como idóneo, lo cual no es claro desde el análisis de los fundamentos físicos del modelo. Por consiguiente, la hipótesis cuasi-estacionaria debe evaluarse críticamente en comparación con el acoplo no estacionario y este último debe preferirse atendiendo a criterios de precisión.

En los últimos años se han realizado investigaciones numéricas utilizando modelos de turbulencia. Entre ellas se pueden citar los trabajos de Treutz (2002) que utilizó el modelo $k-\varepsilon$ y Menter (1994) con el modelo SST (*Shear Stress Transport*). Ng y Tan (1999), además de realizar varias observaciones fundamentales sobre la capacidad predictiva teórica de los modelos de turbulencia, recomiendan utilizar al menos modelos de turbulencia de dos ecuaciones para el uso en turbomáquinas. La investigación de Ojala, Rautaheimo y Siikonen (1998) ilustra la influencia de considerar los efectos de rotación en el modelo de turbulencia a través de tres variantes; sin embargo, estas producen modificaciones marginales en el campo de velocidades, las cuales se deben a la modificación de la viscosidad turbulenta. Otros estudios incluyen el uso de la sofisticada LES (*Large Eddy Simulation*) en una turbina Francis (Song *et al.*, 1996) y en el rodete de una bomba centrífuga tanto en el punto de diseño como en puntos fuera de este (Byskov, Jacobsen & Pedersen, 2003).

Las características básicas y los desafíos para la validación de modelos de turbulencia en las

turbomáquinas hidráulicas se pueden resumir de la siguiente forma (una buena revisión de trabajos sobre estas temáticas se encuentra en Casey, 2002):

- El modelado de la turbulencia es, sobre todo, la principal causa de las limitadas capacidades predictivas de los métodos numéricos en turbomáquinas.
- Modelos de turbulencia “simples” ya están proporcionando resultados útiles.
- Modelos teóricamente “más apropiados” no necesariamente proporcionan mejores resultados.
- Existen pocos estudios que comparen modelos de turbulencia en turbomáquinas hidráulicas con referencia a resultados, convergencia, velocidad o manipulabilidad.
- Todavía existe gran necesidad de validación, por ejemplo, referente a la relación entre el modelo de turbulencia, tratamiento de las paredes y pérdidas calculadas.

Adicionalmente existe el problema de la dependencia de los resultados con el código computacional utilizado. Laccarino (2001) lo demuestra con el cálculo de un difusor axisimétrico en dos dimensiones, al aplicar tres programas CFD comerciales. A pesar de recurrir a parámetros de cálculo idénticos y el mismo modelo de turbulencia ($k-\varepsilon$ en versión Launder – Sharma) obtuvo resultados disímiles, lo cual indica variadas implementaciones de los modelos o distintos procedimientos de discretización. Por tanto, incluso una comparación de un mismo modelo de turbulencia con diferentes códigos CFD resulta problemática.

Gugau (2004) concluye que el estado del arte en la validación de los modelos de turbulencia en turbomáquinas hidráulicas se puede resumir como sigue:

- Muchos de los efectos importantes no tienen origen viscoso, por lo que los métodos basados

en las ecuaciones de Euler proporcionan buenos resultados. Esto ha hecho que se haya postergado la necesidad de validar los modelos de turbulencia.

- Predominantemente se han utilizado modelos de dos ecuaciones con funciones de pared para evitar el refinamiento de la malla en las cercanías de la pared.
- Hasta el momento no existen validaciones frente a modelos $k-\varepsilon$ no lineales.
- En la literatura existen pocos trabajos que refieran utilización de modelos de bajo número de Reynolds para resolver el flujo cerca de las paredes (Nilsson & Davidson, 2001).
- La influencia de la inclusión de los efectos de rotación en las ecuaciones de la turbulencia en los parámetros de funcionamiento es escasa.

Menter, Langtry y Hansen (2004) presentan algunos comentarios sobre el uso de modelos de turbulencia en la simulación del flujo en turbomáquinas. Dado que la mayoría de los flujos internos en turbomáquinas se desarrollan a números de Reynolds relativamente bajos, se requieren modelos de turbulencia que puedan integrarse a través de la subcapa viscosa de la capa límite. La necesidad para la integración a través de la subcapa viscosa viene determinada por varios factores: 1. En los flujos a bajos números de Reynolds, la subcapa viscosa contribuye de forma significativa al desplazamiento de la capa límite; la aplicación de las funciones de pared como condición de frontera desprecia dicha contribución y resulta en un efecto de desplazamiento incorrecto. 2. El uso de las funciones de pared dificulta con frecuencia la resolución de la capa límite con un número suficiente de nodos, y no es apropiado para los procesos de control de calidad. 3. Un modelo de tratamiento del flujo en las cercanías de una pared debe proporcionar resultados razonables incluso en geometrías complicadas y sobre mallas de calidad limitada (altas razones de aspecto,

bajos ángulos de la malla, grandes coeficientes de expansión...), tal y como se encuentran en casi todas las aplicaciones en turbomáquinas. Por tales razones, estos autores proponen utilizar la ecuación para la frecuencia turbulenta ω en lugar de la ecuación para la disipación de la energía cinética turbulenta, ε .

Por otro lado, en casi todas las simulaciones turbulentas en turbomáquinas se utiliza el concepto de viscosidad turbulenta. Tiene la ventaja de que el esfuerzo numérico para resolver el modelo es moderado. En el caso de modelos con dos ecuaciones, el incremento en tiempo de CPU, comparado con la solución laminar, es del orden del 10%. Además, los modelos basados en la viscosidad turbulenta son numéricamente robustos, que es una característica importante de un modelo de turbulencia para un ingeniero que trabaje con CFD en el área de proyectos. Sin embargo, es bien sabido que los modelos de dos ecuaciones no proporcionan la respuesta correcta a los gradientes de presión adversos, a menos que se tome en cuenta el transporte de la componente principal de los esfuerzos cortantes turbulentos. En el nivel más simple, esto puede lograrse con el limitador *Shear Stress Transport* (SST) (Menter, 1994).

La experiencia demuestra que no todos los flujos pueden calcularse satisfactoriamente con los modelos basados en la viscosidad turbulenta. Modelos de segundo orden algebraicos (*Algebraic Stress Models*, ASM) o diferenciales (*Reynolds Stress Models*, RSM) incorporan efectos físicos adicionales, ausentes en los modelos de viscosidad turbulenta tradicionales, como los flujos secundarios en esquinas, curvatura de las líneas de corriente, efectos de rotación en el sistema. Por ejemplo, el vórtice no estacionario generado en turbinas Francis a carga parcial (i.e., la torcha) no es descrito correctamente por los modelos basados en la viscosidad turbulenta, ya que estos conducen a una solución estacionaria que no

reproduce las fuertes pulsaciones de presión en el tubo de descarga (Sick *et al.*, 2002). En contraste, el modelo RSM proporcionaba resultados mucho mejores. Por ello, Menter *et al.* (2004) recomiendan una formulación de segundo orden RSM combinada con la ecuación para la frecuencia turbulenta, ω , y un tratamiento de pared automático como alternativa a los modelos de dos ecuaciones.

Un comentario aparte merecen los métodos de simulación de grandes escalas (*Large Eddy Simulation*, LES). Durante un tiempo se pensó que los flujos en turbomáquinas podrían ser la primera aplicación industrial de LES ya que en ellas los números de Reynolds suelen ser moderados, con la ventaja adicional de que la transición turbulenta podría capturarse. Sin embargo, en el proyecto europeo Lesfoil (Davidson *et al.*, 2003) se encontró que incluso los flujos a números de Reynolds moderados son extremadamente difíciles y costosos para calcularlos con LES. Por tanto, parece que la aplicación práctica de LES en el diseño de ingeniería de turbomáquinas necesita esperar todavía unos cuantos años.

2. Fuentes de error en la simulación numérica de turbomáquinas

Los errores de cálculo de CFD son parcialmente responsables de la desviación de los resultados numéricos respecto de los valores experimentales. Por tanto, es legítimo comparar los resultados numéricos con los experimentales y estimar para los primeros unos intervalos de confianza, usando la metodología estándar del cálculo de errores habitualmente utilizada en el procesado de medidas experimentales. La frecuente ausencia de los intervalos de confianza en los valores numéricos se debe a la dificultad de estimarlos, puesto que existe una multiplicidad de factores que pueden falsear los resultados. Tan solo uno de esos factores, el error de discretización, puede realmente analizarse desde un punto de vista matemático riguroso. Sin embargo, la estimación

del error numérico basado únicamente en tal causa es dudoso ya que la influencia de otras fuentes de error puede ser mayor. Es indispensable, por tanto, para la estimación de los intervalos de confianza de los resultados numéricos, conocer todas las posibles fuentes de error y su importancia relativa en un caso específico.

2.1 Fuentes de error en los cálculos CFD

La discusión sobre los errores y las incertidumbres en las herramientas de simulación CFD, así como su estimación, requieren una terminología unificada. En tal sentido se adoptan las definiciones propuestas por Roache (1998) y la Guía AIAA (1998) sobre validación y verificación de simulaciones CFD.

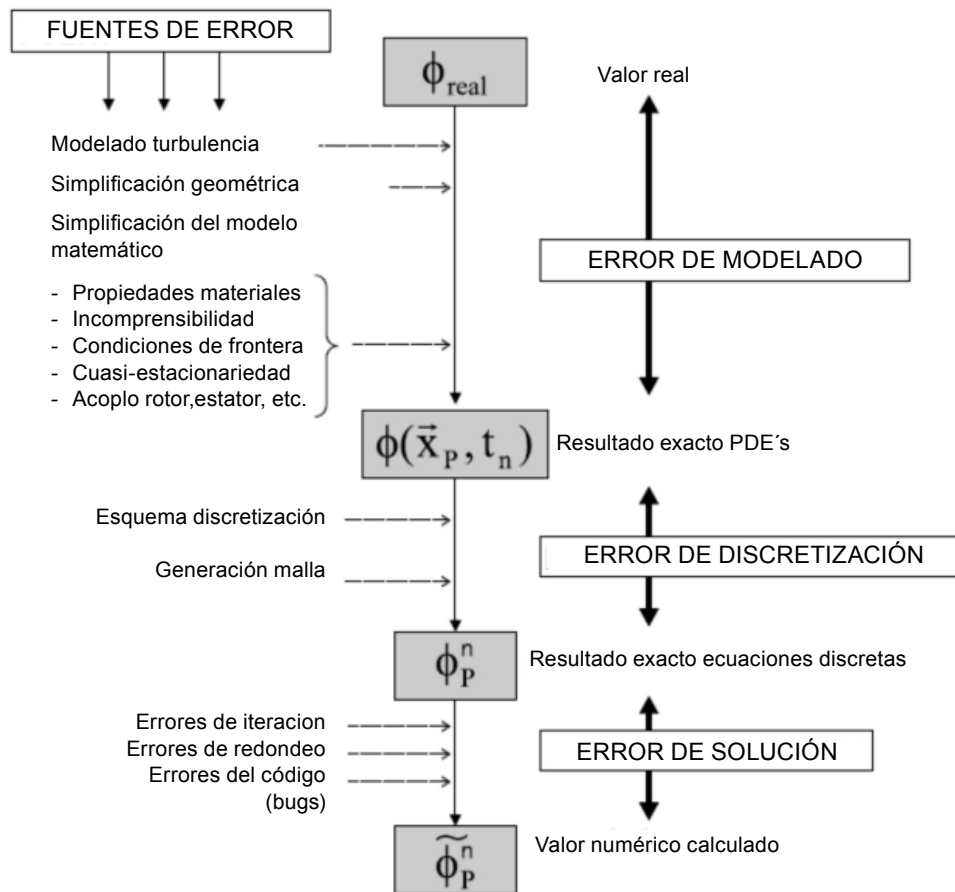
Error: el error total es la diferencia entre el valor numérico calculado y el del flujo real; este se subdivide en error de modelado y error numérico.

Verificación: proceso de estimación de la incertidumbre numérica.

Validación: proceso de estimación de la incertidumbre del modelado.

No obstante que aquí aparecen independientes, desde un punto de vista técnico es casi imposible estimar los respectivos errores por separado. Las fuentes de error que afectan el resultado de una simulación CFD se pueden observar en la Figura 3 siguiendo un orden cronológico. Sin pretender ser completos, se muestran los factores más importantes que intervienen en la simulación de una turbomáquina.

El error total se divide en error de modelado, error de discretización y error de solución; los dos últimos se agrupan en el error numérico.

Figura 3. Fuentes de error y división de una tarea CFD

2.1.1 Errores de modelado

El error de modelado es la diferencia entre el valor real ϕ_{real} y la solución exacta $\Phi(\bar{x}_P, t_n)$ de las ecuaciones diferenciales que describen el comportamiento del flujo. Este error surge del uso de métodos numéricos y viene parcialmente influenciado por el usuario. Contiene conjuntamente simplificaciones y suposiciones surgidas de la construcción matemática del modelo como por ejemplo:

- Establecimiento de los límites geométricos del dominio de cálculo y condiciones de frontera.
- Hipótesis referentes a las propiedades materiales.

- Elección de las ecuaciones que representan la turbulencia.
- Consideración de procesos no estacionarios.

Estas fuentes de error raramente están cuantificadas. Únicamente pueden minimizarse a través de la experiencia y con aplicaciones en casos específicos, sobre todo las referentes al primer punto.

2.1.2 Errores numéricos

La diferencia entre las soluciones exactas de las ecuaciones diferenciales de evolución en el punto $\Phi(\bar{x}_P, t_n)$ \bar{x}_P y tiempo t_n y la solución exacta del sistema lineal discreto Φ_P^n se llama

error de discretización. Surge del hecho de que las ecuaciones discretas tan solo son una aproximación de las ecuaciones diferenciales. Si se utiliza un esquema de discretización consistente, estos errores tienden a cero conforme se refina la malla y el paso temporal tiende a cero. Por consiguiente, para minimizar este error se deben realizar análisis de la calidad de la malla y un estudio de la independencia de la solución con la resolución de la malla.

Debido al uso de métodos de solución iterativos, la solución exacta de las ecuaciones discretas no es el resultado real del cálculo numérico. La diferencia entre Φ_p^n y la solución calculada Φ_p^n se conoce con el nombre de error de solución y la suma de los errores de solución y de discretización constituye el error numérico. Los errores de solución son originados por:

- Interrupción de la solución iterativa (criterio de convergencia)
- Errores de redondeo debido a la representación finita de los números en el computador
- Errores en el código

Los errores en las iteraciones pueden controlarse con el método de los residuos de las variables resueltas. Los errores de redondeo pueden minimizarse utilizando una representación de números reales en doble precisión. Los errores en el código del programa no pueden descartarse totalmente y pueden propagarse a versiones posteriores.

2.2 Errores de modelado en turbomáquinas

En la validación de los cálculos CFD en turbomáquinas radiales, según la definición dada en el párrafo anterior, es necesario entender la estimación de la influencia de las diferentes causas de error de modelado. La geometría exacta de piezas complejas como el rotor, álabes directrices y carcasa espiral es frecuentemente simplificada; por ejemplo, el borde de ataque de los álabes

del rotor no es totalmente redondeado para la resolución de malla elegida.

En las máquinas hidráulicas, el error cometido al fijar como constantes las propiedades materiales es prácticamente despreciable, ya que la densidad y viscosidad dinámica del agua líquida cumplen esa condición. Sin embargo, es conocido que tanto en bombas como turbinas hidráulicas existe un pequeño aumento de temperatura debido a las pérdidas en el flujo; pero este es tan mínimo que no justifica la solución adicional de la ecuación de la entalpía.

La elección de las condiciones de contorno es fundamental para toda simulación numérica. En sistemas de ecuaciones diferenciales no estacionarios, elípticos y parabólicos, las características del flujo interno, por ejemplo la existencia de puntos de estancamiento en los bordes de ataque de los álabes del rotor, pueden propagarse hasta la zona de entrada. Por consiguiente, es obligatorio imponer unas condiciones de entrada físicamente correctas, incluso extendiendo el dominio de cálculo convenientemente. Este hecho es bien conocido en bombas centrífugas, donde en el modelado es razonable extender el canal de entrada al rotor una longitud de tres diámetros del tubo de aspiración, fijando como condición el flujo volumétrico medido. En turbomáquinas hidráulicas, la condición de salida acostumbrada de presión constante puede ser incluso un error de modelado. En máquinas reales, las variaciones de presión en el tubo de aspiración pueden amortiguarse debido a las variaciones de presión en el acoplo rotor-estator; sin embargo, con una condición de salida de presión constante es difícil observar dichas variaciones en el campo de presiones e, incluso, en el de velocidades. Una extensión del dominio de cálculo puede, a pesar de la difusión numérica, reflejar dichas variaciones de presión. Comentario aparte merece la influencia de la rugosidad de la pared (Münch, 2000), a menudo despreciada.

Especialmente decisivo para el cálculo correcto de las interacciones rotor-estator es la descripción matemática del acoplo entre el rodete rotante y los elementos estacionarios (carcasa espiral y

álabes directrices). A continuación se describen las posibilidades para este modelado.

El flujo en una turbomáquina es siempre periódico no estacionario y es gobernado por la interacción entre el rodete rotante y los elementos estacionarios. Todo flujo de este tipo puede describirse utilizando dos escalas temporales características: el tiempo convectivo t_C y el tiempo característico de las perturbaciones periódicas t_D . El tiempo convectivo t_C es el tiempo de residencia característico de un elemento fluido en el rotor, mientras que t_D es el tiempo característico de la perturbación del flujo en el rotor debido a la interacción con los elementos estacionarios. Hodson (1991) construye la frecuencia reducida ω_{red} como el cociente de ambas escalas temporales para turbomáquinas axiales. En el caso de turbomáquinas radiales se escribe en función del número de álaves del rotor, z_s , y el número de revoluciones n [s^{-1}]:

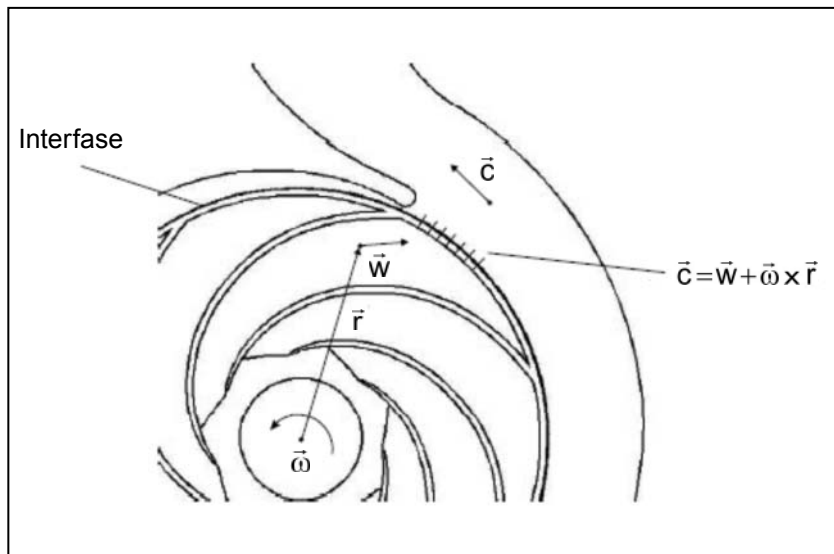
$$\omega_{red} = \frac{t_C}{t_D} = \frac{l_R z_s n}{\bar{\omega}_R}$$

donde l_R y $\bar{\omega}_R$ son la longitud media de una línea de corriente a través del rotor y la velocidad de rotación media de una partícula fluida a lo largo de su trayectoria. La magnitud ω_{red} representa una medida de la importancia relativa o la influencia de los efectos no estacionarios. El valor de ω_{red} para una turbomáquina indica el posible modelo numérico a utilizar para describir el acoplo rotor-estator.

En el caso $\omega_{red} \ll 1$ se obtiene el flujo cuasi-estacionario, lo cual implica que el tiempo convectivo es muy pequeño y la influencia de los cambios periódicos es pequeña. Sin embargo, en el caso de turbomáquinas radiales la frecuencia reducida muestra valores apreciables por lo que, basados en este criterio, casi nunca se presenta un comportamiento cuasi-estacionario. No obstante, en la práctica los métodos cuasi-estacionarios son los más frecuentes ya que son claramente más económicos que un cálculo transitorio.

A continuación se presentan los métodos más conocidos para tratar el acoplo rotor-estator con un orden de creciente complejidad.

Figura 4. Modelado del acoplo rotor-estator con el método "Frozen Rotor"



2.2.1 Método directo (Frozen Rotor)

Con el acoplo *Frozen Rotor*, el rotor y el estator se calculan en diferentes sistemas de referencia, cada uno de los cuales se trata como estacionario. En cada punto de la interfase se realiza una simple transformación de coordenadas para los vectores de velocidad entre el sistema de referencia rotante del rotor y el estacionario del estator (Figura 4). No existe ninguna rotación de la malla del rotor, es decir, la posición relativa entre el rodete y el estator no cambia durante el cálculo (*frozen rotor*). Este método es numéricamente robusto y presenta un panorama instantáneo del flujo real. Como los términos temporales de las ecuaciones de Navier-Stokes se han despreciado, la influencia de la fuerza de inercia no se tiene en cuenta. En el caso de que dicha fuerza sea relevante el flujo calculado no es realista. En ese caso los cálculos no estacionarios realmente no reproducen los resultados del método *Frozen Rotor*.

2.2.2 Método del plano de mezcla (Stage)

En este método cuasi-estacionario ambas zonas del dominio computacional se calculan en sistemas de referencia estacionarios. El acoplo se realiza a través del intercambio de valores promediados acimutalmente en la interfase de ambas zonas que se considera como una condición de contorno. La descripción y el uso de esta hipótesis son detallados por Galpin, Broberg y Hutchinson (1995) para dos planos acoplados radial y axialmente.

2.2.3 Método de la malla deslizante (Sliding mesh)

El cálculo transitorio de la máquina completa bajo el esquema de la malla deslizante (*sliding mesh*) es el realmente físico y, frente a los acoplos anteriormente mencionados, no presenta errores de modelado. Ambos dominios están acoplados directamente a través de una interfase y calculados en el sistema de referencia absoluto. La interfase se calcula en cada paso temporal y posibilita el intercambio conservativo de los flujos entre rotor y estator. La malla del rotor gira en cada paso

temporal relativamente a la del estator un ángulo de acuerdo al paso temporal. En cada paso temporal se calcula una nueva solución. Concatenando las soluciones de cada instante de tiempo se construye la solución transitoria; los valores integrales deben promediarse sobre una revolución completa.

La ventaja de este método es la representación de la física real no estacionaria de la máquina. Su desventaja es la ingente cantidad de tiempo de CPU y memoria necesarias en comparación con las metodologías cuasi-estacionarias. Una alternativa para ahorrar recursos computacionales en un cálculo transitorio de turbomáquinas radiales, la proporciona el concepto de *sliding mesh*, propuesto por Hillewaert y van den Braembussche (1999), utilizando un solo canal del rotor y almacenando en cada paso temporal las condiciones de frontera periódicas. Este procedimiento es de todos modos dispendioso pues la satisfacción de la ecuación de continuidad debe exigirse en cada paso temporal.

2.3 Errores numéricos en turbomáquinas

La metodología para estimar los errores numéricos es la misma en todas las simulaciones numéricas. La minimización de los errores de solución se controla con el desarrollo de los residuos y valores integrales característicos. La demostración de la consistencia de un esquema de discretización lleva directamente a la estimación de los errores de discretización. Un esquema de discretización consistente siempre conduce a una reducción del error conforme se refine la malla. Como ejemplo se muestra el método de estimación de los errores de discretización, con base en Schäfer (2000), en el caso del canal de un rodete en una bomba. El método se basa en la simulación de un mismo caso en tres mallas distintas, sistemáticamente refinadas. La estimación de la malla apropiada, que proporcione resultados independientes de esta, puede llevarse a cabo siguiendo el procedimiento de Richardson (1910) para cuantificar los errores.

Como esquema de discretización se eligió el de *upwind* (diferencias desplazadas) de segundo

orden. Se aplicó a una bomba radial con seis mallas computacionales refinadas sistemáticamente (es decir reduciendo la distancia internodal h) en la forma $h = 16/3, 4, 8/3, 2, 4/3, 1, 0$ (tomando como referencia la malla más fina). Nótese cómo la duplicación del número de nodos en cada dirección implica en una malla tridimensional multiplicar por ocho el número total de nodos. En el cálculo del error de discretización e_h se utiliza la extrapolación de Richardson denotando por $\Phi_h, \Phi_{2h}, \Phi_{4h}$ las soluciones en tres mallas con distancias intermodales $h, 2h$ y $4h$, respectivamente.

$$e_h = \frac{\Phi_h - \Phi_{2h}}{2^p - 1}; \quad p = \frac{\log\left(\frac{\Phi_{2h} - \Phi_{4h}}{\Phi_h - \Phi_{2h}}\right)}{\log 2}$$

La estimación del orden p del proceso, para este problema, viene caracterizado por los valores integrales, por ejemplo la eficiencia del rotor, η . En este caso la eficiencia mostró una convergencia asintótica y alcanzó un valor independiente de malla. Tomando $h = 1$ o a $4/3$, se pueden hacer dos estimaciones del error, e_{h1} y e_{h2} , y los correspondientes órdenes p_1 y p_2 que pueden compararse entre sí y promediar para obtener valores característicos. En el caso del esquema *upwind* de segundo orden, aplicado a un álabe de rotor en una bomba radial, Gugau (2004) obtiene $p \sim 1,4$ y un error de discretización $e_h \sim 0,2 \%$.

3. Simulación de procesos no estacionarios en turbinas francis

Como ya se ha comentado, el uso de métodos computacionales aplicados al desarrollo y optimización de turbomáquinas hidráulicas en general, y turbinas Francis en particular, se ha incrementado sistemáticamente durante los últimos quince años. Hoy en día es bastante habitual simular los diferentes componentes separadamente. De hecho, asumiendo condiciones de flujo estacionario uniforme en la dirección acimutal, solo es necesario considerar un canal hidráulico rotor - estator. Sin embargo, dado que existen fuertes interacciones entre los componentes, especialmente entre los álabes directrices (estator)

y el rodete (rotor), es necesario introducir dicha interacción en la simulación para obtener resultados razonablemente aproximados. Durante el período mencionado, se han hecho muchos intentos para considerar estas interacciones realizando un promedio sobre la dirección circunferencial, lo cual permite tener en cuenta un solo canal rotor - estator y utilizar una simulación estacionaria. Este procedimiento permite tener un ahorro importante en los recursos computacionales. Los resultados obtenidos corresponden, en algunos casos, razonablemente bien con las medidas y pueden aplicarse en el diseño de turbinas (Riedelbauch, Klemm & Hauff, 1996; Labrecque, Sabourin & Deschênes, 1996; Sick, Casey & Galphin, 1996).

Por otra parte, los efectos dinámicos y las vibraciones originan una gran cantidad de problemas. Las fuerzas dinámicas no pueden obtenerse a partir de cálculos estacionarios, y su cuantificación experimental es complicada y requiere de un alto esfuerzo y tecnología. Por consiguiente, la alternativa obvia es lograrlas a través de la simulación numérica. Además, para el cálculo de esos efectos dinámicos es esencial realizar una simulación no estacionaria del flujo, incluyendo la interacción rotor - estator. Debido a la no uniformidad del flujo en la carcasa espiral y a la desigual inclinación de los álabes directrices y del rodete, es deseable considerar la turbina completa, con todos los canales hidráulicos del rotor y el estator. El resultado es el incremento drástico del esfuerzo computacional, del orden de 10 a 100 veces el necesario para cálculos estacionarios; pero este cálculo solo puede alcanzarse en grandes computadores operando en paralelo.

Se distinguirían, pues, dos grupos principales de problemas asociados al flujo no estacionario:

- Flujos no estacionarios forzados externamente. Los que pueden surgir debido a condiciones de contorno no estacionarias o a cambios de la geometría con el tiempo. Ejemplos de ello es el cierre de una válvula, el cambio de dominio fluido en una bomba de pistón o la interacción

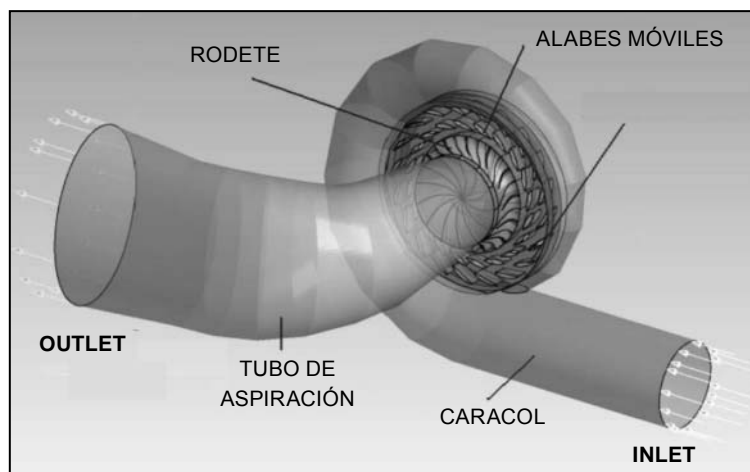
rotor - estator, donde la geometría de la región fluida cambia con la rotación del rodete.

- Flujos no estacionarios autoexcitados. Son los casos de flujo turbulento, desprendimiento de vórtices, dinámica vortical (torcha en el tubo de descarga). El carácter no estacionario aparece sin haber cambios en las condiciones de contorno del flujo o la geometría.

También pueden aparecer combinaciones de ambos grupos, como cuando ocurren vibraciones inducidas por el flujo o el cambio de la geometría inducido por el desprendimiento de vórtices.

En adelante el centro del análisis será el caso de las turbinas Francis, instaladas en varias centrales hidroeléctricas de Colombia. Desde la década de los años setenta hasta ahora, las turbinas Francis han alcanzado una potencia máxima de 800 MW y su eficiencia máxima ha superado el 95%. Tales mejoras se obtuvieron fundamentalmente mediante medidas detalladas en modelos. En los últimos quince años estas medidas han sido complementadas con las simulaciones numéricas. En la Figura 5 se pueden apreciar los principales componentes de una turbina Francis.

Figura 5. Geometría de una turbina Francis



Fuente: Elaboración propia

En particular pueden mencionarse dos ejemplos de flujo no estacionario en este tipo de turbinas: torcha en el tubo de descarga debido a la operación en carga parcial (flujo no estacionario autoexcitado), e interacción rotor – estator (flujo no estacionario forzado externamente).

Interacción rotor – estator. El efecto hidráulico responsable de la interacción es, primeramente, una interacción de flujo potencial entre la distribución no uniforme a la salida de los álabes directrices y los álabes del rotor cuando cruza esa zona de flujo. Dado que el flujo en el espacio entre rotor y estator no es uniforme en la dirección acimutal, ambas, la velocidad (magnitud y dirección) y la presión estática, varían en esta dirección.

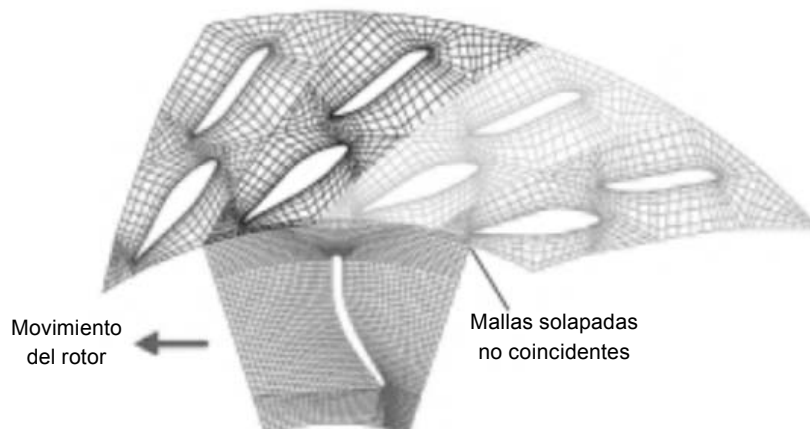
Este hecho genera tres efectos no estacionarios: 1. Conforme los canales del rodete se mueven están sujetos a una presión estática variable, lo cual induce una diferencia de presión entre ellos, generando una carga no estacionaria sobre la pala. 2. Debido al movimiento, el ángulo de incidencia del flujo sobre los álabes varía y conlleva también una carga no estacionaria. 3. La magnitud de la velocidad del fluido

a que están expuestos los álabes también varía en la dirección circunferencial, creando una carga no estacionaria adicional sobre él. Por todos estos efectos, es deseable considerar en la simulación la turbina completa, con todos los canales hidráulicos del rotor y el estator. Una turbina Francis típica tiene entre 20 y 24 canales directrices y entre 9 y 13 canales en el rodete. Para obtener una solución suficientemente aproximada, cada canal debe resolverse con unos 10^5 nodos. En consecuencia, la simulación no estacionaria de toda la turbina debe llevarse a cabo en computadores de altas prestaciones con operación en paralelo.

Torcha en el tubo de descarga. Uno de los problemas más difíciles que aparecen en la operación de centrales hidroeléctricas (especialmente con turbinas Francis) es la aparición de un vórtice de gran intensidad, i.e. la torcha, en el tubo de descarga bajo condiciones de carga parcial. La rotación de la torcha, del orden del 20% al 40% de la velocidad de la turbina, produce fuertes fluctuaciones de presión. Además, en tubos de descarga curvados, bajo ciertas condiciones, puede observarse una componente sincrónica de la oleada de presión. Esta fluctuación simultánea actúa como un excitador que puede generar oscilaciones en la descarga y en la presión del sistema hidráulico. Como consecuencia, toda la central puede experimentar severas oscilaciones y, por tanto, conducir a restricciones en el rango de operación.

Como ya se ha comentado, el flujo en las turbinas hidráulicas dista de ser uniforme o simétrico, por lo que sería deseable la solución de la turbina completa incluyendo todos los canales hidráulicos en el estator y el rotor. Esta es la aproximación más general para la predicción de la interacción rotor-estator, pero requiere una cantidad ingente de nodos computacionales. Otros métodos, por ejemplo la aplicación de periodicidad temporal, pueden reducir el costo computacional pero implican ciertas restricciones. Típicamente, en la simulación de la máquina completa, el dominio de cálculo es dividido en cuatro elementos (carcasa espiral, álabes directrices, rodete y tubo de descarga). Para cada parte se genera una malla computacional independiente. En las interfases entre componentes las mallas se superponen ligeramente y no coinciden. Por tanto, surge una dificultad debido al movimiento del rotor frente a los álabes directrices y el tubo de descarga, ya que el intercambio de datos entre los diferentes dominios de cálculo varía en cada paso temporal. El intercambio de información de una componente a otra se puede organizar en forma de condiciones de contorno dinámicas, realizándose en cada iteración mediante interpolación de los valores nodales aguas abajo y prescribiendo los flujos aguas arriba. La Figura 6 muestra un esquema de las mallas deslizantes no coincidentes.

Figura 6. Esquema de interfase deslizante con mallas solapadas no coincidentes

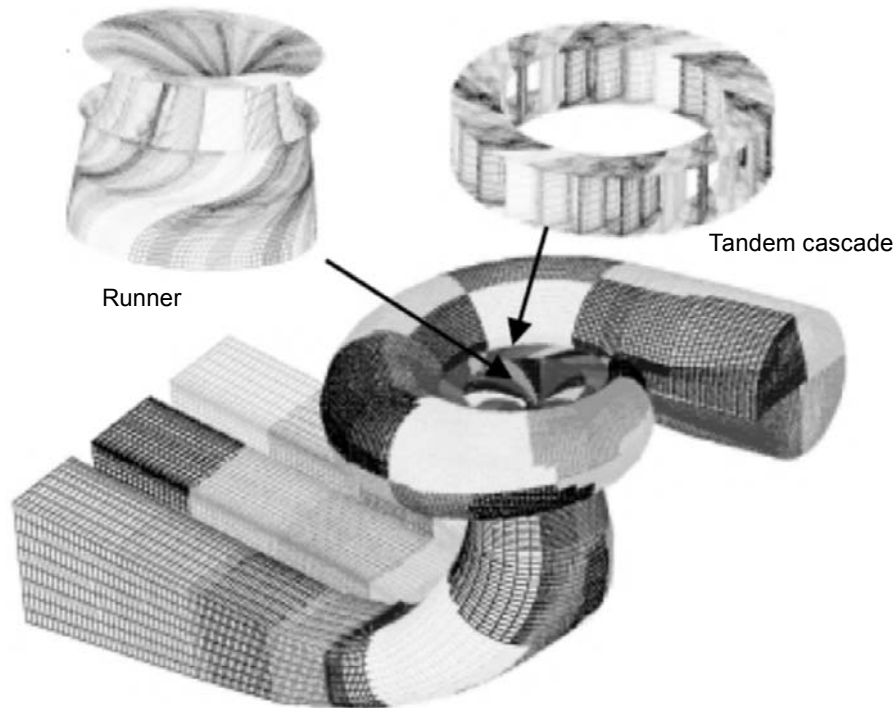


Fuente: Ruprecht *et al.* (2000, 4)

Adicional a lo anterior, en las interfases estator – rotor y rotor – tubo de descarga, la localización de los nodos del rodete se debe evaluar en cada paso temporal y los datos de velocidad se deben transformar del sistema de referencia de laboratorio al rotante.

Debido al enorme esfuerzo computacional, cada una de las componentes anteriores debe descomponerse en dominios que puedan asignarse a diferentes nodos del computador paralelo.

Figura 7. Malla computacional de una turbina Francis completa

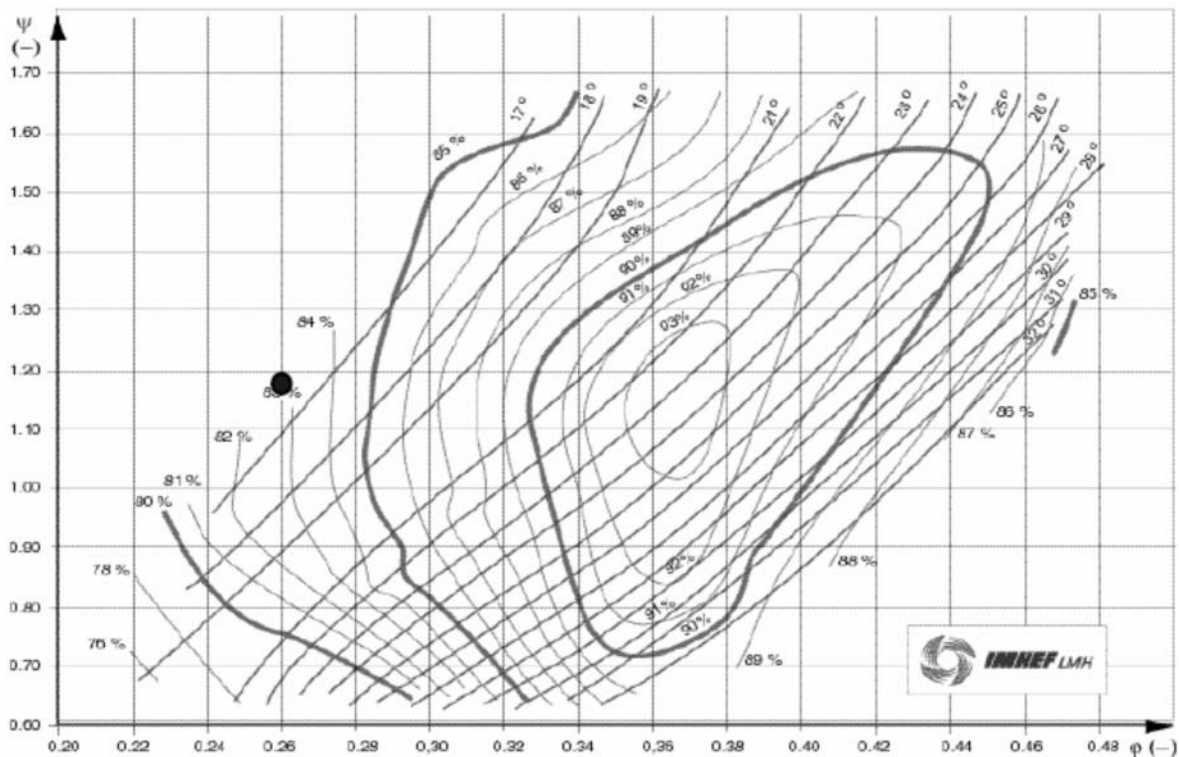


A continuación se exponen varios ejemplos recientes que describen la simulación de los citados procesos no estacionarios en turbinas Francis.

Ruprecht *et al.* (2000) calculan el flujo no estacionario en una turbina Francis completa incluyendo todos los componentes (carcasa, álabes directrices, rodete y tubo de descarga) y, por tanto, la interacción rotor-estator. Los cálculos se basan en la solución de las ecuaciones de Navier – Stokes promediadas temporalmente (o promedio de Reynolds). La turbulencia se tiene en cuenta utilizando diversos modelos de turbulencia, por ejemplo el modelo $k-\varepsilon$ estándar o alguna de sus variantes. El método de solución es segregado, donde las ecuaciones se resuelven separadamente; la presión se calcula mediante un algoritmo de corrección de presión (i.e., SIMPLE o sus derivados). La discretización espacial se realiza mediante un Método de Elementos Finitos (FEM) Petrov – Galerkin construyendo una malla bien estructurada (multibloque) o bien no estructurada. La discretización temporal se obtiene mediante un esquema de segundo orden totalmente implícito; esto tiene la ventaja de que el paso temporal solo depende de la física y no de la malla numérica. La solución de los sistemas de ecuaciones lineales se logra mediante un método de gradiente conjugado con preconditionamiento ILU. El flujo en todas las componentes de la turbina, excepto el rodete, se realiza en un sistema de referencia fijo, o de laboratorio, mientras que el flujo en el rotor se expresa en un sistema de coordenadas que rota con este.

El objetivo del trabajo no era, sin embargo, una detallada comparación con datos experimentales sino más bien mostrar la posibilidad de realizar la simulación en la turbina completa y obtener más detalles de la interacción rotor – estator. Por esa razón usaron mallas groseras, en total con 2×10^6 nodos computacionales, dividiendo el dominio de cálculo total en 96 regiones, cada una asignada a un procesador de un computador paralelo CRAY T3E/512. La Figura 7 muestra la malla utilizada para resolver la turbina Francis completa. Adicionalmente estos autores hacen hincapié en la cantidad de datos generados en la simulación, por lo que también se requiere un esfuerzo computacional importante para su procesamiento posterior.

Figura 8. Diagrama de isoeficiencias y punto de carga parcial (negro) simulado en la configuración de turbina Francis



Fuente: Considerada en Vu *et al.* (2004, 3)

Vu *et al.* (2004) simularon la interacción entre el rodete y el tubo de descarga en una turbina Francis. Realizaron medidas experimentales en el Laboratorio de Máquinas Hidráulicas (LMH) de la Escuela Politécnica Federal de Laussanne. Utilizaron las técnicas 3D *Particle Image Velocimetry* (PIV), 2D *Laser Doppler Velocimetry* (LDV) y medida de presión no estacionaria en las paredes del tubo de descarga. La simulación se inscribió en el proyecto Flindt (Flow Investigation in Draft Tubes) Eureka N° 1625, y se llevó a cabo con la colaboración del LMH y G. E. Hydro. El objeto principal del estudio fue la dinámica de la torcha

bajo condiciones de carga parcial y sin cavitación (número de Thoma $\sigma = 1,18$). El punto de operación correspondía al coeficiente de flujo $\psi = 0,26$ y coeficiente de energía $\psi = 1,18$ (Figura 8).

Estos coeficientes se definen como:

$$\varphi = \frac{Q}{\pi \omega R^3} \quad \psi = \frac{2E}{\omega^2 R^2}$$

donde ω es la velocidad de rotación del rotor, R el radio de referencia del rodete, Q el caudal (descarga) y E la energía específica entre la entrada y la salida del rotor.

El procedimiento CFD ejecutado fue la solución de las ecuaciones de Navier – Stokes acoplado con el modelo de turbulencia $k-\varepsilon$ estándar. La simulación transitoria del flujo en el rotor y el tubo de descarga se realizó considerando el concepto MFR (*multiple frame of reference*). Se separaron ambas zonas por una interfase GGI (*general grid interface*), donde se simula el movimiento relativo no estacionario entre ambas componentes a ambos lados de la interfase. La posición de la interfase se actualizó en cada paso temporal pues la posición relativa de las mallas cambia, es decir, se acude al concepto de *sliding mesh*. En cuanto a las condiciones de frontera, el flujo másico y su dirección fueron especificadas en la entrada del rotor, lo cual se obtuvo de una simulación previa cuasi-estacionaria (*stage*) del flujo en las regiones de los álabes (fijos y móviles) y el rotor. En la salida, se adoptó una condición de salida, es decir se aplicó una condición homogénea de von Neumann para todas las variables. La simulación fue realizada con el software ANSYS-CFX versión 5.6, con una discretización del orden de 10^6 nodos, lo cual es una malla relativamente grosera.

Con el objeto de simular el comportamiento periódico del flujo, los autores recomiendan obtener primero una solución estacionaria, empleando la condición de *stage* entre el rotor y el tubo de descarga, y partir de esta para comenzar la simulación transitoria. La solución transitoria alcanza el comportamiento periódico deseado al cabo de varias revoluciones del rotor manejando un paso temporal por grado de revolución. Según Vu y sus colaboradores, se necesitan del orden de 1000 pasos temporales para iniciar la fluctuación desde el estado estacionario y otros 3000 para alcanzar el estado no estacionario periódico. El cálculo no estacionario para 24 revoluciones del rotor llevó 25 días de CPU en un cluster Beowulf bajo Linux con cuatro procesadores. Las comparaciones con los datos experimentales fueron muy buenas tanto en las presiones como en las velocidades; tan solo la intensidad calculada de la torcha era apreciablemente menor que la medida. Debido a este éxito, T. C. Vu, ingeniero senior de G. E. Hydro, impulsó el uso de la simulación numérica

en el proceso de diseño y optimización de turbinas en su compañía.

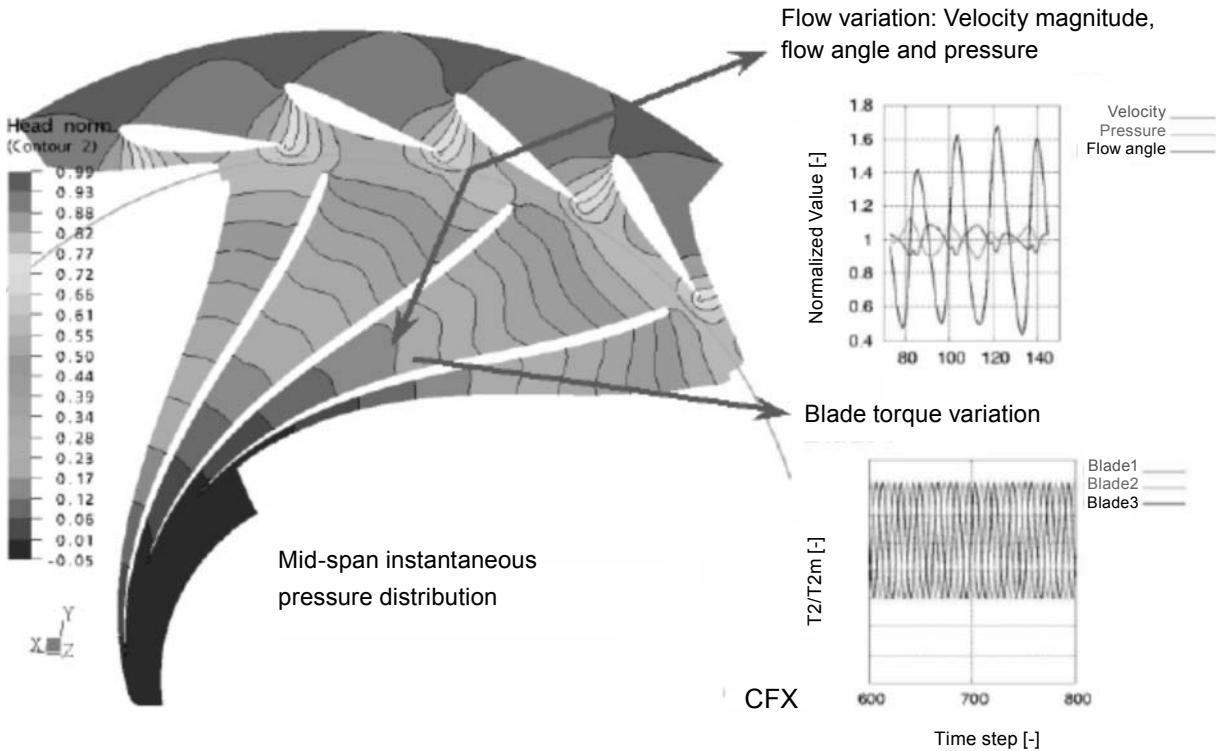
Nennemann, Vu y Farhat (2005) simularon la interacción hidrodinámica rotor–estator en una turbina Francis y compararon sus resultados con sus propios datos experimentales. El objetivo era realizar confrontaciones detalladas entre los cálculos y los experimentos, por lo que se hizo especial énfasis en la instrumentación de la turbina. La interacción rotor-estator fue calculada también con CFX en condiciones 3D no estacionarias (i.e., *sliding mesh*) (Figura 9).

Estos autores, sin embargo, hacen notar que las simulaciones no estacionarias, a diferencia de las cuasi-estacionarias (*stage o frozen rotor*), necesitan una periodicidad idéntica entre el dominio rotante y el estacionario; es decir, el cociente de áreas de la superficie de la interfase que se desliza (*sliding interface*) en el rotor y el estator ha de ser la unidad $A_{s,stat}/A_{s,rot} = 1$. Como no existen turbinas Francis con idéntico número de álabes móviles y palas en el rotor, ellos concluyen que es imposible realizar un análisis no estacionario rotor-estator con un único álabe móvil y un canal en el rodete. Como contrapartida, los autores encuentran que un rango de $A_{s,stat}/A_{s,rot}$ entre 0,99 y 1,01 es aceptable y, por ejemplo, en el caso de una turbina con 24 álabes móviles y 17 palas en el rodete, la consideración de siete álabes y cinco canales del rotor se puede calcular con $A_{s,stat}/A_{s,rot} = 0,99167$. Ello permite una reducción significativa del tamaño de la malla y, por tanto, del tiempo de cálculo.

Ellos consideraron, en su caso, una sección del sistema rotor–estator con cuatro álabes directrices y tres álabes en el rodete, con una malla refinada consistente en dos millones setecientos mil nodos. La condición inicial de la simulación transitoria se obtiene de una simulación estacionaria bajo la condición de *frozen rotor* en la misma malla, a diferencia de Vu *et al.* (2004), quienes hicieron uso de una condición de *stage* entre el rodete y el tubo de descarga. La decisión se justifica porque la estrategia de *frozen rotor* tiene en cuenta la posición relativa de las palas y los álabes móviles.

Dado que los efectos viscosos son secundarios en la interacción rotor-estator, los autores realizan la simulación CFD con el modelo $k-\epsilon$ estándar con funciones de pared, lo cual evita refinar excesivamente la malla en las cercanías de las paredes de los álabes. Para ello utilizan el esquema de discretización de alta resolución implementado en CFX. El artículo, sin embargo, no hace ninguna referencia a la discretización temporal empleada, tan solo cita que el paso temporal corresponde a un giro de $0,2^\circ$.

Figura 9. Interacción rotor – estator entre los álabes directrices y los del rodete en una turbina Francis



Fuente: Nenneman *et al.* (2005, 3)

La comparación con los datos experimentales de presión fue excelente y la capacidad de la simulación numérica para predecir problemas potenciales debido a las fluctuaciones de presión dinámica fue satisfactoriamente probada. De

hecho, G. E. Hydro ha diseñado un protocolo para diseño y optimización de turbinas Francis basado en el software CFX contemplando de forma rutinaria la interacción rotor – estator.



Conclusiones

En este artículo se ha ilustrado el papel de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés) en el diseño, optimización y análisis de turbomáquinas hidráulicas. El estado del arte se ha presentado siguiendo un orden creciente de complejidad, desde las aproximaciones más simples, considerando flujo estacionario y potencial, hasta las tendencias más recientes que tienen en cuenta la simulación no estacionaria del acoplo rotor – estator con un flujo subyacente turbulento. También se han discutido las fuentes de error presentes en las simulaciones numéricas de turbomáquinas hidráulicas —errores de modelado y errores numéricos— que deben tenerse en cuenta a la hora de juzgar la calidad de las simulaciones. Finalmente, se ha prestado atención a dos procesos no estacionarios muy importantes en turbinas Francis: la interacción del flujo entre los sistemas de referencia estacionario (carcasa espiral, álabes directrices y tubo de descarga) y rotante (rodete), y la dinámica vortical (i.e., la torcha) que aparece en el tubo de descarga bajo condiciones de carga parcial.

Bibliografía

AIAA. (1998). *Guide for the Verification and Validation of Computational Fluid Dynamics Simulation, G-077*. Virginia, USA: American Institute of Aeronautics and Astronautics.

Ansys CFX. (2005). “Computational fluid dynamics software is being used by researchers to accurately simulate the position and pressure fluctuations of a draft tube rope in a hydro plant”. *International Water Power and Dam Construction, Julio*. [En línea] Disponible en: <http://www.waterpowermagazine.com/storyprint.asp?sc=2029899>. (Julio de 2007).

Byskov, R. K.; Jacobsen, C. B. & Pedersen, N. (2003). “Flow in a centrifugal pump impeller at design and off-design conditions” (Part II: Large Eddy Simulations), *ASME J. Fluids Eng.* (125), New York, pp. 73-83.

Casey, M. V. (2002). “Validation of Turbulence Models for Turbomachinery Flows a Review”, *Engineering Turbulence Modelling and Experiments*, 5. Mallorca, pp 43-56.

Chen, S. H. & L. F. Liaw. (1997). *The Flowfield Calculations of a Centrifugal Pump with Volute*. *International Gas Turbine and Aeroengine*. Congress and Exhibition, Orlando.

Ciocan, G. D.; Iliescu M. S.; Vu, T. C.; Avellan F. (2007). “Experimental Study and Unsteady Simulation of the FLINDT Draft Tube Rotating Vortex Rope”. *ASME J. Fluids Eng.* (129) 2. New York. pp. 146-158

Davidson, L.; Cokljat, D.; Fröhlich, J.; Leschziner, M. A.; Mellen, C. & Rodi, W. (2003). “LESFOIL: Large Eddy Simulation of flow around a high lift airfoil”, *Notes on Numerical Fluid Mechanics*. (83). Springer Verlag, p. 246.

Dick, E.; Vierendeels, J.; Serbruyns, S. & vande Voorde, J. (2001). “Performance Prediction of Centrifugal Pumps with CFD-tools”, *Scientific Bulletin of Academic Computer*. Gdansk (Poland), 4 (5), pp. 579-594.

- Fatsis, A.; Pierret, S. & Van den Braembussche, R. (1997). "Three-Dimensional Unsteady Flow and Forces in Centrifugal Impellers with Circumferential Distortion of the Outlet Static Pressure", *Journal of Turbomachinery*, 94. (119). Rhode-St-Genèse, BELGIQUE. pp. 94-102.
- Fritz, J. (1999). "Strömungswechselwirkungen in hydraulischen Maschinen". Dissertation TU München.
- Galpin, P. F.; Broberg, R. B. & Hutchinson, B. R. (1995). *Three-dimensional Navier Stokes Predictions of Steady State Rotor/Stator Interaction with Pitch Change*. Annual Conference of the CFD Society of Canada.
- Gugau, M. (2004). "Ein Beitrag zur Validierung der numerische Berechnung bei Kreiselpumpen". Doktor-Ingenieurs Dissertation TU Darmstadt.
- _____. (2000). "Bericht zur numerischen Untersuchung der Strömung in einer VTG-Turbine", *Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik*. TU Darmstadt.
- Gugau, M.; Matyshock, B. & Stoffel, B. (2001). "Experimental and 3D Numerical Analysis of the Flow Field in a Turbocharger Compressor", *4th European Conference on Turbo machinery*. Florenz, pp. 297-306.
- Hillewaert, K. & R. A. van den Braembussche. (1999). "Numerical Simulation of Impeller-Volute Interaction in Centrifugal Compressor", *Journal of Turbomachinery*, 121. New York, USA, pp. 603-608.
- Hodson, H. P. (1991). "Aspects on Unsteady Blade-Surface Boundary Layers and Transition in Axial Turbomachines", *VKI Lecture Series 1991-06: Boundary Layers in Turbomachines*. Belgien.
- Iaccarino, G. (2001). "Predictions of a Turbulent Separated Flow Using Commercial CFD Codes", *Journal of Fluids Engineering*, (123). New York, pp. 819-829.
- Iwase, T.; Sugimura, K. & Shimada, R. (2006). "Technique for designing forward curved blades fans using CFD and numerical optimization", *Proc. FEDSM2006, 2006 ASME Joint U.S. – European Fluids Engineering Summer Meeting, July 17-20*. Miami (FL) USA. Paper FEDSM2006-98136.
- Kaechele, T.; Hauff, C. & Aschenbrenner, T. (2001). "Discussion of Several Numerical Approaches for the Stator-Rotor Interaction", *Voith Hydro GmbH*. Heidenheim.
- Keck, H.; Sick, M. (2008). "Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines". *Acta Mechanica*. (201), pp. 211-229.
- Labrecque, Y.; Sabourin, M. & Deschênes, C. (1996). "Numerical simulation of a complete turbine and interaction between components", *Modelling, Testing & Monitoring of Hydro Powerplants*. Lausanne.
- Lakshminarayana, B. (1996). *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*. New York: John Wiley & Sons.
- Lauer, J. & B. Stoffel. (1994). *Theoretisch erreichbarer Wirkungsgrad*. Abschlussbericht zum VDMA Forschungsvorhaben, TU Darmstadt.
- Majidi, K. (1997). "Numerische Berechnung der Sekundärströmung in radialen Kreiselpumpen zur Feststoffförderung". Dissertation TU Berlin.
- Menter, F. R. (1994). "Zonal Two Equation k- ω Turbulence Models for Aerodynamic Flows".

HYDRO 2005 International Conference and Exhibition, Villach, Austria..

Ng, E. Y. K. & S. T. Tan. (1999). "Evaluation of Turbulence Models for fluid Machinery Application", *ASME/ JSME Conference*. San Francisco, USA.

Nilsson, H. & L. Davidson. (2001). *A validation of parallel multiblock CFD against the GAMM Francis water turbine runner at best efficiency and off-design operating conditions*. Publication 01/02 Department of Thermo and Fluid Dynamics. Chalmers (Sweden): Chalmers University of Technology.

Ojala, J.; Rautaheimo, P. & Siikonen, T. (1998). *Numerical Simulation of a Centrifugal Pump Using k-ε Model Including the Effects of Rotation*. Fourth ECCOMAS Computational Fluid Dynamic Conference, 1998, ECCOMAS, s. 446-451.

Pfleiderer, C. (1991). *Strömungsmaschinen*. 6. Auflage: Springer Verlag.

Patel, D. P. (1981). "Performance Prediction in Complete Range of Centrifugal Pump". 7th Technical Conference of the British Pump Manufacturers Association. York (UK): British Pump Manufacturers Association

Richardson, L. F. (1910). "The Approximate Arimetical Solution by Finite Differences of Physical Problems Involving Differential Equations With an Aplication to the Stresses in a Mansonry", *Dam. Trans. Royal society of London, Series A*, 210. London, pp. 307-357.

Riedel, N. (1997). *Rotor-Stator Wechselwirkung in Hydraulischen Maschinen*. Dissertation TU München.

Riedelbauch, S.; Klemm, D. & Hauff, C. (1996). "Importance of interaction between turbine components in flow field simulation". Proc.

of 18th Symp. on Hydraulic Machinery and Cavitation. Valencia (Spain).

Ritzinger, S. (1997). "Simulation realer Laufradströmungen". Dissertation TU München,

Roache, P. J. (1998). *Verification and Validation in Computational Science and Engineering*. Albuquerque: Hermosa publishers.

Ruprecht, A.; Heitele, M.; Helmrich, T.; Faigle, P. & Morser, W. (1998). "Numerical modelling of unsteady flow in a Francis turbine", *Proc. XIX IAHR Symp. on Hydraulic Machinery and Cavitation*. Singapore, pp. 202-209.

Ruprecht, A.; Heitele, M.; Helmrich, T.; Moser, W. & Aschenbrenner, T. (2000). "Numerical simulation of a complete Francis turbine including unsteady rotor-estator interaction", *20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Charlotte.

Sabourin, M.; Labrecque, Y. & Henau, V. (1996). "From components to complete turbine numerical simulation", *Proc. Of 18th Symp. on Hydraulic Machinery and Cavitation*. Valencia (Spain), pp. 248-256.

Schäfer, M. (2000). *Numerik im Maschinenbau*. Springer Verlag.

Schekel, S. (1998). "Modellierung und numerische Simulation der Strömungsvoränge am Laufradeintritt von Turboarbeitsmaschinen". Dissertation TU Darmstadt,

Schilling, R. (1991). *CFD-Aided Desing of Hydraulic Machinery Bladings*. Intensive Course on CFD, Ljubljana,

Sedlar, M. & P. Mensik. (1999). "Investigation of Rotor-Stator Interaction Influence on Flow Fields in Radial Pump Flows", *3rd European Conference on Turbomachinery*. London, pp. 1017-1025.

- Sedlar, M.; Vlach, M. & Soukal, J. (1999). "Numerical and Experimental Investigation of Flow in Axial Flow Hydraulic Machinery", *3rd European Conference on Turbomachinery*. London, pp. 1007-1016.
- Shi, F. & H. Tsukamoto. (2001). "Numerical Study of Pressure Fluctuations Caused by Impeller-Diffuser Interaction in a Diffuser Pump Stage", *Journal of Fluids Engineering*, (123). New York, USA, pp. 466-474.
- Shuliang, C. (1999). "Three-Dimensional Turbulent Flow in a Centrifugal Pump Impeller Under Desing and Off-Desing Operating Conditions", *ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting*, FEDSM99-6872.
- Sick, M.; Casey, M. V. & Galphin, P. F. (1996). "Validation of a stage calculation in a Francis turbine". Proc. of 18th Symp. on Hydraulic Machinery and Cavitation. Valencia, Spain.
- Sick, M.; Dörfler, P.; Lohmberg, A. & Casey, M. (2002). "Numerical simulations of vortical flows in draft tubes", *5th World Congress on Comp. Mechanics*. Vienna (Austria): International Association for Computational Mechanics
- Song, C. C. S. *et al.* (1996). "Simulation of flow through Francis turbine by LES method", *Proc. Of 18th Symp. on Hydraulic Machinery and Cavitation*. Valencia, Spain, pp. 267-276.
- Stoffel, B. (2000). *Turbomaschine I und II*. Skriptum zur Vorlesung an der TU Darmstadt. Darmstadt.
- Traupel, W. (1977). *Thermische Strömungsmaschinen*. Berlin: Springer Verlag,
- Treutz, G. (2002). "Numerische Simulation der instationären Strömung in einer Kreiselpumpe". Dissertation TU Darmstadt.
- Van Hoyningen-Huene, M. & J. Hermeler. (1999). "Comparison of Three Approaches to Model Stator-Rotor Interaction in Turbine Front Stage of an Industrial Gas Turbine", *3rd European Conference on turbomachinery*. London, pp. 307-322.
- Vu, T. C. & W. Shyy. (1994). "Performance prediction by viscous flow analysis for Francis turbine runners", *ASME J. Fluids Eng.*, (116). New York, pp. 116-120.
- Vu, T. C.; Nenneman, B.; Ciocan, G. D.; Iliescu, M. S.; Braun, O. & Avellan, F. (2004). "Experimental Study and Unsteady Simulation of the FLINDT Draft Tube Rotating Vortex Rope", *Proceedings of the Hydro 2004 Conference*. Porto, Portugal, October 16-18.
- Wu, C. H. (1952). *A General Theory of the 3D Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial, Radial and Mixed Flow Type*. NACA TN-2604,.
- Wu, J.; Shimmei, K.; Tani, K.; Niikura, K. & Sato, J. (2007). "CFD – based desing optimization for hydro turbines", *ASME J. Fluids Eng.* (129). New York, pp. 159-168.
- Zimnitzki, A. (2000). "Beitrag zur optimalen Gestaltung des Spiralgehäuses einer Kreiselpumpe". Dissertation TU Dresden.